

KOMISJA WYDAWNICZA  
TOW. BRATNIEJ POMOCY STUDENTÓW POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

---

Prof. STANISŁAW ŁUKASIEWICZ.

# DZWIGNICE

TEKST



Nr wyd. 167.

WARSZAWA — 1929.

SKŁAD GŁÓWNY KOMISJI WYDAWNICZEJ: POLITECHNIKA — POLNA 3 TEL. 182-10  
Drukarnia i Litografia „Saturn” Marszałkowska 81. Telefon 20-44.

Dy. A  
P. 302

KOMISJA WYDAWNICZA  
TOW. BRATNIEI POMOCY STUDENTÓW POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

---

Prof. STANISŁAW ŁUKASIEWICZ.

# DZWIGNICE

TEKST



Nr wyd. 167.

WARSZAWA—1929.

SKŁAD GŁÓWNY KOMISJI WYDAWNICZEJ: POLITECHNIKA—POLNA 3 TEL. 182-10  
Drukarnia i Litografia „Saturn” Marszałkowska 91. Telefon 20-44.



135093

D 278/117

## W s t ę p .

Dźwignica są jednym z działów obszernej dziedziny maszyn do transportu ciał wszelkiego rodzaju. Odzielając maszyny do przenoszenia cieczy i gazów, otrzymamy ogromnie rozległe działy maszyn, służących do podnoszenia i przenoszenia ciężarów skupionych i ciał rozdrobnionych.

Odróżniamy tu dwie główne grupy:

I. Przewoźnice, t.j. maszyny, które służą wyłącznie do przenoszenia na dalekie odległości, przytem przenoszą się wraz z przenoszonym materiałem. Do grupy tej należą: wozy konne, samojazdy, koleje żelazne, statki i t.p. Grupa ta jest tak różnorodna, że każdy dział jej wymaga specjalnych studjów.

II. Dźwignice i przenośnice, t.j. maszyny do podnoszenia i przenoszenia na bliskie odległości oraz przeładownice, t.j. maszyny do przeładowywania materiałów. - Przytem przenośnicami nazywać będziemy te maszyny, które służą do przenoszenia materiałów rozdrobnionych /ciała sypkie i bryłowe, jak np. piasek, zboże, węgiel, buraki, cegły, skrzynki, części maszyn i t.p./ sposobem mniej lub

więcej nieprzerwanym, - dźwigniami i zaś te maszyny, które służą głównie do podnoszenia /dźwigania/, ale również i do przenoszenia ciężarów jednolitych, albo i materiałów rozdrobnionych, a nawet płynnych, lecz w postaci skupionej, a więc zawartych w koszach, kubłach, skrzyniach, beczkach i t.p., przytem praca ich odbywa się w sposób przerywany. Stosownie do materiału i sposobu pracy cechy konstrukcyjne dźwignie i przenośnie są zasadniczo różne i tylko niektóre typy przenośnie bliskie są do dźwignie. Dodać trzeba, że dźwignice do celów specjalnych prócz czynności podnoszenia i przenoszenia spełniają również czynności wyrabiania /np. dźwignica do odlewania gąsek surowcowych, wyrabiająca formę i rozbijająca odlew oraz transportująca gąski, kopaczka łyżkowa i t.p./, - wobec czego są połączeniem dźwigniocy z wyrabiarką.

Przeładownice są właściwie specjalnym działem dźwignie, połączonych niekiedy z przenośnikami.

Przedmiotem poniższych wykładów będą tylko dźwignice właściwe.

Nie trzeba długo dowodzić wielkiego znaczenia w życiu gospodarzem i przemysłowem maszyn do

bliskiego transportu.

W dziedzinie wytwórczości, powiększenie i potanie, której jest naczelnem zadaniem każdego kraju, dążącego do zdobycia dobrobytu, kultury i siły, rozwiązanie sprawy transportu jest momentem równie ważnym, jak wykorzystanie materiału, energii i pracy ludzkiej. Transport wpływa na koszt wytworu zarówno bezpośrednio przez to, że do kosztów wytworu dochodzi koszt transportu, jak i w znacznej mierze pośrednio przez to, że transport racjonalnie urządzony ułatwia i powiększa produkcję, nie zorganizowany zaś utrudnia ją i pomniejsza. Tendencją nowoczesnej organizacji wytwórczości przemysłowej jest zastosowanie o ile możliwości w każdej fabrykacji t.zw. "produkcji płynnej", polegającej na umiejętnym rozdzieleniu procesu wytwarzania na poszczególne czynności, spełniane przez maszyny i ludzi, oraz takie ustawienie i powiązanie odpowiednimi środkami transportowymi maszyn i placówek ludzkich, aby cały zespół stanowił jeden szarmonizowany organizm, pracujący jednym wspólnym tempem. W gałęziach wytwórczości, operujących olbrzymimi masami i ciężarami /jak górnictwo i hutnictwo, budowa maszyn/ maszyny do przenoszenia całkowicie de

decydują o funkcjonowaniu tych przemysłów w obecnej nowoczesnej skali, bez maszyn tych bowiem praca tych przemysłów nie byłaby możliwa. W dziedzinie wymiany wytwór, zanim dojdzie do rąk spożywcy, podlega całemu szeregowi procesów transportowych. - Jest jasnym, że racjonalne ich zorganizowanie może znacznie zmniejszyć koszty pośrednictwa, co nie tylko jest wielce ważne dla ekonomiczności ogólnej, lecz często nawet decyduje o stopniu rozwoju poszczególnych gałęzi wytwórczości.

Nauka o dźwignicach posiada duże znaczenie dydaktyczne w kształceniu inżyniera. Inżynier jest przede wszystkim organizatorem wytwórczości i jako taki, pracując na węższej lub szerszej arenie, musi obmyślać wszelkie środki, ułatwiające i ulepszające produkcję. W nauce o dźwignicach kandydat na przyszłego inżyniera, poza poznaniem maszyn, stanowiących niezbędne i ważne ogniwo w pracy wytwórczej, uczy się konstruować t.j. obmyślać ustrój maszyn, co dla każdego inżyniera, jako organizatora wytwórczości, a więc nie tylko tego, który jako inżynier konstruktor poświęca się konstruowaniu maszyn, lecz i tego, co jako inżynier technolog produkuje wszelkie towary, - jest zasadniczą naczelną stroną wy-

kształcenia. Konstruowanie bowiem rozwija znakomicie umysł w kierunku jasnego formułowania celu, obmyślenia środków do jego osiągnięcia oraz nagięcia ku temu tworzyw i sił przyrody, przy jednoczesnym stałym liczeniu się z możliwością wykonania. Konstruowanie jest więc znakomitym środkiem dla rozwinięcia zmysłu i umiejętności technicznych i organizacyjnych. Dźwignice, w większej mierze niż inne maszyny, nadają się do metodycznej nauki konstruowania i dlatego uważane są jako klasyczny, podstawowy przedmiot w tym kierunku. A to dlatego, że: a/ wśród dźwigni są maszyny proste, których pracę i budowę łatwo ogarnąć i maszyny najwięcej złożone, wielkie dzieła techniki, wyprowadzone jednak konsekwentnie z maszyn prostych; b/ dźwignice składają się z różnorodnych części: lanych, kutych i żelazokonstrukcyjnych - dają przeto możliwość ćwiczenia w kształtowaniu wszystkich podstawowych elementów budownictwa maszyn; c/ dźwignice przedstawiają ciekawe i rozmaite układy, nie ujęte w wąski szablon, wobec czego dają możliwość szerokiego ćwiczenia w układaniu mechanizmów oraz sposobność do rozwinięcia pomysłowości; d/ praca dźwigni jest natury zewnętrznej, oparta na mechanice ciała sta-



łych, a przeto warunki pracy organów tych naszyły się dla początkującego uchwytne i obciążenia możliwe do wyznaczenia - dzięki czemu dana jest sposobność ćwiczenia w obliczeniach statycznych, wytrzymałościowych, pozatem i dynamicznych, /zważywszy, że dźwignica jest maszyną z ruchem przerywanym/; e/ napęd dźwignic, w większości elektryczny, jest integralną ich częścią, biorąc udział nietylko przy nadawaniu ruchu, lecz i przy zatrzymywaniu, co zmusza i daje sposobność do wniknięcia w dziedzinę elektrotechniki.

Z powyższego wypływa wniosek, że głównem zadaniem nauki o dźwignicach w kształceniu inżynierskiem, poza zaznajomieniem z techniczną użytecznością dźwignic, jest nauczanie się metod konstruowania. Zadanie to może być osiągnięte: 1/ drogą przestudjowania podstaw, dotyczących ustroju dźwignic i ich części, i 2/ drogą wykonania projektu dźwignicy. Podkreślić należy, że wiedzę i umiejętność inżynierską zdobywa się głównie przez własną twórczą pracę. Dlatego adept inżynierji największy nacisk powinien położyć na zupełnie świadome i skrupulatne wykonanie projektu oraz celowe przygotowanie się do tej pracy. Pomoc w tem mają mu dać: niniejsze notatki, stanowiące rozszerzenie moich

wykładów /oparte na pierwszym wydaniu kursu dźwignic z r.1918, lecz przerobione i uzupełnione, stosownie do potrzeb projektowania i do postępu techniki i wiedzy technicznej/, oraz "Zbiór rysunków do dźwignic", wydany wcześniej w r.1925. Notatki niniejsze, jak i zbiór rysunków, nie mogą oczywiście wyczerpać i dać wszystkiego, co może okazać się potrzebnem przy konstruowaniu. Zadaniem wykładu i tych notatek jest dać zasady główne i wskazać wytyczne do pracy, zbiór zaś rysunków wskazuje jedynie konstrukcje typowe. Uzupełnienia czerpać należy z tych dzieł, jakich wykaz przytoczyłem już we wstępie do wymienionego "Zbioru rysunków" oraz tych dzieł i czasopism, które podaję niżej. Jaknajgorętszą zachętę dałbym pragnął czytającemu te słowa do przeglądania dzieł i literatury czasopiśmienniczej w językach obcych: kandydat na inżyniera, idącego z postępem i doskonalącego się stale w swej umiejętności, powinien przywykać do uzupełniania swej wiedzy z prac narodów, przodujących w technice.

Podaję niżej dodatkowy wykaz dzieł i czasopism:

a. Dla strony mechanicznej dźwignic:

R.Krell, "Entwerfen im Kranbau" - 2 tomy, tekst

i atlas, wydane w r.1925, bardzo wartościowe dzieło długoletniego konstruktora przemysłowego, obecnie profesora Politechniki w Monachjum. - Szczególnie pod względem rysunków, podających w małej wprowadzie skali, lecz metodycznie różne szczegóły z praktyki; wadą z punktu wartości pedagogicznej jest to, że bardzo wiele obliczeń przytacza autor bez żadnego uzasadnienia, co uczącego się skłania do roboty nieświadomej, bezwzględnie dla niego szkodliwej; do obliczeń autor stosuje jaknajszerszej pracowicie ułożone wykresy nomograficzne, co naturalnie konstruktorowi przemysłowemu znakomicie ułatwia i przyspiesza pracę. W dziele Krella /jak i zresztą we wszystkich we wstępie do Zbioru rysunków przytoczonych/ brak usystematyzowania naprężeń dopuszczalnych dla różnych części dźwignic w zależności od warunków ich pracy i stosunku do całości; brak również uzasadnień co do wyboru naprężeń dopuszczalnych. W przeciwieństwie do tego w wykładach moich specjalną uwagę poświęcam usystematyzowaniu wyboru naprężeń dopuszczalnych i uzasadnieniu ich wyboru.

b. Dla strony żelazokonstrukcyjnej dźwignic.

Wielką pomoc znaleźć można w podręczniku "Eisen im Hochbau", zawierającym tablice normalnych kształ-

tówek i belek wraz z niezmiernie obszernymi tablicami momentów bezwładności i wytrzymałości kształtówek i belek pełnych i z otworami, belek złożonych i t.p.

o. Dla związku dźwignic z budowlami fabrycznymi.

C.F. Buff, "Werkstattbau". - gdzie w paru działkach autor w zwięzły sposób omawia rolę dźwignic w fabrykach mechanicznych i wzajemne dostosowanie budynku i dźwignic.

d. Dla strony elektrycznej dźwignic:

1. Siemens-Schuckert: "Elektrische Krananruestungen" - wydane w r.1913 - krótkie ujęcie zasad ustrojów elektrycznych, jak to: silników, połączeń dla hamowania, nastawnic, zwalniczy hamulców, bezpieczników i t.p., wykonywanych przez zakłady S.S.

2. Ch. Ritz "Elektrische Krananruestungen" - broszura stanowiąca dodatek do wyżej wymienionego dzieła R. Krella - krótki lecz szczegółowy i ściślejszy, podobny do powyższego, opis, zawierający najnowsze normy i konstrukcje, przeważnie jednak tylko zakładów S.S.

3. A.E.G. "Listen für Hebezeuge u. Transportmaschinen" z r.1925 z lakonicznymi, niedostatecz-

nemi dla szczegółowego poznania wyjaśnieniami, dotyczącymi urządzeń, stosowanych przez Powszechne Towarzystwo Elektryczne.

4. Tom I. dzieła H.H.Broughton "The Electrical Handling of Materials" pod tytułem "Electrical Equipment" - szeroki traktat może/po uprzednim przestudjowaniu w mniejszym zakresie i na podstawie dobrej znajomości elektrotechniki/ stanowić uzupełnienie dla tych, którzy pragnęliby głębiej zaznajomić się z dziedziną urządzeń elektrycznych na dźwignicach.

e. Czasopisma:

Specjalnie dźwignicom i przenośnicom poświęcone "Fördertechnik u. Frachtverkehr".

Pozatem artykuły dotyczące dźwignic pojawiają się niekiedy w pismach:

V.D.J., Maschinenbau, Engineering.

-----

Komisji Wydawniczej Bratniej Pomocy składam gorące podziękowanie za wydanie tych wykładów, które niech przyczynią się do szerzenia w Polsce wiedzy i umiejętności w budowie maszyn wśród adeptów inżynierji, a inżynierom i technikom, w praktyce zajętym, niech dadzą materiał w języku pol-

skim starannie wydany, dopóki przyszłość nie przyniesie nam dzieł bogatszych na wzór literatury zagranicznej:

/-/ S:Łukasiewicz.

16/II-1926 r.

## I. PUNKTY, CHARAKTERYZUJĄCE DZIAŁANIE I ZASTOSOWANIE DŹWIGNIC, KRYTERJA DO OCENY DŹWIGNICY.

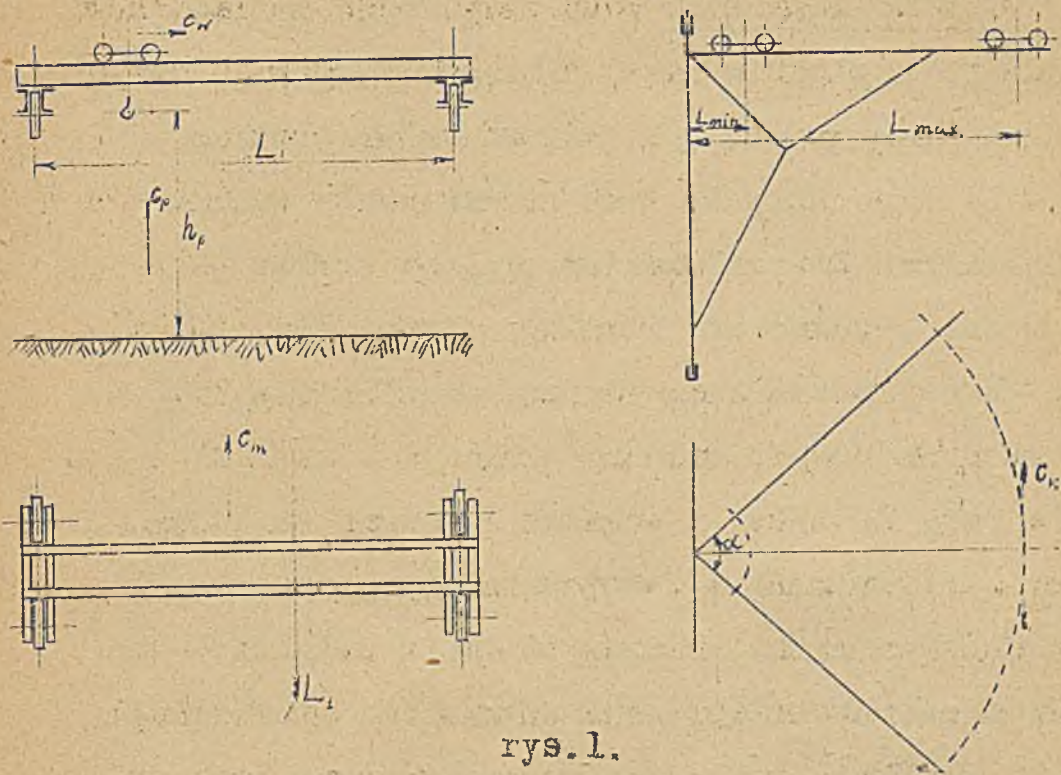
Przy konstruowaniu, wyborze i ocenie dźwigni trzeba ustalić i wyjaśnić następujące charakteryzujące je punkty:

1. Cel, a więc rodzaj przenoszonych ciężarów, droga przenoszenia, stosunek do miejsca pracy, do budynków, jak i do innych dźwigni i urządzeń transportowych; w związku z celem następane punkty, a mianowicie:

2. Największy t.zw. udźwig, inaczej t.zw. siłą podnośną, określaną powyżej l t. zazwyczaj w t., poniżej w kg. W dźwignicach ze specjalnie ciężkim uchwytem /np. uchwyt elektromagnetyczny, czerpak i t.p./ ważne jest znać wagę jego - t.zw. "martwy ciężar"  $G$ . Dla mechanizmów przesuwu i obrotu koniecznym jest również znać wielkość martwego ciężaru, którym jest waga własna.

3. Przestrzeń działania, a więc we wciągnikach wysokość podnoszenia  $h_p$  w m., przez którą rozumie się odległość od najniższego położenia haka do najwyższego; w suwnicach: rozpiętość mostu suwnicy  $L$ , długość przesuwu mostu  $L_1$ , oraz wysokość podnoszenia  $h_p$ . W żórawiach wysięg największy  $L_{max}$  i najmniejszy  $L_{min}$ , kąt

obrotu  $\alpha$  i wysokość podnoszenia  $h_p$  /rys.1/.



rys.1.

4. Szybkość działania, czyli dla mechanizmu podnoszenia - szybkość podnoszenia  $C_p$ , dla przesuwu wózka wciągarkowego - szybkość przesuwu wózka  $C_w$ , dla jazdy mostu  $C_m$ , dla obrotu /kręcenia/ żurawia, rozumiejąc przez tę szybkość zazwyczaj prędkość środka podnoszonego ciężaru  $C_K$ . Wszystkie te szybkości odnoszą się do największego udźwigu. - Przyjęto je określać w m/min. W niektórych mechanizmach podnoszenia, gdzie opuszczanie powinno odbywać się specjalnie szybko, ważnem jest ustalić szybkość



opuszczania  $c_0$ .

5. Stopień natężenia poszczególnych mechanizmów dźwigni, względnie całej dźwigni, jeżeli wszystkie mechanizmy pracują z jednakim natężeniem. - Ustalenie tego stopnia jest niezmiernie ważnym dla konstruktora. Nieracjonalnym byłoby bowiem jednako mocno budować np. suwnicę ręczną dla siłowni, która jako przeznaczona do napraw silników lub ewentualnych nowych montaży pracuje kilka lub kilkanaście razy do roku, i suwnicę pędzoną elektrycznie dla hali obrabiarek w fabryce maszyn, gdzie jest ona w częstym ruchu. Podług stopnia natężenia powinien konstruktor wybierać charakter konstrukcji, a także wielkość naprężeń dopuszczalnych przy obliczaniu wytrzymałościowej. W dalszych wykładach będą odróżniać dla dźwigni ręcznych dwa stopnie natężenia:

$R_I$  - zaliczając tu pracę dźwigni pracujących bardzo rzadko, np.: suwnice dla siłowni, dźwigniki, wciągarki naziemne budowlane i t.p. /patrz niżej odpowiednie rozdziały o dźwignicach ręcznych/ oraz

$R_{II}$  - do którego zaliczyć można dźwignice ręczne częste pracujące np. suwnice dla hali obrabiarek, dla montowni i dźwignice inne, pracujące w analo-

gloznych warunkach; dla dźwignio zaś silnikowych /pędzonych przez silniki/ odróżniać będą ostery stopnie nateżenia:  $S_I, S_{II}, S_{III}$  i  $S_{IV}$ . Podstawę do określenia tych stopni przyjmuje taką samą, jaką zaproponowali inżynierowie Powszechnego Towarzystwa Elektrycznego /A.E.G./ w r.1920 dla wyboru silników elektrycznych do mechanizmów dźwignicy, a która to propozycja uznana została przez Związek elektrotechników niemieckich jako ogólnie w Niemczech obowiązująca od dn.1/I-1924 r. Dla wyboru silnika elektrycznego miarodajną jest poza wytrzymałością mechaniczną dopuszczalna wytrzymałość cieplna, t.j. ta temperatura graniczna, do jakiej silnik, wskutek tej części energii elektrycznej, która jako stracona nieużytecznie zamienia się na ciepło, może się nagrzać bez szkody dla izolacji bawełnianej przewodów, gdyż przy wysokich nagrzaniach izolacja kruszy się, a nawet swęgła. Jest jasnym, że silnik do mechanizmów dźwignio, pracujący z przerwami i nie zawsze pod pełnem obciążeniem, może dawać większą moc, niż tenże silnik, gdyby pracował bez przerw, np. pędząc transmisję fabryczną, a to dlatego, że nagrzawszy się w czasie pracy ma możliwość ostygnięcia w okresie spoczyn-



ku. Ilościowo o wielkości mocy dopuszczalnej do pobierania z silnika decyduje, według propozycji A.E.G., "stopień natężenia", tak np. z silnika dźwigniowego model GEK 10/754 dla stopnia natężenia II pobrać można 6 k.m., dla stopnia natężenia III - 5,2 k.m., dla stopnia natężenia IV - tylko 3,5 k.m. Stopień zaś ten natężenia charakteryzują dwa współczynniki: a/ współczynnik czasu pracy, inaczej "stosunkowy okres włączenia" /niemiecka nazwa "Einschaltdauer" i oznaczenie ED/:

$$W = 100 \times \frac{\text{czasy włączenia}}{\text{czasy włączenia} + \text{czasy przerw}} \quad \%$$

gdzie pod czasami włączenia rozumieć należy te okresy, w których silnik znajduje się pod prądem, prądem określić należy ten stosunek według danych z całodzienniej pracy; b/ współczynnik obciążenia inaczej "obciążenie stosunkowe" np. dla mechanizmu podnoszenia:

$$g = 100 \times \frac{\text{średnia z ciężarów podnoszonych}}{\text{największy, pełny udźwig}} \quad \%$$

Obciążenie poniżej  $g = 60 \%$  uważane jest za zmiennę, powyżej - jako pośrednie między zmienną i pełną, przy  $g = 100 \%$  jako pełne. - Uzależnienie gra-

dacji stopni natężenia od tych współczynników jest następujące:

Stopień natężenia.

$S_I$	$S_{II}$	$S_{III}$	$S_{IV}$
przy obciążeniu <u>zmiennem</u> i			
przy okre- sie włącze- nia W = 15 %	W = 25 %	W = 40 %	
Rodzaj pra- cy: lekka	normalna	ciężka	
przy obciążeniu <u>pełnym</u> i			
	przy W = 15 %	W = 25 %	W = 40 %
	Praca: lekka	normalna	ciężka

Jest oczywiste, że ponieważ natężenie pracy części mechanicznych dźwigni jest /przeważnie, o ile silnik nie jest od mechanizmu w pewnych okresach odłączany/ scharakteryzowane przez ten-że współczynnik czasu pracy i tenże współczynnik obciążenia, to dla gradacji stopni natężenia me-  
chanizmów mogą być przyjęte wymienione wyżej nor-  
my silnikowe.

6. Redzaj napędu. Wybór napędu, wpływający decydująco na konstrukcję dźwignicy, zależy od celu, żadanego udźwigu, szybkości i natężenia działania, a również warunków lokalnych. Dla pomocniczych przenośnych dźwigników i wciągników przy niezbyt wielkim udźwigu, gdzie nie zależy na szybkości pracy, możliwym jest napęd ręczny, podobnie również w dźwignicach pracujących rzadko i gdzie nie stawia się żadnych warunków co do granicy szybkości. Siłą rąk ludzkich można podnosić jaknajwiększe ciężary, szybkość jednak będzie minimalna. Dlatego przy większych udźwigach i żadanych szybkościach napęd musi być silnikowy - przeważnie elektryczny; od silnika parowego lub spalinowego tylko tam, gdzie uzyskanie energii elektrycznej zbyt jest trudne.

7. Kryterjum ekonomiczne. Przy wyborze, oferowaniu i użytkowaniu poszczególnych dźwignic i zespołów dźwignicowych należy zdać sobie sprawę z kosztów pracy, gdyż poza kryterjum technicznym t.j. oceną, czy dźwignica dobrze spełnia cel wyznaczony, koszt jej pracy zaważyć może na uznaniu jej za odpowiednią lub nie. Koszt pracy, oblicza-

jąc za okres roczny, składa się: a/ z kosztów zużytej energii i smarów -  $E$  jednostek monetarnych, b/ kosztów utrzymania  $U$ , wliczając w to koszt niezbędnego czyszczenia, napraw i zamiany zużytych części c/ kosztów obsługi,  $O$ , d/ kosztów zakładowych -  $Z$ . Te ostatnie zaś składają się: 1/ z kosztów amortyzacji części kapitału zakładowego  $K-S$  /gdzie  $K$  kapitał wyłożony na zakup i urządzenie dźwigni oraz związanej z nią instalacji,  $S$  - suma, którą można osiągnąć przez sprzedaż dźwigni wtedy, gdy okaże się ona niezdatną, czy to z powodu zużycia, czy dlatego, że będzie urządzeniem już przestarzałym, nienadającym się do nowszych postępów w technice; przyjęto zazwyczaj liczyć  $S=0,1K$  /, -która zostanie straconą za cały okres pracy dźwigni, przeto musi być stopniowo zapisywana na ciężar kosztów pracy; 2/ z kosztów oprocentowania kapitału zakładowego, który uwięziony w dźwigni nie może przynosić odsetek, przeto odsetki stracone muszą być zaliczane na ciężar kosztów pracy. Przy stopie oprocentowania -  $p$  % i stopie amortyzacji  $\alpha$  % koszty zakładowe roczne:

$$Z = (K - S) \cdot \frac{\alpha}{100} + \frac{K}{2} \cdot \frac{p}{100}$$

Oprocentowanie liczy się od średniej wartości uwięzionego kapitału, gdyż przy stopniowym amortyzowaniu kapitał uwięziony z roku na rok się zmniejsza. Wobec niewielkiej wartości  $S$ , średnia ta może być przyjęta jako  $\frac{K}{2}$ . - Jeżeli przy porównawczym obliczaniu kosztów różnych rodzajów dźwignio, które mogą być dla danego zadania zastosowane, nie wszystkie wymagają jednakowych urządzeń budynkowych i instalacji dodatkowych, to dla osiągnięcia należytych wartości porównawczych do kosztów wyżej obliczonych należy dodać koszty zakładowe i utrzymania tych urządzeń i instalacji. - Stopa amortyzacji  $\alpha = \frac{100}{l}$ , gdzie  $l$  - liczba lat w ciągu których dźwignica jest zdatną do pracy. - Poza wymienionym przeto wyżej momentem niezdatności z powodu postępu technicznego, stopa ta zależy od warunków, w jakich dźwignica pracuje, od stopnia napięcia, a również od dziennego czasu pracy. W celu uwzględnienia wpływu czasów pracy:  $g$  godzin rocznych, odbiegających od czasu pracy  $g_n$  przeciętnego najczęściej spotykanego i przyjętego za normalny, dla którego stopa amortyzacyjna jest  $\alpha_n$ , można według Aumunda przyjmować:

$$a = a_n \left( 1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{g - g_n}{g_n} \right);$$

$a_n$  - przeciętnie 10 % .

Jeżeli średnia wielkość przenoszonego ciężaru =  $Q_s$  i w przeciągu godziny przeniesie dźwignica średnio  $i$  średnich ciężarów, to jednostkowy koszt roczny jednej przeniesionej tonny:

$$= \frac{E + U + O + Z}{Q_s \cdot i \cdot g}$$

Przy porównywaniu kosztów dźwigni, które przenoszą na różne odległości, można za miarę porównawczą przyjąć koszt jednostkowy jednego tonno-metra:

$$\frac{E + U + O + Z}{Q_s \cdot l_s \cdot i \cdot g}$$

gdzie  $l_s$  przeciętna długość przenoszenia.

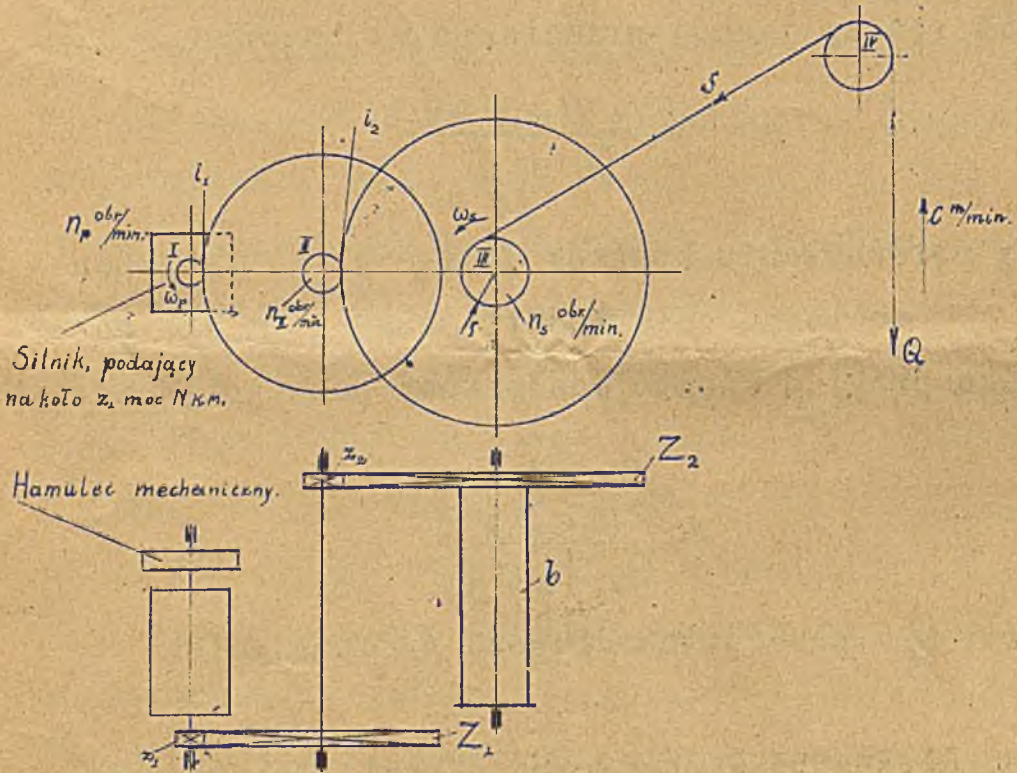
8. Sprawność mechaniczna. Koszt przenoszenia jest tem mniejszy, im mniejsze zużycie energii, to zaś zależy od możliwie najlepszego jej spożytkowania, a małych strat na pokonywanie oporów. Miernikiem dla dźwigniocy pod tym względem jest t.zw. stopień sprawności /inaczej "stopień użytecznego



działania" lub "skutek użyteczny"/ ogólny dla całego mechanizmu, jak również stopnie sprawności cząstkowe dla poszczególnych narządów mechanizmu.

### Stopień sprawności

$$\eta = \frac{\text{praca oddana}}{\text{praca otrzymana}}$$



rys.2.

wyraża, jaka część pracy otrzymanej została pożytecznie zużyta. Stosownie do tej definicji stopień sprawności ogólny dla całej wciągarki /rys.2/ przy podnoszeniu ciężaru:

$$\eta = \frac{Q.c}{N.75.60}$$

poszczególne zaś stopnie sprawności cząstkowe:

Dla krążka IV:

$$\eta_K = \frac{Q.c}{Q.c + F_K},$$

gdzie  $Q.c$  - praca oddana ciągnu  $Q$ ,  $Q.c + F_K$

- praca otrzymana przez ciągnie  $S$ , przy czym

$F_K$  - praca na pokonanie oporów zginania i odginania liny oraz tarcia krążka IV na osi.

Dla bębna  $b$ :

$$\eta_b = \frac{Q.c + F_K}{Q.c + F_K + F_b},$$

gdzie  $F_b$  - praca na pokonanie oporów nawijania /zginania/ liny na bęben.

Dla wałka III:

$$\eta_{wz} = \frac{Q.c + F_K + F_b}{Q.c + F_K + F_b + F_{wz}},$$

gdzie  $F_{wz}$  - praca na pokonanie oporów tarcia wałka III w łożyskach.

Dla zazębienia pomiędzy kołem  $z_2$  i  $Z_2$ :

$$\eta_{z_1} = \frac{\text{praca podana na wałek III, czyli koło } Z_2}{\text{praca otrzymana przez koło podające } z_2}$$

$$= \frac{Q \cdot c + F_k + F_b + F_{w_{II}}}{Q \cdot c + F_k + F_b + F_{w_{II}} + F_{z_{II}}}$$

gdzie  $F_{z_I}$  - praca na pokonanie oporów międzyzębnego poślizgu.

Analogicznie uformować można stopień sprawności wałka II-go:  $\eta_{w_{II}}$  i zazębienia I-go  $\eta_{z_I}$ .

Oczywiście:

$$N \cdot 75.60 = Q \cdot c + F_k + F_b + F_{w_{II}} + F_{z_I} + F_{w_I} + F_{z_{II}}$$

Wobec tego ogólny

$$\eta = \frac{Q \cdot c}{N \cdot 75.60} = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_{w_{II}} \cdot \eta_{z_I} \cdot \eta_{w_I} \cdot \eta_{z_{II}} = \text{iloczynowi}$$

ze stopni sprawności cząstkowych. Z tego wynika, że każdy organ dźwigni powinien być budowany możliwie tak, aby posiadał możliwie największy stopień sprawności.

Przy opuszczaniu ciężaru role silnika i ciężaru zmieniają się: siła i energia ciągnąca pochodzi od ciężaru, silnik zaś często spełnia rolę hamulca, który trzeba ciągnąć; przy zatrzymywaniu opadającego ciężaru zaczyna działać hamulec mechaniczny. - Przy liczbowym traktowaniu procesów opuszczania i zatrzymywania jest koniecznym znać wpływ oporów własnych mechanizmu a więc również stopnie spraw

ności przy opuszczaniu. Będą one: dla krążka IV

$$\eta'_K = \frac{Q.c - F'_K}{Q.c}, \quad \text{gdzie } F'_K \text{ praca na poko-}$$

nanie oporów krążka przy opuszczaniu; dla wałka III

$$\eta'_{KII} = \frac{Q.c - F'_K - F'_b - F_{KII}}{Q.c - F'_K - F'_b},$$

dla ząbienia II-go:

$$\eta_{zII} = \frac{Q.c - F'_K - F'_b - F_{KII} - F_{zII}}{Q.c - F'_K - F'_b - F_{KII}}$$

Naogół opory przy opuszczaniu nie są równe oporom przy podnoszeniu: np.  $F'_K \neq F_K$  i stopnie sprawności, zarówno cząstkowe, jak i ogólne, nie są równe. - Szczegółowe omówienie tego podane jest niżej.

### 9. Energia napędna, przekładnia momentów, przekładnia obrotów, przekładnia sił.

Dla mechanizmu podnoszenia, poruszanego przez silnik, przedstawionego na rys.2, energia napędna /poruszająca/ mierzona w k.m.

$$N = \frac{S.c}{60.75.\eta_s},$$

gdzie  $\eta_s$  - stopień sprawności części dźwigniocy

aż do cięgna  $S$  włącznie.

Oznaczając moment napędny /poruszający/ silnika -  $M_p$  mkg., jego szybkość kątową  $\omega_p$  / $\frac{1}{sec}$ ./ i zważywszy, że  $\omega = r \cdot \omega_s \cdot 60$ , gdzie  $r$  promień bębna,  $\omega_s$  szybkość kątowna bębna, otrzymujemy z powyższego:

$$M \cdot \omega_p = \frac{S \cdot r \cdot \omega_s}{\eta_s}$$

Stąd:

$$\frac{S \cdot r}{M_p} = \eta_s \cdot \frac{\omega_p}{\omega_s} = \eta_s \cdot \frac{n_p}{n_s} = \eta_s \cdot \frac{1}{\frac{n_s}{n_p}},$$

czyli przekładnia momentów sił pokonywanej /pędzonej/  $S \cdot r$  i napędnej  $M_p$  są odwrotnie perpercyjne do liczby obrotów wałków pędzonego i napędnego. Jest jasnym, że taki sam stosunek otrzymalibyśmy przy wciągarni ręcznej, w której zamiast silnika na pierwszym wałku byłaby korbka o promieniu  $a$  i siła na korbie  $P$ :

$$\frac{S \cdot r}{P \cdot a} = \eta_s \cdot \frac{n_p}{n_s}$$

W ogólnem budownictwie maszyn przyjęto operować t.zw. przekładnią obrotów, przyjmując milcząco, że liczy ją się w stosunku do wałka napędnego:  $\varphi = \frac{n_s}{n_p}$ .  
Jest to liczba niecałkowita np. 1:22

W dźwignicach wygodniej jest operować wartościami całkowitymi przekładni obrotów w stosunku do wałka pędzonego:

$$i = \frac{n_p}{n_s} = \frac{1}{\varphi}.$$

Przy tych oznaczeniach  $\frac{S.r}{M_p}$  wzgl.  $\frac{S.r}{P.a} = \eta \cdot i = \eta \cdot \frac{1}{\varphi}$ .

Albo ponieważ:

$$\frac{n_p}{n_s} = \frac{n_p}{n_{II}} \cdot \frac{n_{II}}{n_s} = i_1 \cdot i_2 = \frac{1}{\varphi_1} \cdot \frac{1}{\varphi_2},$$

to  $\frac{S.r}{M_p}$  wzgl.  $\frac{S.r}{P.a} = \eta \cdot i_1 \cdot i_2 = \eta \cdot \frac{1}{\varphi_1} \cdot \frac{1}{\varphi_2}$ .

Liczba  $i = i_1 \cdot i_2 \dots i_n$  /ogólnie przy  $n$  przełożeniach ruchu/, jako określająca stosunek ilości zębów, ma znaczenie pierwszorzędne dla konstruktora, gdyż stanowi o układzie mechanizmu dźwignicy. W dźwignicach silnikowych gdzie  $n_s$  jest dane przez zadaną szybkość, dotyczącą siły pędzonej, oraz  $n_p$  dla wybranego podług potrzebnej mocy silnika tego czy innego typu jest również wiadoma, przekładnia  $i$  określa się wprost z liczby obrotów. Dla dźwignic zaś ręcznych należy co do przekładni odróżniać dwa wypadki:

1. Zadana jest siła napędna  $P$ , niema nato-

miast żadnych skrępowań co do szybkości podnoszenia ciężaru  $Q$  /względnie pokonywania siły oporu w mechanizmach przesuwu i obrotu/. W tym wypadku w równaniu pracy  $Sr \omega_s = \eta_s \cdot Pa \omega_p$  jest dany moment  $Sr$  oraz moment  $Pa$ , wobec czego przekładnia obrotów:

$$\frac{n_p}{n_s} = i = \frac{1}{\eta_s} \cdot \frac{Sr}{Pa}$$

Przy takim rozwiązaniu szybkość pokonywanej siły cędzie:

$$r \omega_s = \left( \eta_s \cdot \frac{Pa}{S} \right) \omega_p = \frac{r \omega_p}{i}$$

$i$  - razy mniejsza niż szybkość siły napędnej. Zadaniem dźwignie tego rodzaju jest pokonywać siłą możliwie małą wielkie ciężary.

2. Jeżeli jednak przy napędzie ręcznym postawione są wymagania co do minimalnej szybkości

$r \omega_s = c$ , to, ponieważ szybkość na korbie  $v = a \omega_p$  jest z racji charakteru pracy ludzkiej ograniczona, siła napędna  $P$  nie może być dowolna, lecz jest ściśle wyznaczona, a mianowicie:  $P = \frac{S \cdot c}{\eta \cdot v}$ ,

przekładnia zaś obrotów wynika z zadanych szybkości:

$$i = \frac{n_p}{n_s} = \frac{v}{2\pi a} \cdot \frac{c}{2\pi r}$$

W warunkach abstrakcyjnych idealnych, w założeniu, że w mechanizmie niema żadnych oporów,

$$(\eta_s)_o = 1 \quad \text{oraz przekładnia idealna} \quad i_o = \frac{S \cdot r}{P \cdot a}.$$

W rzeczywistości:  $\frac{S \cdot r}{P \cdot a} = \eta_s \cdot i.$

Stąd:

$$i = \frac{i_o}{\eta_s}.$$

Poza przekładnią momentów sił mówi się niekiedy w dziedzinie dźwigników i wciągników ręcznych oraz krążków o przekładni sił:

$$\frac{S}{P} = \eta_s \cdot \frac{a}{r} \cdot i.$$

W warunkach idealnych w założeniu, że  $(\eta_s)_o = 1$  potrzebna idealna siła poruszająca =  $P_o$ .

Przekładnia sił w tym idealnym wypadku

$$\frac{S}{P} = \frac{a}{r} \cdot i. \quad \text{Z tego równania i poprzedniego:}$$

$$\eta_s = \frac{P_o}{P} = \frac{F_s \cdot a}{F_p \cdot r} = \frac{(M_o)_o}{M_p},$$

czyli stopień sprawności mechanizmu określić można również ze stosunku idealnej siły napędnej /poruszającej/ do siły rzeczywistej, lub stosunku idealnego momentu napędnego poruszającego/ do momentu rzeczywistego. Równaniem tym posługować się będzie-



my w niektórych wypadkach na równi z równaniem stopnia sprawności według prac.

10. Rozruch, zatrzymywanie ruchu, trzymanie w bezruchu, miarkowanie szybkości opuszczania.

Dźwignice są maszynami, pracującymi z ciąglem ruszaniem i zatrzymywaniem biegu. Mechanizm podniesienia rusza z miejsca, doprowadzając szybkość do coraz większej, poczem przez pewien czas biegnie bez zmiany szybkości z prędkością ustaloną, następnie zatrzymuje swój bieg z szybkością stopniowo malejącą. Będąc zatrzymanym musi trzymać ciężar podniesiony w bezruchu, nie pozwalając mu opadać. Przy opuszczaniu ciężaru nie może pozostawiać go własnemu losowi, gdyż groziłoby to przekroczeniem dopuszczalnej szybkości opuszczania, musi natomiast szybkość tą miarkować. W mechanizmie przesuwu lub obrotu następuje poza zjawiskami rozruchu i zatrzymywania zmiana kierunku obciążenia, zależnie od kierunku ruchu.

Tego rodzaju charakter pracy mechanizmów dźwignic wymaga od konstruktora dokładnego rozważenia i ustalenia wpływów takiej pracy i potrzeb. -

Szczegółowe rozpatrzenie tego tematu będzie przedmiotem dalszych właściwych rozdziałów. Zmiana kierunku obciążenia, jak również dodatkowe obciążenie, z powodu wpływów dynamicznych przy ruszaniu i zatrzymywaniu, jakoteż powstające wtedy drżania sprężyste muszą być odpowiednio uwzględnione przy obliczaniu wymiarów części mechanizmu. Dla zatrzymywania, trzymania i opuszczania, powinny być przewidziane właściwe hamulce mechaniczne i ewentualnie /przy napędzie elektrycznym/ współpracujące z nimi ustroje hamujące elektryczne, co razem z wpływami dynamicznymi decyduje o wyborze silnika i nastawicy do niego.

## II. PRZEGLĄD RODZAJÓW DŹWIGNIC: CEL, DZIAŁANIE I ZASADNICZY USTRÓJ, CHARAKTERYSTYCZNE CZĘŚCI, ZAKRES ZASTOSOWANIA, STOPIEŃ SPRAWNOŚCI, PRZEKŁADNIE.

Przeгляд ten nie ma na celu szczegółów budowy, ma zadanie zapoznać jedynie z istotą i warunkami pracy różnych dźwignic, aby przygotować do następnego rozdziału, traktującego o konstrukcji szczegółów i ich obliczaniu. Wyjątkowo tylko w dźwignikach

śrubowych, które odbiegają ustrojem od większości, podane są odrazu dane, dotyczące obliczenia wytrzymałościowego. Przy przeglądzie tym, jako podstawę klasyfikacji przyjmuję napęd i rodzaj ruchu, niekiedy również i cel. Wyjaśnienie dotyczące słownictwa, przyjętego w wykładach tych, zamieszczone jest we wstępie do "Zbioru rysunków".

### A. Dźwignice ręczne.

Celem dźwignic ręcznych jest podnoszenie dużych ciężarów przez nieznaczną siłę rąk ludzkich. Podzielić je można na: dźwigniki, t.j. maszyny, które unoszą ciężar, będąc pod ciężar podstawione, wciągniki, które wciągają ciężar na łańcuchach lub linach, dźwignice różnych rodzajów, które nie tylko ciężar podnoszą, lecz i przenoszą.

#### 1. Dźwigniki.

##### a/ Dźwigniki dźwigniowe.

Cel dźwigników ręcznych - podnoszenie dużych ciężarów przez nieznaczną siłę rąk ludzkich. Przyrząd najprostsz y do tego: dźwignia, drag /rys.3/. Przy przesunięciu punktu C /punktu przyłożenia siły P/ o kąt  $\Delta \varphi$  praca oddana siły poruszającej zużyta:

$P \cdot AC \cdot \Delta\varphi$  . Praca otrzymana użyteczna siły pokonywanej:  $K \cdot AB \cdot \Delta\varphi$  . Na zasadzie zachowania energii:

$$P \cdot AC \cdot \Delta\varphi = K \cdot AB \cdot \Delta\varphi + \mu \cdot K \cdot \Delta l,$$

gdzie  $\Delta l$  przesunięcie punktu B.

Inaczej:

$$\eta \cdot P \cdot AC \cdot \Delta\varphi = K \cdot AB \cdot \Delta\varphi.$$

Stopień sprawności /skutek użyteczny/ :

$$\eta = \frac{\text{praca użyteczna}}{\text{praca zużyta}} = \frac{K \cdot AB}{P \cdot AC}.$$

Z rysunku i powyższego:

$$K = \frac{Q \cdot d}{c} = \eta \cdot P \cdot \frac{AC}{AB},$$

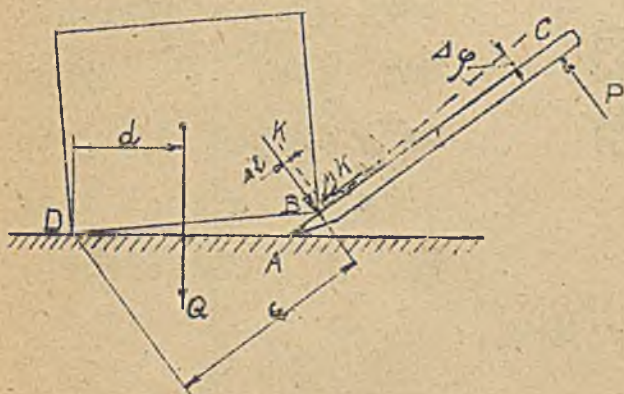
skąd przekładnia sił:

$$\frac{Q}{P} = \frac{c}{d} \cdot \eta \cdot \frac{AC}{AB}.$$

Z tego wynika, że przy  $\frac{c}{d} \approx 2$  i

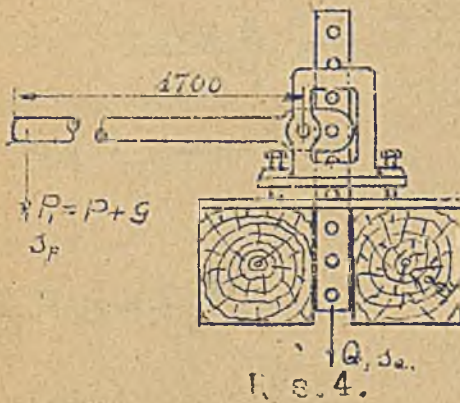
$$\frac{AC}{AB} = \frac{1200}{50} = 24,$$

unieść można, nie uwzględniając oporów szkodliwych, ciężar 48 razy większy, niż siła ręki ludzkiej.



Rys. 3.

Dźwignia, jako przyrząd podnoszący, ma duży skutek użyteczny, a jest narzędziem niezmiernie prostym. Dlatego budowane są dźwigniki dźwigniowe. Ernst w obszernym, obecnie już nieco przestarzałym, dziele o dźwignicach /A. Ernst "Die Hebezeuge"/ opisuje dźwigniki <sup>dźwigniowe</sup> których użyto do podnoszenia ważącej 80 t. konstrukcji pewnego mostu na Elbie. Siła podnośna jednego takiego dźwignika /rys.4/ wynosi 2,5 t. Przy podnoszeniu, razem



z siłą naciskających rąk ludzkich współdziała <sup>tu</sup> znaczna waga własna dźwigni. Gdy siła  $P$ , wykonana drogę  $s_p$ , to siła  $Q$  wykonana drogę  $s_a$ . Oczywiście:

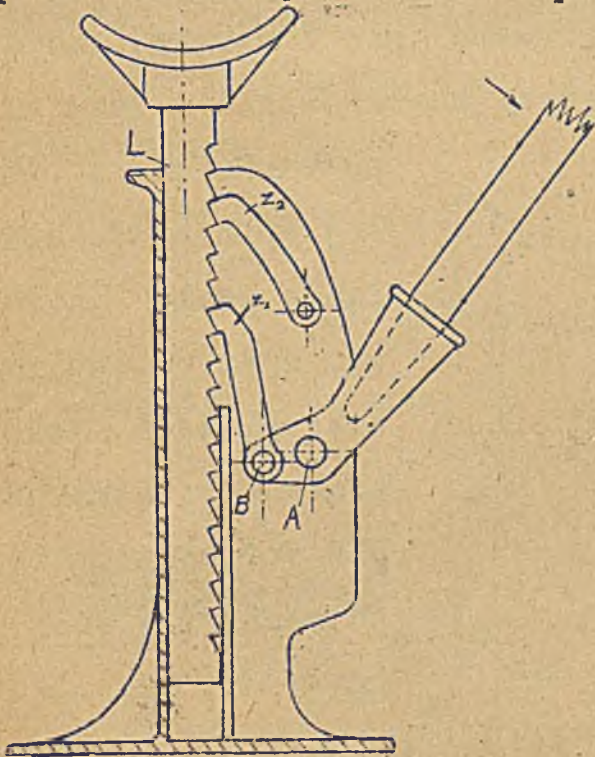
$$1/ \quad \eta \cdot P \cdot s_p = Q \cdot s_a.$$

Skutek użyteczny takiego dźwignika jest  $> 90\%$ . Z równania /1/ możemy określić przekładnię sił:

$$\frac{Q}{P} = \eta \cdot \frac{s_p}{s_a}.$$

Przekładnia sił jest odwrotnie proporcjonalna do stosunku dróg.

Na zasadzie dźwigni oparte są również dźwigniki Duff'a, przedstawione w uproszczeniu na rys.4<sup>a</sup>. - Szczegółowy opis rzeczywistej konstrukcji znaleźć można w dziele Bethmann'a "Die Hebezeuge". Główny element konstrukcyjny stanowi tu dźwignia wechwyto- wa z zapadką  $Z_1$ . Do zatrzymywania listwy w pozy- cji podniesionej służy zapadka  $Z_2$ . Przy takim ustro- ju opuszczanie ciężaru jest oczywiście kłopotliwe i niebezpieczne. Dlatego te dźwigniki te zaopatrywa- ne są w urządzenia, /nie przedstawione na rysunku/, do odwracania działania dźwigni, w celu bezpiecznego opuszczenia ciężaru. Na stopień sprawności tego



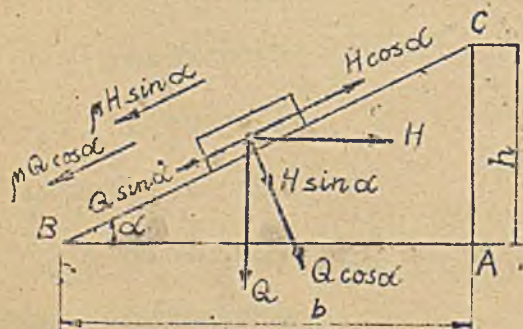
Rys.4 a

dźwignika wpływa praca oporów tarcia na ośkach A i B oraz tarcie pleców listwy L. Pierwsze są nieznaczne w porównaniu z pracą użyteczną, drugie zaś można zmniejszyć przez zastosowanie wałeczków, dzięki którym za miast tarcia przy

ślizgania otrzymujemy tarcie przy toczeniu. Siła podnoszenia tych dźwigników nie może być wielka, bo stosunek dróg jest mały. Budowane są one do 15 t. siły podnoszenia nominalnej. Rozumieć przez to należy, że są one tak mocno zbudowane, iż mogą przetrzymać na sobie 15 t., podnosić jednak można tylko 50 % od tego nominalnego obciążenia.

b/. Równia pochyła i klin.

Następnym, niezmiernie prostym przyrządem do podnoszenia ciężarów jest równia pochyła i klin /rys.5/. Nie są one używane jako dźwigniki regularne. Rozpatrzmy je jednak szczegółowiej, gdyż na



Rys. 5.

zasadzie równi pochyłej opiera się działanie śruby, jako elementu dźwigającego oraz ślimaka, jako elementu pędzącego. - Dla podnoszenia bryły po równi pochyłej z siłą poziomą  $H$  /rys.5/ trze-

by przy uwzględnieniu wszystkich oporów:

$$H \cos \alpha = Q \sin \alpha + \mu Q \cos \alpha + \mu H \sin \alpha,$$

gdzie

$$\mu = \operatorname{tg} \varphi = \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi};$$

$$H = \frac{Q (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi})}{\cos \alpha - \sin \alpha \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi}} = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi).$$

stopień sprawności przy podnoszeniu ze stosunku prac:

$$\eta = \frac{Q \cdot h}{H \cdot \frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}$$

Dla  $\alpha = 0^\circ$  oraz  $\alpha = 90^\circ - \varphi$  stopień sprawności

$\eta = 0$ . Największą wartość osiąga on przy  $\alpha = 45^\circ - \varphi/2$ , a mianowicie:  $\eta_{\max} = \operatorname{tg}^2(45^\circ - \varphi/2)$ .

Gdyby tarcia nie było, to idealna pozioma siła poruszająca:  $H_0 = Q \cdot \operatorname{tg} \alpha$ .

Ze stosunku sił:

$$\eta = \frac{H_0}{H} = \frac{Q \operatorname{tg} \alpha}{Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad \text{otrzymuje}$$

się oczywiście tę samą co poprzednio wartość:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}$$

Przekładnia sił:

$$\frac{Q}{H} = \eta \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha},$$

jest tem większa, im mniejszy kat  $\alpha$ , aczkolwiek



powiększenie jej zmniejsza skutek użyteczny  $\eta$  coraz mniej korzystny.

Przy opuszczaniu ciężaru pozioma siła poruszająca  $= Q \operatorname{tg} \alpha$ . Przeciwdziałają jej opory tarcia działające w przeciwnym niż przy podnoszeniu kierunku, pozatem dla utrzymania w bezruchu, ewentualnie w ruchu nie przyspieszonym, potrzebna jest dodatkowa siła pozioma  $H'$ , którą można określić z równania:

$$H' \cos \alpha + \mu Q \cos \alpha + \mu H' \sin \alpha = Q \sin \alpha,$$

$$H' = Q \operatorname{tg}(\alpha - \varrho).$$

Wobec tego stopień sprawności dla kierunku opuszczania:

$$\eta' = \frac{Q \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)}{Q \operatorname{tg} \alpha} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \varrho)}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Przytem pod  $\mu$  i  $\varrho$  w powyższych równaniach rozumieć trzeba  $\mu = \operatorname{tg} \varrho$ . /spółczynnik tarcia w spokoju/, wzgl.  $\mu = \operatorname{tg} \varrho$  /spółczynnik tarcia w ruchu/, a to zależy od tego, czy chodzi o siłę  $H'$  i stopień sprawności dla bezruchu, czy też dla opuszczania miarkowanego nie przyspieszonego.

Przy pewnych pochyleniach ciężar utrzymuje się na równi pochyłej tylko siłą własnego tarcia bez żadnej dodatkowej siły zatrzymującej:

$$H' = Q \operatorname{tg}(\alpha - \varrho_0) = 0.$$

Taką równię nazywamy samohamowną, kąt nachylenia jej  $\alpha \leq \varrho_0$ , stopnie zaś sprawności: w kierunku opuszczania:

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \varrho_0)}{\operatorname{tg} \alpha} \leq 0;$$

w kierunku zaś podnoszenia:

/przy zaczynaniu ruchu/:

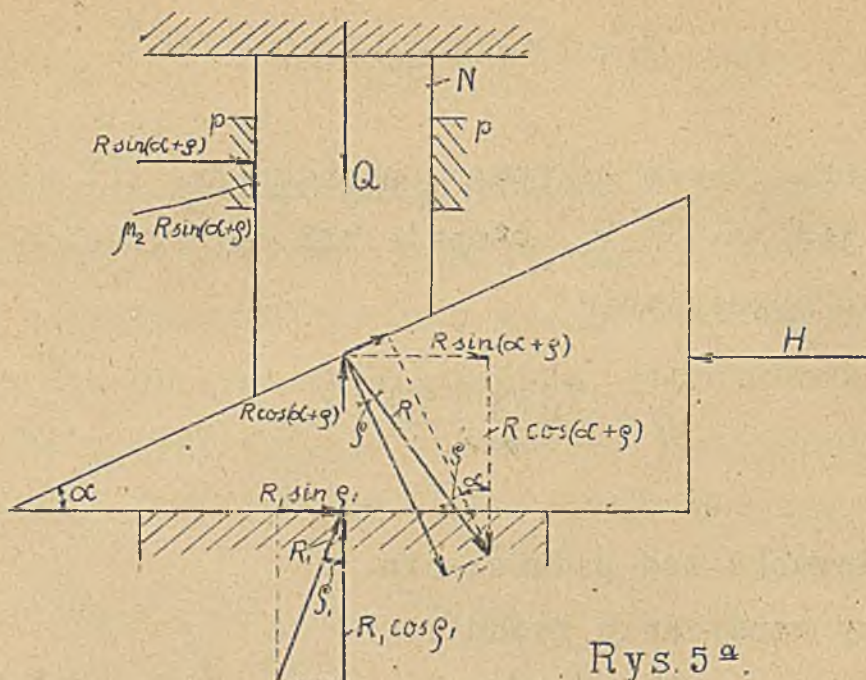
$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho_0)} = \frac{1}{2}(1 - \operatorname{tg}^2 \varrho_0) < 0,5.$$

Stąd wniosek, że przy wszystkich kątach pochylenia, dla których stopień sprawności w kierunku podnoszenia /przy zaczynaniu ruchu/ jest  $< 0,5$ , równia jest samohamowną.

Przy unoszeniu ciężaru za pomocą klina otrzymujemy następujące zależności: składowe, działające na klin równoważą się.

$$H = R \sin(\alpha + \varrho) + R_1 \sin \varrho_1 \quad /1/$$

$$R \cos(\alpha + \varrho) - R_1 \cos \varrho_1 = 0 \quad /2/ ;$$



Rys. 5<sup>a</sup>.

poza to składowa pionowa od  $R$  równoważy siłę  $Q$  i tarcie w prowadnicy  $p$  :

$$R \cos(\alpha + \varphi) = Q + \mu_2 \cdot R \sin(\alpha + \varphi).$$

Zakładając, że ciężar  $Q$  i razem z nim podpórka  $N$  są nieprzesuwalne w kierunku poziomym /patrz niżej dźwignik śrubowy kolejowy/ należy przyjąć, że naporu poziomego na prowadnicę  $p$  niema, a przeto i tarcia w prowadnicach niema.

W tym wypadku  $\mu_2 R \sin(\alpha + \varphi) = 0$ , siła do wpychania klina  $H = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi]$ , opór tarcia na spodzie klina  $R_1 \sin \varphi = Q \operatorname{tg} \varphi$ .

Stopień sprawności przy podnoszeniu:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \operatorname{tg} \varrho}.$$

Przy opuszczaniu siła utrzymująca klin:

$$H' = Q [\operatorname{tg}(\alpha - \varrho') - \operatorname{tg} \varrho'].$$

Samohamowność następuje dla  $H' \leq 0$ , czyli

$\operatorname{tg}(\alpha - \varrho) \leq \operatorname{tg} \varrho$ . Jeżeli współczynniki tarcia na obu powierzchniach klina są równe, to  $\varrho = \varrho'$ , samohamowność istnieje przy tym założeniu dla klinów, dla których  $\alpha \leq 2\varrho$ .

### C.) Dźwigniki śrubowe.

Jeżeli równię pochyłą zwiniemy na kształt walca, to otrzymamy nakrętkę; zamiast bryły  $Q$  można wziąć wtedy śrubę, która wykręcając się, czyli przesuając się po zwojach nakrętki, podobnie jak bryła po równi pochyłej, dźwigać będzie wspierający się na niej ciężar. Tym sposobem otrzymamy dźwignik śrubowy. Typowym wzorem takich dźwigników jest dźwignik przedstawiony na rys. 6. Składa się on z podstawy  $A$  i śruby  $B$ , zaopatrzonej we łbie w jeden, częściej w dwa otwory na krzyż, w które zakłada się dźwignik  $C$  do kręcenia śruby. Na końcu śruby znajduje się

obracalna podpórka  $D$ . Oczywiście opory dźwignika śrubowego są te same, co bryły na równi pochyłej, z dodaniem oporów tarcia o podpórkę. Biorąc pod uwagę dane, otrzymane dla równi pochyłej, możemy napisać

$$P.a = H.r + \mu.Q \cdot \frac{r_1 + r_2}{2},$$

$$P.a = Q.tg(\alpha + \varrho).r + \mu.Q \frac{r_1 + r_2}{2},$$

$$P_0.a = Q.tg\alpha.r.$$

Stąd stopień sprawności:

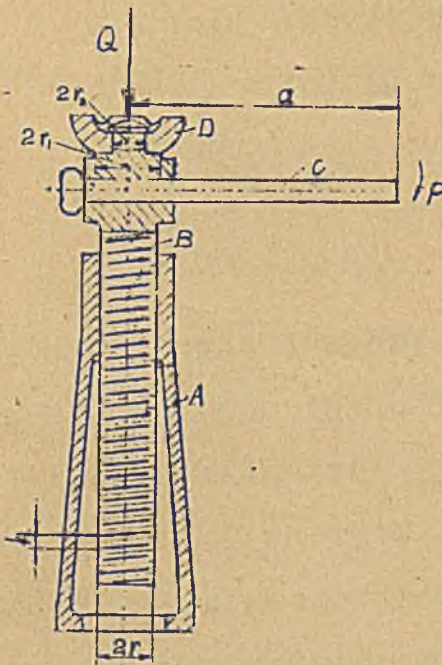
$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{tg\alpha}{tg(\alpha + \varrho) + \mu \frac{r_1 + r_2}{2}}.$$

Przekładnię sił określimy z równości prac:

$$Q.h = Q.2\pi r tg\alpha = \eta.P.2\pi.a,$$

$$\frac{Q}{P} = \eta \cdot \frac{1}{tg\alpha} \cdot \frac{a}{r}.$$

Im mniejszy jest  $\alpha$ , tem większy ciężar możnaby podnieść, ale im mniejszy jest kąt  $\alpha$  tem mniejszy jest skutek użyteczny  $\eta$ . Aby dźwignik był samohamowny bez wszelkich ku temu dodatkowych urządzeń, moment zatrzymujący na drążku  $C$



Rys. 6.

przy tendencji  
opuszczania :

$$P \cdot a = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi_0) -$$

$$- \mu_0 \cdot Q \cdot \frac{r_1 + r_2}{2}$$

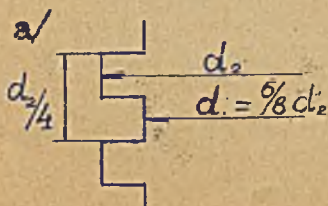
powinien  $\leq 0$  .

Z tego wynika,  
że dźwignik śrubo-  
wy byłby samo-  
hamowny dla pochyień  
nieco większych  
niż  $\alpha = \varphi_0$ .  
Dla większej jed-  
nak pewności samo-  
hamowania dźwigni-  
ki takie wykonywa-

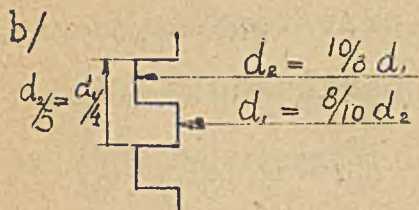
ne są z gwintem o nachyleniu  $\alpha \approx \varphi_0$  .

najmniejsze  
Ponieważ  $\mu_0 = \operatorname{tg} \varphi_0$  przy smarowaniu gęstym smarem  
dla dźwigników takich można przyjąć 0,1 , to  $\alpha$   
należy brać od  $4^\circ$  do  $6^\circ$ ,

Warunkowi temu odpowiadają gwinty prostokątne,  
wykonane według następujących norm:



pochyłość średniej linii  
gwintu :  $\alpha = 4^\circ 30'$



pochyłość średniej linii gwintu:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d_1/4}{\pi(d_1 + 1/8 d_1)}$$

$$\alpha = 4^{\circ} 10'$$

Obliczenie wykazuje w tych warunkach, zważywszy że  $\frac{r_1 + r_2}{2r} \approx 1$  stopień sprawności dla  $4^{\circ}$ :  $\eta = 0,31$  dla  $5^{\circ}$ :  $\eta = 0,36$ . Jak widzimy, dźwigniki śrubowe mają niski skutek użyteczny. Wybierając dla wszystkich sił  $\alpha = 5^{\circ}$  tak, aby samohamowność była zapewniona oraz  $\eta$  możliwie największy, otrzymamy, że przekładnia sił zależy wyłącznie od stosunku  $\frac{a}{r}$ :

$$Q = P \cdot \frac{0,36 \cdot a}{0,087 r} = 4,15 \cdot P \cdot \frac{a}{r}$$

Przykład:  $Q = 16 t$ .  $r = 29 \text{ mm}$ .  $P$  /dwóch ludzi/ = 60 kg.

$$a = \frac{16000 \cdot 29}{4,15 \cdot 60} = 1860 \text{ mm.}$$

wskazuje, że siła podnoszenia dźwigników śrubowych nie może być bardzo duża, bo wielkość ramienia  $a$  niepodobna powiększać i nie można stawiać więcej ludzi przy dźwigniku. Budowane one są na nominalny udźwig do 35 t. Udźwig rzeczywisty wy-

nosi 50 - 75% nominalnego.  $\sqrt{W}$  praktyce spotykamy kilka odmian konstrukcyjnych dźwigników śrubowych. Ważniejsze z nich są następujące: a/ Dźwignik z rączką wechwytną /grzechotka//Zbiór rysunków. rys. Nr. 7/. Rączka wechwytna przeznaczona jest dla ułatwienia obracania śruby. Chwyta ona za zęby kółka, umieszczonego na łbie śruby, przy ruchu w jedną stronę, zaś przy ruchu w stronę odwrotną - ześlizguje się. Ponieważ przy pomocy dźwignika trzeba ciężar nie tylko podnosić, lecz i opuszczać, przeto urządzenia wechwytno jest przestawialne, aby mogło działać wechwytno przy obrocie, zarówno w jedną, jak i w drugą stronę. W zagłębieniu rączki zakłada się drążek do kręcenia.

b/ Dźwignik przesuwany /Zbiór rysunków rys.

Nr. 7/. Dźwignik ten umożliwia również przesuwanie podniesionego ciężaru.

W tym celu zwykły dźwignik śrubowy zaopatrzony jest w płoży i ustawiony jest na podstawie, po której może <sup>się</sup> przesuwać; w podstawie zaś umieszczona jest śruba z rączką wechwytną do przesuwania dźwignika. Opór przesuwania:  $\mu Q$  ;  $\mu$  dla żelaza lanego, po ż.l. przy marnem smarowaniu i kurzu = 0,4 .

c/ Dźwignik z przekładnią zębatą. Wyżej dowie-



dziono, że siła do poruszania dźwignika i ramię dźwignika  $C$  są znaczne. W celu zmniejszenia ich, aby ułatwić pracę w ciasnych miejscach przy montażach stosuje się dźwigniki z przekładnią kół zębatych stożkowych lub z przekładnią ślimakową /rys. 8 a i 8 b/, lub ewentualnie z przekładnią podwójną kół stożkowych i kół walcowych, lub kół stożkowych i przekładni ślimakowych.

W tym wypadku praca oddana przy jednym obrocie korby  $= P \cdot 2 \cdot \pi \alpha$ ; praca wykonana  $= Q h \cdot \frac{z}{Z}$ ; a zatem:

$$\eta \cdot P \cdot 2 \pi \alpha = Q h \cdot \frac{z}{Z},$$

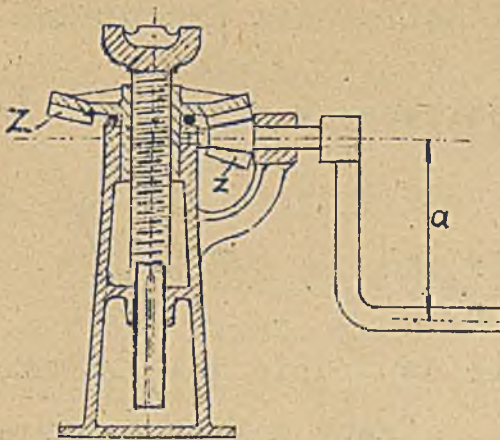
$$P \alpha = \frac{Q r}{\eta} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{z}{Z}.$$

Dla przekładni ślimakowej:

$$P \alpha = \frac{Q}{\eta} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{z}{Z}.$$

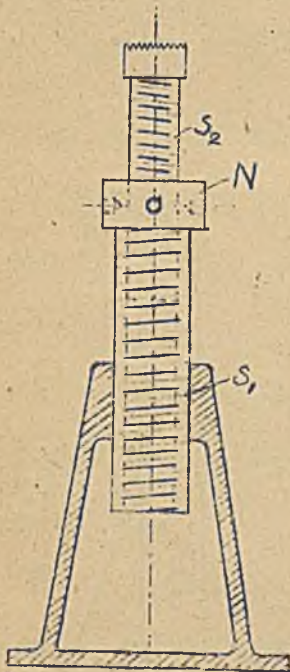
Ze względu na możliwość operowania  $\alpha$  nie więcej niż 250 - 300 mm.

d/ Dźwignik teleskopowy. Jeżeli mniej chodzi o siłę podnoszenia, a więcej o wysokość podnoszenia i zależy na tem, aby dźwignik skręcony zajmował niewiele miejsca /np. przy samojazdach/ tam z korbyścią



Rys. 8.

stosuje się dźwignik podwójny teleskopowy /rys. 9/, w którym jednocześnie nakrętka  $N$  unosi się w górę po gwincie prawym  $S_1$  i śruba  $S_2$  o gwincie lewym. wysuwa się z nakrętki  $N$ .



Rys. 9.

e/ Dźwigniki do parowozów i wozów kolejowych. Do podnoszenia parowozów w warsztatach naprawczych używane są dźwigniki śrubowe t.zw. "kozły", przedstawione konstrukcyjnie na rys. 11 w "Zbiorze rysunków" i w schemacie na rys. 11<sup>a</sup>.

Dwie pary takich dźwigników wraz z belkami stanowią całość.

Przekładnia sił:

$$\frac{Q'}{P} = \eta \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{a}{r} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}$$

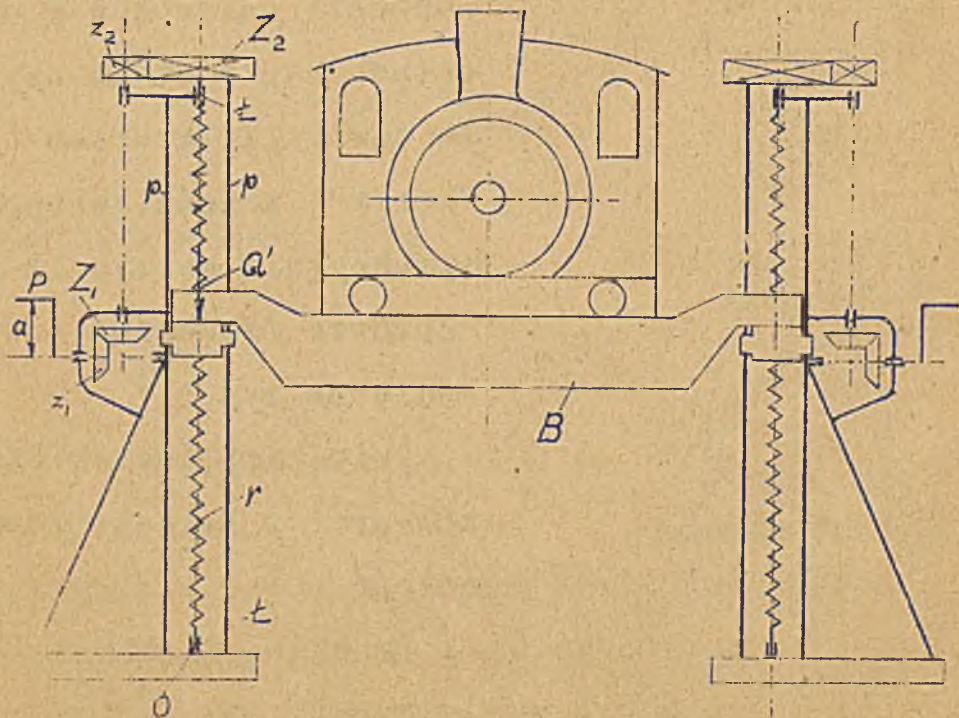
Wzór ten daje możliwość obliczenia przekładni

obrotów  $i = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}$  oraz przystawek zębatych.

Przytem:

$$\eta = \eta_{sr} \cdot \eta_t \cdot (\eta_z)_{III} \cdot (\eta_w)_{II} \cdot (\eta_z)_{II} \cdot (\eta_w)_{I}$$

gdzie  $\eta_{sr}$  - ujmuje straty na śrubie i w łożysku oporowym dolnym  $O$ , zaś  $\eta_t$  - straty w łożyskach sztywnych i dolnym górnym. Dane dotyczące  $\eta_w$  i  $\eta_z$  - w rozdziale o stopniu sprawności ząbów i wałków; dane co do siły  $P$  i ramienia korby - w rozdziale o sile i pracy człowieka przy dźwigni.



Rys. 11<sup>a</sup>.

Nakrętka  $N$  jest w dźwigniku tym zaopatrzona w łapki, prowadzące ją po listwach prowadzących  $p$ ; przy przesuwie nakrętki niema tarcia na tych listwach, gdyż nakrętka obciążona spoczywającą na niej belką  $B$  nie ma możliwości obrócić się, nie wywiera przeto nacisku na listwy /porównaj wyżej rozważania o unoszeniu ciężaru za pomocą klina/.

Wobec tego:

$$\eta_{sr} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \mu, \frac{d}{4r}}$$

gdzie  $\frac{d}{4}$  - średni promień czopa oporowego dolnego.

Większe kozły ręczne budowane są na znaczną siłę podnośną 12,5 - 15 t. dla każdego dźwignika, mniejsze od 15 t. Do podnoszenia wozów kolejowych stosowane są podobne dźwigniki, lecz bez belek  $B$ , natomiast ze specjalnymi łapami /Zbiór rysunków, rys.Nr.12/.

W dziedzinie dźwignic silnikowych śruba jest ważnym elementem. Stosowana jest w silnikowych "kozłach" do parowozów i wozów, w dźwignikach do osi, w podnośnikach bagażowych, w wywrotnicach do wyładowania wozów węglowych, na samojazdach towarowych do wywracania nadwozi, w wielkich żórawiach do

zmiany nachylenia wysięgnika i t.p. Z tego względu, a również z tej racji, że śruba odbiega od innych powszechniejszych elementów dźwignio, rozpatrzmy na przykładzie wyżej omówionego dźwignika kolejowego obliczenie śruby dźwigającej. Jak wynika z wyżej podanych rozważań o klinie, unoszącym ciężar i o dźwigniku prostym śrubowym, śruba mogłaby mieć nachylenie  $\alpha > \varphi$ , wykonywana jest jednak dla większej pewności samohamowania z nachyleniem  $\alpha = \varphi$ . Śruba, będąc podpartą u dołu /czy też ewentualnie zawieszoną u góry/, poddana jest obciążeniu złożonemu: ściskaniu /lub rozciąganiu/ i skręcaniu:

naprężenie ściskające:  $\sigma = \frac{Q'}{\frac{\pi d^2}{4}}$ , przyjmując

pod uwagę tylko pole rdzenia na korzyść pewności obliczenia wymiarów śruby;

naprężenie skręcające:

$$\tau = \frac{M_o}{W_o};$$

moment skręcający  $M_o$  pochodzi od siły

$H = Q' \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$  potrzebnej na dźwiganie siły  $Q'$

a pozatem od siły tarcia w łożysku oporowem moment ten:

$$M_o = Q' \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) r + \mu Q' \frac{d}{4};$$

/w dźwigniku prostym śrubowym /rys.6/ wyraz drugi pochodzący od oporu poza nakrętką odpada, gdyż opór ten jest nie po tej samej stronie, po której opór w nakrętce/.

$$\tau = \frac{Q' \operatorname{tg}(\alpha + \rho) r + \mu \cdot Q' \frac{d}{4}}{\frac{\pi d_1^3}{16}};$$

stad przyjmując:

$$r \approx \frac{d_1}{2}, \quad \frac{d}{4} = \frac{d_1}{4}, \quad \rho = 6^\circ, \text{ kąt } \alpha = 5^\circ$$

/najmniej korzystny w sensie obciążeń/.

$$\operatorname{tg}(\alpha + \rho) \approx 0,2, \quad \mu = 0,1$$

$$\tau = Q' \frac{0,2 \frac{d_1}{2} + 0,1 \frac{d_1}{4}}{0,2 d_1^3} = 0,625 \frac{Q'}{d_1^2}$$

oraz:

$$\frac{\tau}{\sigma} \approx 0,5.$$

Według teorii, że miarą wytrzymałości przy obciążeniu złożonym jest największe wydłużenie, - odpowiadające temu naprężenie zastępcze:

$$\sigma_z = 0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4\alpha_0^2 \tau^2},$$

gdzie

$$\alpha_0 = \frac{k}{1,3k_0}$$

spółczynnik wyrażający, w jakim stopniu naprę-

pewnych  
żenie skręcające, przy dopuszczalnych naprężeniach dla każdego z obciążeń, wpływa na wielkość naprężenia zastępczego. Dla używanych na śrubę materiałów: żelazo zlewne lub stal zlewna  $\alpha_0 = \frac{600}{13.400}$  względnie  $\frac{900}{13.600} = 1,15$ ;

$$\tilde{\sigma}_z = 0,35 \tilde{\sigma} + 0,65 \sqrt{\tilde{\sigma}^2 + 4(1,15 \cdot 0,5 \tilde{\sigma})^2} = 1,34 \tilde{\sigma} =$$

$-k$ , gdzie  $k$  dopuszczalne naprężenie normalne. Wobec tego otrzymujemy:

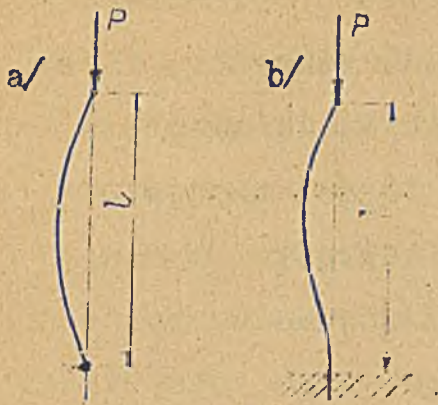
$$\tilde{\sigma}_z = 1,34 \frac{Q'}{\frac{\pi d^2}{4}} = k,$$

lub proste dla obliczenia średnicy równanie:

$$\frac{Q'}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{k}{1,34}.$$

Zależnie od natężenia pracy dźwignika  $k$  dla żel. zlewnego  $600 + 800 \text{ kg/cm}^2$ , dla stali  $800 + 1000 \text{ kg/cm}^2$

Wobec tego, że w dźwignikach, opartych u dołu, śruba przy dużej wysokości jest narażona na wyboczenie, należy wymiary obliczone powyższym sposobem sprawdzić w stosunku do dwóch rozpatrywanych w wytrzymałości tworzyw wypadków wyboczenia:



rys. 11<sup>b</sup>

a/ u dołu umocowanie przegubowe, góra prowadzona.

Siła wybacząca:

$$P_w = \frac{\pi^2 E J}{l^2};$$

b/ u dołu umocowanie sztywne, góra prowadzona:

$$P_w = \frac{2 \pi^2 E J}{l^2}.$$

Śruba w dźwigniku kolejowym zajmuje miejsce pośrednie, bliższe do a/. Wobec tego zważywszy, że dla a/

$$Q' = \frac{\text{żelazo stal}}{j_a l^2} \cdot J, \quad \text{2,15 lub 2,2}$$

dla b/

$$Q' = \frac{4,5 \text{ lub } 4,4}{j_b l^2} \cdot J$$

gdzie obciążenie  $Q'$  w t., długość  $l$  w m.,  $j_a$  i  $j_b$  odpowiednie stopnie bezpieczeństwa, - należy sprawdzać wymiary śruby według a/, dopuszczając jednak dla  $j_a$  stopień bezpieczeństwa  $\geq 3,5 \div 4$ , przytem

$$J = \frac{\pi d_{sr}^4}{64} \text{ cm}^4, \quad \text{gdzie}$$

$$d_{sr} = \frac{d_1 + d_2}{2}$$



Wysokość nakrętki otrzymuje się z równania dla dopuszczalnego nacisku na zwojach nakrętki, który przez wzgląd na ścieranie i smarowanie nie może przekroczyć pewnej normy. Przy ilości zwojów  $n$  przejmujących ciężar, wysokość nakrętki  $h_1 = hn$  gdzie  $h$  skok gwintu,  $n$  zaś z równania:

$$\frac{Q'}{n \cdot \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)} \leq k;$$

$k$  dla brązu na stali zł., przeciętnie  $100 \text{ kg/cm}^2$  dla żeliwa na żel zł. /materiały prawie nie stosowane/  $50 \text{ kg/cm}^2$ .

Szybkość podnoszenia parowozu za pomocą dźwignika ręcznego jest bardzo mała, czas podnoszenia bardzo długi z uwagi na ograniczoną moc człowieka. Oznaczając szybkość podnoszenia -  $C_p \text{ m/min}$ ,  $V$  - szybkość siły poruszającej  $P$ , wysokość podnoszenia  $H$  w m.,  $t$  w min. - czas podnoszenia, mamy następujące zależności:

$$Q'c = \eta P v, \quad \text{skąd} \quad c = v \cdot \eta \cdot \frac{P}{Q'}$$

poza to:

$$Q'ct = \eta P vt, \quad \text{skąd} \quad t = \frac{Q'ct}{\eta P v} = \frac{Q'H}{\eta P v}$$

Czas ten dla  $Q' = 12t$ ,  $H = 1m$ , dwóch ludzi przy korbie  $Pv = 1,9.480 = 910 \frac{\text{mkg}}{\text{min}}$  wyniesie:

$$\frac{12000.1}{0,25.910} = 53 \text{ min.}$$

Tak długi czas podnoszenia skłonił do zastosowania w naprawniach postępowiej urządzonych, dźwigników przedstawionych w schemacie na rys.

13, pędzonych przez silnik elektryczny. Ponieważ praca podnoszenia trwa <sup>tu</sup> krótko, a potem dźwigniki w czasie całej, długo trwającej, naprawy stoją w bezruchu, to nie byłoby racjonalnem zaopatrywać każdy dźwignik w swój własny silnik, bo byłby on mało wykorzystany. Dźwigniki są natomiast pędzone przez przystawiany czasowo, przewoźny silnik <sup>S</sup>, przyłączony za pomocą wałków w, teleskopowe składanych.

#### d/. Dźwignik zębnicowy.

W tym dźwigniku /rys.14/ elementem dźwigającym jest zębica, wysuwana przez kilka przekładni kół zębatach. Mechanizm dźwignika sam przez się nie jest samohamowny. Dlatego aby zapobiec samowolnemu opuszczaniu się ciężaru, na wałku korby umieszczony jest wchwyty zębata /rys.15/, zw. również wstrzymnikiem zapadkowym, który pozwala na ruch podnoszenia ciężaru, a tamuje ruch wsteczny.

Droga siły poruszającej przy jednym obrocie

korby  $P$  jest  $- 2\pi a$ ; droga podnieszonego ciężaru  $Q$ :

$$2\pi r_1 \cdot \frac{r_2}{R_1} \cdot \frac{r}{R_2};$$

a zatem:

$$\eta P \cdot 2\pi a = Q \cdot 2\pi r \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot \frac{r_2}{R_2}$$

Skąd przekładnia momentów:

$$\frac{Qr}{Pa} = \eta \frac{R_1}{r_1} \cdot \frac{R_2}{r_2} = \eta i_1 i_2 = \eta i$$

Rys. 13.

Na skutek użyteczny dźwignika zębnicowego wpływa tarcie wałków w łożyskach, tarcie między zębami, oraz tarcie zębownicy w prowadnicach ( $\eta_p$ )

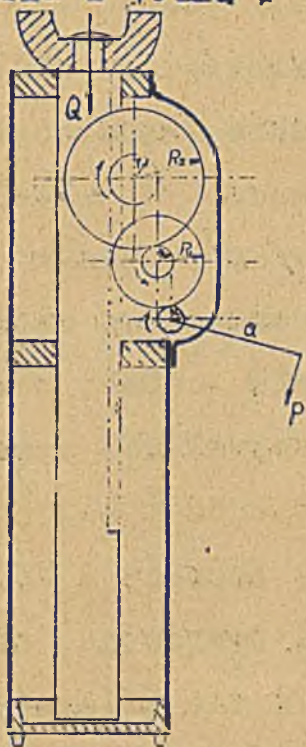
$$\eta = \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z \eta_p$$

Dla jednego wałka i zazębienia kół, które tu mają małą liczbę zębów i

kształt prowadnic

znaczny poślizg, można przyjąć przeciętnie

$\eta_x \cdot \eta_w = 0,84$  ; Wobec tego stopień sprawności dźwignika z jedną przekładnią kół zębatach:



$$\eta = 0,84 \cdot 0,84 \cdot \eta_p = \text{nieco} < 0,7$$

z dwiema  $\eta$  nieco  $< 0,6$ .

Przekładnia sił:

$$\frac{U}{P} = \eta i \frac{a}{r}$$

jest tem większa, im mniejszy jest promień  $r$ .

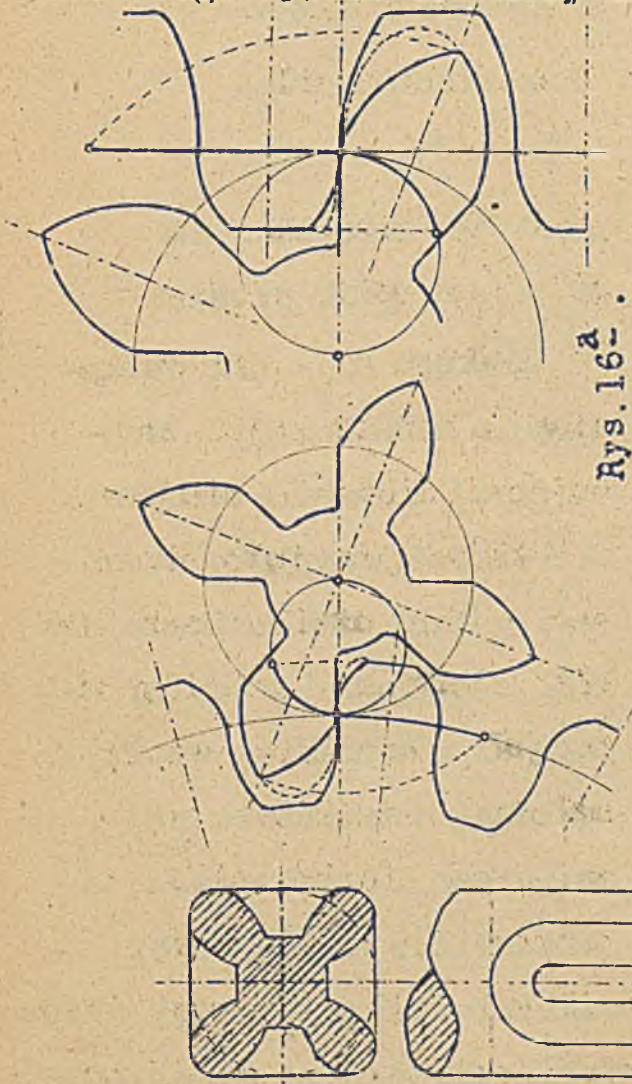
Dlatego i dla oszczędności konstrukcji, zajmującej niewiele miejsca i lekkiej, przyjęto stosować w tych dźwignikach dla kół zębatach i zębniocy, materiał o wysokiej wytrzymałości i możliwie najmniejszą liczbę zębów, a mianowicie 4. Aby przy



tej ilości zębów otrzymać możliwie jaknajwiększy okres przyporu, niezbędny dla prawidłowej pracy, zazębienie musi być cykloidalne punktowe, rys.16<sup>a</sup>. Praktycznie bywa ono cokolwiek zmienione, rys.16<sup>b</sup> przez wzgląd na frezowanie. Przy obliczaniu wymiarów zębów ze znanego

wzoru  $P = cbt$  , gdzie  $t$  - podziałka,  $b$  - długość zębów, współczynnik  $c$  przyjmowany jest do 210. Zważywszy, że zęby zębnicy są szerokie, ze współczynnika tego wypada dla niej naprężenie dopuszczalne

gnące  $k_s = 2440$   $\text{kg/cm}^2$ . Wymaga to doskonałego materiału - stali o wytrzymałości co najmniej  $k_r = 60 \text{ kg/mm}^2$  . Zęby zębnicy i kółek są twarde, aby się nie ścierały. Zęby kółka zazębiającego z zębnicą,



Rys. 16<sup>a</sup>

Rys. 16<sup>b</sup>

nie mogą być szerokie u podstawy; dlatego, aby były dostatecznie wytrzymałe są wyfrezowane z peł-

nego wałka kwadratowego, tak że trzymane są nie tylko u podstaw, ale i z boków /rys. 16<sup>b</sup>/, przytem długość zębów wybiera się niewielką  $b = 1 + 1,5t$  aby oddziaływanie boków było skuteczne.

Przykład:

$$Q = 4t, \quad c = 210, \quad b = 1,5t;$$

$$Q = cbt; \quad t = \sqrt{\frac{40000}{210 \cdot 1,5}} = 3,55 = 1,1\pi; \quad m = 11 \text{ mm.}$$

$r = \frac{z}{2} \cdot m = 22 \text{ mm.}$  Obierając  $\alpha = 250 \text{ mm.}$  oraz dwie przekładnie zębate przy  $i_1 = i_2 = 5$  /stosunek możliwie najdalej posunięty/ otrzymamy przy  $\eta = 0,6$ :

$$\frac{Q}{P} = 0,6 \cdot 5 \cdot 5 \cdot \frac{250}{22} = 170;$$

oraz:

$$P = \frac{4000}{170} \approx 24 \text{ kg.}$$

Jest to siła dość duża.

Aby pracować bez wyteżenia i szarpnięć trzeba ją zmniejszyć. Ponieważ nie można zwiększyć korby  $\alpha$ , bo na to nie pozwoli miejsce, i nie można powiększać liczby przekładni, żeby nie komplikować mechanizmu, konstruktorowie dźwigników dążą do jaknajwiększego zmniejszenia promienia  $r$  i w tym celu jeszcze ryzykowniej obliczają pierwsze kółko zębate. Na przykład zębnice fabryki Gebr. Bolzani, obliczane

są przy współczynniku  $c = 420$ . Po dokładnym przeliczeniu najniebezpieczniejszego przekroju zęba listwy okazuje się, że w tym wypadku  $k_g = 3750 \text{ kg/cm}^2$ . Takiego jednak śrubowania współczynników nie można uznać za racjonalne. Lepiej postępują te wytwórnie, które dla zmniejszenia  $r$  rozdzielały obciążenie zębicy na 2 kółka /rys.17/, ustawione tak, że jedno pracuje końcem zęba, gdy drugie chwyta środkiem. Przy dwóch kółkach można osiągnąć bardzo mały  $r$ , utrzymując  $k_g$  w granicach możliwych.

Aby mieć mniej przystawek zębatych można zastosować kółko ślimakowe /rys.18/.

Dla dźwignika takiego:

$$\eta \cdot P \cdot 2\pi a = Q \cdot 2\pi r \frac{z}{2},$$

skąd:

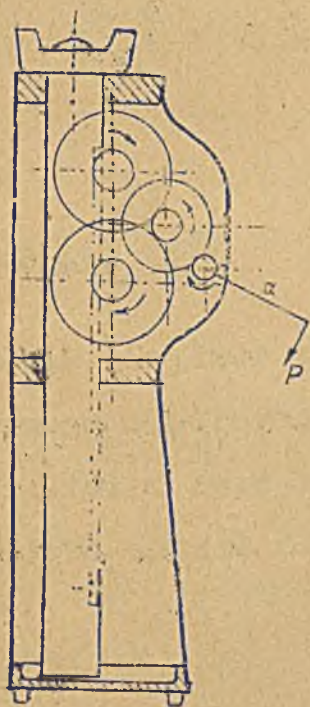
$$\frac{Qr}{Pa} = \eta \frac{z}{2}.$$

Skutek użyteczny jest gorszy, bo opory tarcia między zębami przekładni ślimakowej są większe.

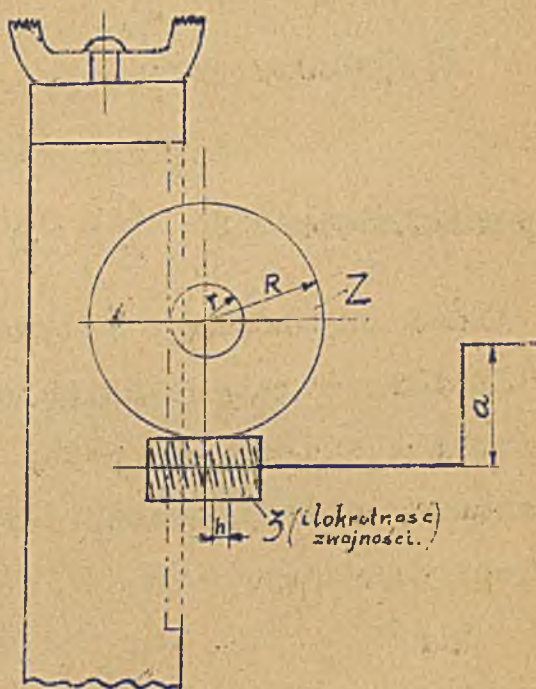
Dźwignik zębiczny z przekładnią kół zębatych walcowych nie jest samohamowny; dla trzymania ciężaru służy wymieniony już wyżej wechwył zębaty. - Przy takim urządzeniu, chcąc opuszczać ciężar, trzeba odrzucać zapadkę, tak że w czasie opuszczania

ciężar trzymany jest tylko korbą. Przez to opuszczanie nie jest spokojne ani bezpieczne. Bezpieczniami są konstrukcje, mające przy korbie hamulec dociskowy, a również dźwigniki na śrubie /Westona/, jakoteż dźwigniki z przekładnią ślimakową, zaopatrzone w hamulec dociskowy na ślimaku konstrukcji takiej, jak we wciągniku ślimakowym /p.niżej/.

Dźwigniki zębnicowe budowane są na  $G_{max} = 20t$ .



rys.17.



rys.18.



Dla wielkich sił podnośnych stosowane są dźwigniki hydrauliczne /Zbiór rysunków - Rys.20/, oparte na tej samej zasadzie, co i prasy hydrauliczne. Oznaczając drogę siły  $P_1$  na końcu dźwigni poruszającej tłoczek pompki  $P$  literą  $s$ , mamy drogę tłoczka pompki:

$$s_p = s \frac{b}{a};$$

i tłoka  $t$ , oznaczając średnice: tłoka pompki -  $d$  i tłoka dźwignika  $D$ :

$$s_p \cdot \frac{\pi d^2}{4} = s_t \cdot \frac{\pi D^2}{4}; \quad s_t = s_p \cdot \frac{d^2}{D^2} = s \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{d^2}{D^2}.$$

Z równości prac:

$$\eta P_1 s = Q s \frac{b}{a} \frac{d^2}{D^2}.$$

przekładnia sił:  $\frac{Q}{P_1} = \eta \frac{a}{b} \cdot \frac{D^2}{d^2}$ . Na wielkość

skutku użytecznego wpływa tarcie dźwigni, tłoka i tłoczka, straty ciśnienia przy przejściu czynnika /woda z gliceryną/ przez wentyle oraz strata pracy wskutek nieszczelności. Pomimo to skutek użyteczny jest dość duży:  $\eta = 0,75$ .

Dla:

$$Q = 50 \text{ t.}, \quad d = 18 \text{ mm.}, \quad b = 30 \text{ mm.}, \quad D = 125 \text{ mm.}, \quad a = 700 \text{ mm.}$$

$$P_1 = \frac{50000 \cdot 30 \cdot 125^2}{0,75 \cdot 700 \cdot 18^2} \approx 60 \text{ kg.}$$

Przytem ciśnienie w cylindrze:

$$p = \frac{50000}{\frac{\pi}{4} \cdot 12,5^2} = 410 \text{ at.}$$

Dla opuszczenia ciężaru służy zaworek  $O$ ; otwierając go wypuszczamy ciecz z pod tłoka  $t$ , przez co tłok ten się opuszcza. Z pomocą dźwigników hydraulicznych osiągnąć można siłę podnośną nawet  $300t$ . Przynajmniej takie wyniki dają obliczenia teoretyczne. W praktyce wskutek nieszczelności trudno osiągnąć tak wysokie wartości siły podnośnej. Dźwigniki hydrauliczne są bardzo czułe: Małe zanieczyszczenie wentyli powoduje nieszczelność i dźwignik odmawia posłuszeństwa. Nieostrożne przenoszenie dźwigników powoduje również nieszczelność wentyli. Dlatego dźwigniki te, pomimo prostoty zwartości ustroju i wielkiego efektu nie znajdują szerokiego zastosowania.

## 2. Wciągniki, i elementy mechanizmów wciągających.

Wciągnikami, w odróżnieniu od dźwigników, nazywać będziemy te dźwignice, które podnoszą ciężary nie bezpośrednio, lecz na linie lub łańcuchu, będąc same zawieszane.

a/ Opór nawijania łańcucha lub liny /t.zw. opór sztywności/.

-----

$\alpha$ /W łańcuchu ogniwkowym, z żelaza okrągłego lub paskowym. Obrót łańcucha ogniwkowego przy przejściu przez krążek, czyli przy nawijaniu lub odwijaniu, /rys.22/ powstaje skutkiem tego, że tak przy nawijaniu, jak i przy odwijaniu, jedno ogniwo łańcucha musi się obrócić około sąsiedniego na pewien kąt. Nie biorąc narazie pod uwagę tarcia krążka na osi i przyjmując oznaczenia rys.22, znajdziemy siłę  $K$ , potrzebną do pokonania oporu przy nawijaniu i odwijaniu łańcucha na krążek:

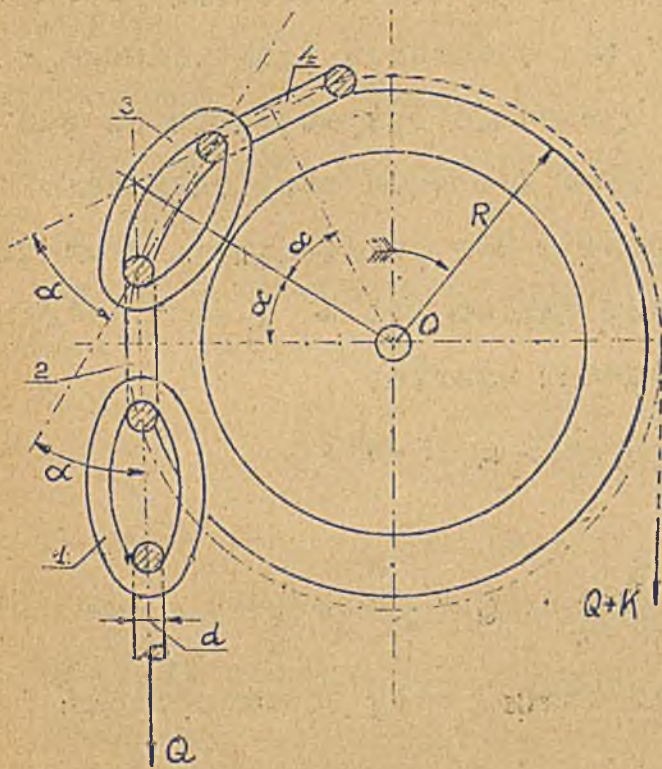
Niech przy podnoszeniu ciężaru  $Q$  krążek obróci się wraz z łańcuchem o kąt  $\alpha$  w prawo. Ogniwo łańcucha wykonają drogę  $R\alpha$ , przytem ogniwo 1 przejdzie w położenie ogniwa 2, ogniwo 2 w położenie 3 i t.d., tak, że ogniwo 1 obróci się około ogniwa 2 na kąt  $\alpha$ , przyczem przy obrocie tym pokonana będzie praca tarcia  $\mu Q \frac{d}{2} \alpha$ . Analogicznie po stronie odwijania, prawej, pokonana będzie przy przekręceniu jednego ogniwa, względem drugiego, praca tarcia:  $\mu(Q+K) \frac{d}{2} \alpha$ . Z równości prac:

$$(Q+K) R\alpha = Q R\alpha + \mu Q \frac{d}{2} \alpha + \mu(Q+K) \frac{d}{2} \alpha;$$

$$K = \mu Q \frac{d}{R - \mu \frac{d}{2}} = \mu Q \frac{d}{R} \frac{1}{1 - \mu \frac{d}{2R}}.$$

Ponieważ wobec niedobrych warunków /kurz, niedostateczne smarowanie/, w jakich pracuje łańcuch,  $\mu = 0,2 \div 0,3$  a  $\frac{d}{2R} = \frac{1}{20}$  przez wzgląd na uniknięcie naprężeń gnących w łańcuchu, to  $\mu \cdot \frac{d}{2R} = 0,01 \div 0,015$  można pominąć. A zatem z ostatecznym przybliżeniem:

$$K = \mu \cdot Q \cdot \frac{d}{R}, \text{ lub inaczej } K = \frac{\sum Q}{R} = (0,02 \div 0,03) Q.$$



W łańcuchu paskowym

inaczej sworzniowym Galla /rys. 112/, zachodzą analogiczne zjawiska:

$$K = \mu Q \cdot \frac{d}{R} = \sum \frac{Q}{R}$$

jest nieco mniejszy, niż opór w łańcuchu ogniwkowym, gdyż po-

Rys. 22.

wierzchnie trące mają gładszą powierzchnię, smarowanie lepsze i łańcuch Galla pracuje zwykle w czystych pomieszczeniach.

β) W linii. Opór liny przy nawijaniu i odwijaniu pochodzi od tego, że druty /w linii drucianej/ lub włókna /w linii konopnej/ przy zginaniu liny zmieniają względem siebie położenie i trą jedno o drugie. Wyznaczenie rachunkowe tego oporu nie jest możliwe, wobec wielkiej komplikacji zjawiska, wyznaczyć go można tylko drogą doświadczalną. Symboliczne przeto raczej, bez znaczenia praktycznego, ma zazwyczaj stosowane ujmowanie wpływu oporu na podstawie zjawiska, że lina z powodu swej sztywności nie nawija się ani odwija się po stycznej, skutkiem czego powstaje różnica ramion sił  $Q$  i  $Q+K$  /rys. 23/. Z warunków równowagi wynika:

$$(Q+K)(R-n) = Q.(R+m);$$

stąd :

$$K = Q \frac{m+n}{R-n} = Q \frac{m+n}{R} \cdot \frac{1}{1-\frac{n}{R}}.$$

Stosunek  $\frac{n}{R}$ , jako bardzo mały można pominąć i przyjmować:

$$K = Q \frac{m+n}{R} = Q \cdot \xi'''.$$

Spółczynnik  $\xi'''$  zależy od grubości liny i jej konstrukcji. Według doświadczeń Coulomb'a dla lin konopnych, luźno skręconych,  $\xi''' = (0,006 + 0,012) d^2$ , a dla

mocno skręconych  $\xi''' = 0,018 d^2$ , gdzie  $d$  jest średnicą liny, przy czym  $d$  i  $R$  powinny być wyrażane w milimetrach. Więc np. dla liny mocno skręconej  $d = 36 \text{ mm}$ . i  $R = 250 \text{ mm}$ .

$$K = \frac{0,018 \cdot 36^2}{250} \cdot Q = 0,093 Q.$$

Dla lin drucianych niema dostatecznych danych doświadczalnych, bo liny te są najróżnorodniejszych konstrukcji: przy jednej i tej samej średnicy liny grubości drutów, ich ilość i skręcenie drutów są różnorodne.

Według Hirschlanda, na zasadzie doświadczeń Weissbacha i jego własnych:

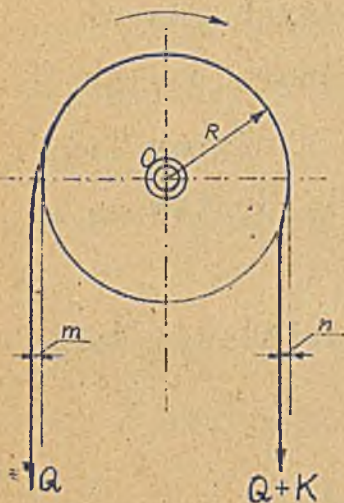
$$\xi''' = \frac{R}{10} \cdot \frac{1 + \frac{120}{Q}}{2R - 10} \cdot d^2,$$

przy czym  $R$  i  $d$  w cm. Naogół opór sztywności lin drucianych jest nieco mniejszy od oporu zginania łańcucha. / Przy opuszczaniu ciężaru / rys 23<sup>a</sup> / role się zmieniają się: ciągnącą jest siła  $Q$ , pokonywaną siła utrzymująca  $P'$ . Oczywiście:  $Q = P' + K$  i w tym wypadku:  $K = P' \cdot \frac{\xi'''}{R}$ .

Przy nawijaniu, w czasie podnoszenia, liny na bęben, zwojami jeden obok drugiego, doginane są tylko ciężkie nawijające się. A zatem opór nawijania  $K$  na pierw-

szy rzut oka powinien być  $K_b = \frac{1}{2} K$ . Ponieważ jednak dochodzi tu, przy bębnie gładkim, jeszcze tarcie zwoju, nawijającego się o zwój sąsiedni, już nawinięty, a przy bębnie rowkowym tarcie o boki rowka, to należy przyjmować /według Bach'a/:

$$K_b = 1,5 \cdot \frac{1}{2} K = \frac{3}{4} K;$$



Rys. 23.

dla liny drucianej  $K_b \approx 0,015 Q$ . Wobec tego skutek użyteczny nawijania liny drucianej na bęben przy podnoszeniu ciężaru:

$$\eta'_b = \frac{Q R \alpha}{(Q + K_b) R \alpha} = 0,98.$$

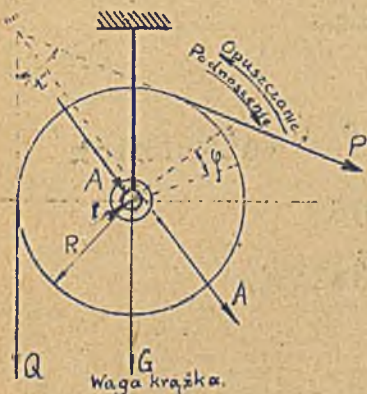
Dla łańcuchów żelazokrągłych przy nawijaniu ich na bęben, a również na krążek gniazdkowy, przy którym ciągnie odwijające się nie jest obciążone, opór z powodu sztyw-

ności występuje również tylko po stronie nawijania; dodatkowe jednak tarcia boczne są o wiele większe, niż przy linie, tak że przyjmować należy  $K_b = K$  i odpowiednio:  $\eta'_b = 0,97$ . Przy opuszczaniu ciężaru:

$$\eta'_b = \frac{(Q - K_b) R \alpha}{Q R \alpha} \approx \eta'_b.$$

b/ Krążki.

α/ Krążek stały /prowadzący/ /rys. 24/ używany jest jako oparcie do łańcucha ciągnącego lub liny. Przy podnoszeniu ciężaru Q:



$$PR\varphi = QR\varphi + KR\varphi + \mu_1 A r\varphi + \mu_1 G r\varphi,$$

gdzie  $\mu_1$  - wypadkowy współczynnik tarcia na okrągłej powierzchni osi.

Ponieważ  $KR$  - moment oporu sztywności liny lub łańcucha równa się:

Rys. 24.

$$\frac{\xi}{R} Q \cdot R = \xi \cdot Q$$

i:

$$A \approx 2 Q \cos \frac{\alpha}{2},$$

więc:

$$PR = QR \left( 1 + \frac{\xi}{R} + 2\mu_1 \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{r}{R} \right) + \mu_1 G r.$$

Wobec małej wielkości wagi krążka w stosunku do  $Q$  wyraz  $\mu_1 G r$  można pominąć dla danego stosunku  $\frac{r}{R}$  można napisać:  $P = \chi Q$ .

Stopień sprawności przy podnoszeniu:

$$\eta = \frac{QR\varphi}{PR\varphi} = \frac{Q}{P} = \frac{1}{\chi}.$$

Dla krążka bez oporów siła idealna  $P_0 = Q$ .

Oczywiście, ze stosunku:  $\eta = \frac{P_0}{P}$  otrzymuje się to:



sama wartość  $\eta = \frac{1}{\chi}$ . Przyjmując równoległe, najmniej korzystne położenie sił  $Q$  i  $P$ , wobec czego  $\alpha = 0$ , dalej  $\beta_1 = 0,08$ , a prócz tego przeciętne, uzależnione od obciążenia wymiary dla łańcuchów, lin, krążków i osiek, otrzymujemy średnie wartości:

przy podnoszeniu:

dla łańcuchów z żel. okrągłego, dla wszystkich grubości:  $\chi = 1,044 + 1,054$ ;  $\eta = 0,96 + 0,95$ ;

dla lin drucianych i łańcuchów Galla:

$$\chi = 1,03; \eta = 0,97.$$

Dla lin konopnych  $\chi$  i  $\eta$  zależą od średnicy liny; w tabelicy na str. 73 podano wartości dla lin niezbyt mocno skręconych ( $\xi = 0,012 d^2$ ).

Przy opuszczaniu ciężaru role sił zmieniają się, ciągnącą jest siła  $Q$ , pokonywaną siłą utrzymującą  $P'$ . Pomijając wagę własną krążka, analogicznie można napisać:  $Q = P'\chi$ . Wobec czego stopień sprawności: krążka stałego przy opuszczaniu ciężaru:

$$\eta' = \frac{P'R\varphi}{QR\varphi} = \frac{P'}{Q} = \frac{1}{\chi} = \eta;$$

jest równy stopniowi sprawności przy podnoszeniu.

$\beta$ ). Krążek przesuwny bierny służy do zmniejszenia siły ciągnącej  $P$ . Rozpatrując rys. 25, widzimy,

$\chi$  i  $\eta$  krążka stałego dla lin konopnych niezbyt mocno skręconych ( $\xi = 0,012 d^2$ ).

dla $d_{mm.}$	$\chi$	$\eta$
16	1,06	0,94
26	1,09	0,92
36	1,12	0,89
46	1,15	0,87
52	1,17	0,85

że ciężno  $P$  ciągnie ciężno  $S$ , wobec czego:

$$P = \chi S.$$

Pozatem:

$$Q = P + S = P + \frac{P}{\chi}; P = \frac{\chi}{\chi+1} Q.$$

A ponieważ dla krążka idealnego bez oporów  $P_0 = \frac{Q}{2}$ , więc przy podnoszeniu:

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\chi+1}{2\chi}$$

Dla lin drucianych i łańcuchów Galla  $\eta = 0,98$ . Dla łań-

$\eta$  krążka stałego dla li konopnych niezbyt mocno skręconych ( $\xi = 0,012 d^2$ )

dla $d_{mm.}$	$\eta$
16	0,97
26	0,96
36	0,95
46	0,93
52	0,93

cuchów żelazokrągłych  $\eta$  średnio 0,97. Dla lin konopnych  $\eta$  jest zależny od średnicy, ale maleje nie tak szybko, jak  $\eta$  dla krążka stałego; wartości - w tablicy obok.

Stosunek dróg  $\frac{h}{s} = 1:2$ .

Przekładnia sił:

$$\eta P \cdot 2h = Qh, Q : P = 2\eta.$$

Przy opuszczaniu ciężaru role sił się zmieniają: ciężno  $S'$  ciągnie siłę utrzymującą  $P'$ , wobec czego  $S' = P'\chi$ . Ponieważ:  $Q = S' + P' = P'\chi + P'$ ,

to:

$$P' = \frac{Q}{X+1} \quad i$$

stopień sprawności przy opuszczaniu:

$$\eta' = \frac{P' R \alpha}{Q \frac{R \alpha}{2}} = \frac{2}{X+1};$$

Stosunek:  $\frac{\eta'}{\eta} = \frac{4X}{(X+1)^2}$

dla lin drucianych = 0,9997 . Wobec czego można

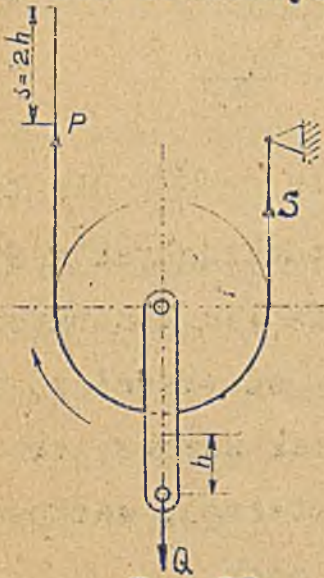
przyjmować  $\eta' = \eta$ .

Krażek przesuwny biermy znajduje zastosowanie w dźwig-  
nicach wszelkiego rodzaju, ja-  
ko element pomocniczy, gdyż  
dzięki niemu zmniejsza się  
prawie do połowy siła, potrzeb-  
na do podnoszenia ciężaru.

§1. Krażek przesuwny czymy  
służy do zwiększenia drogi

podnoszonego ciężaru /rys.26/, przy krótkiej rozpo-  
rządzalnej sile poruszającej. W budowie dźwigni  
nowoczesnych krażek ten utracił znaczenie. Po-  
wszechnie natomiast stosowany był w dawniej budowa-  
nych dźwignicach hydraulicznych.

Tak samo, jak poprzednio, możemy napisać:



Rys. 25.

$$S = xQ.$$

Pozatem:

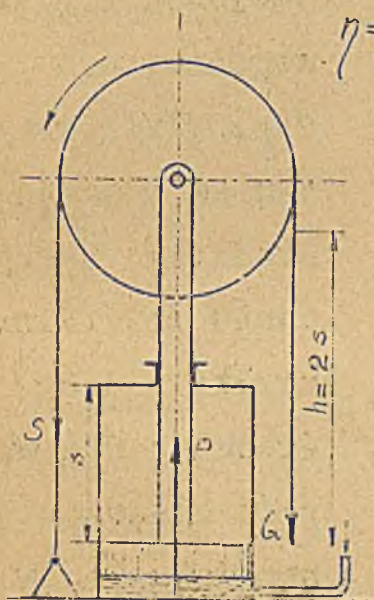
$$P = Q + S = Q + xQ.$$

A ponieważ dla krążka idealnego bez oporów:

$$P_0 = 2Q,$$

więc przy podnoszeniu:

$$\eta = \frac{2Q}{(x+1)Q} = \frac{2}{x+1}.$$



Dla łańcucha i lin drucianych  $\eta$  zaokrąglając = 0,98. Stosunek dróg:  $h : s = 2 : 1$ , a przekładnia sił:

$$Q : P = \eta : 2.$$

c/Wielokrążek w różnych odmianach może być używany jako samodzielny wciągnik, albo też stanowi część dźwignic. Wielokrążek bier-

**Rys. 26.** ny służy do zmniejszenia siły ciągnącej. Wielokrążek czynny, obecnie prawie nieużywany, stosowany dawniej przy dźwignicach hydraulicznych, służy do zwiększenia drogi podnoszonego ciężaru przy dużej sile podnoszącej, ale krótkiej drodze tej siły. Zależnie od drogi

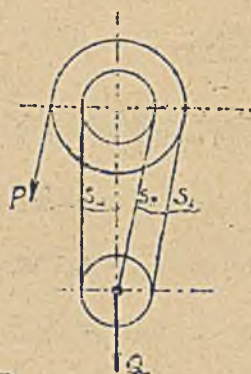
krążków odróżniamy wielokrążki proste, mające wspólną drogę krążków przesuwnych, i potęgowe, z rozdzieloną drogą krążków.

Wielokrążek bierny prosty:

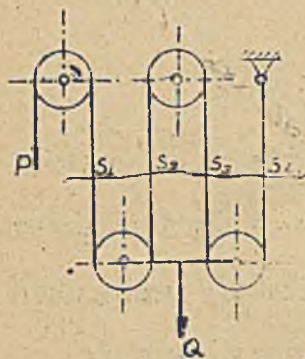
$\infty$ / Ciężno napędne zbiega z krążka stałego /rys.27a i 27b/. Krążki w wielokrążkach, używanych



Rys. 27<sup>a</sup>.



jako wciągniki, znajdują się na wspólnej osi //rys.27a/, przy-tem są równej średnicy; na ry- sunku nakreślono krążki różnej średnicy dla wy-  
rażniejszego przedstawienia przebiegu organu ciągnącego. -



Rys. 27<sup>b</sup>.

W wielokrążkach, stanowiących część dźwignio, krążki są niekiedy umieszczone na różnych, lecz razem połączonych osiach /rys.27b/. Początek organu ciągnącego może być u górnej lub u dolnej osi; w pierwszych układzie liczba krążków biernych i stałych jest parzysta,

w drugim - nieparzystym. Przy liczbie  $n$  krążków, jak widać z rysunku, ciężar wisi na  $n$  cięgnach, przeto przy drodze ciężaru  $h$  droga siły napędnej  $s = h \cdot n$ . Oczywiście:

$$S_1 = \frac{P}{X}, S_2 = \frac{S_1}{X} = \frac{P}{X^2} \text{ i t.d. } S_{n-1} = \frac{P}{X^{n-1}}, S_n = \frac{P}{X^n}.$$

Z warunku równowagi:

$$Q = S_n + S_{n-1} + \dots + S_2 + S_1 = \frac{P}{X^n} (1 + X + X^2 + \dots + X^{n-2} + X^{n-1}) = \\ = \frac{P}{X^n} \cdot \frac{X^n - 1}{X - 1}, \quad \text{skąd: } P = Q \cdot \frac{X^n (X - 1)}{X^n - 1}.$$

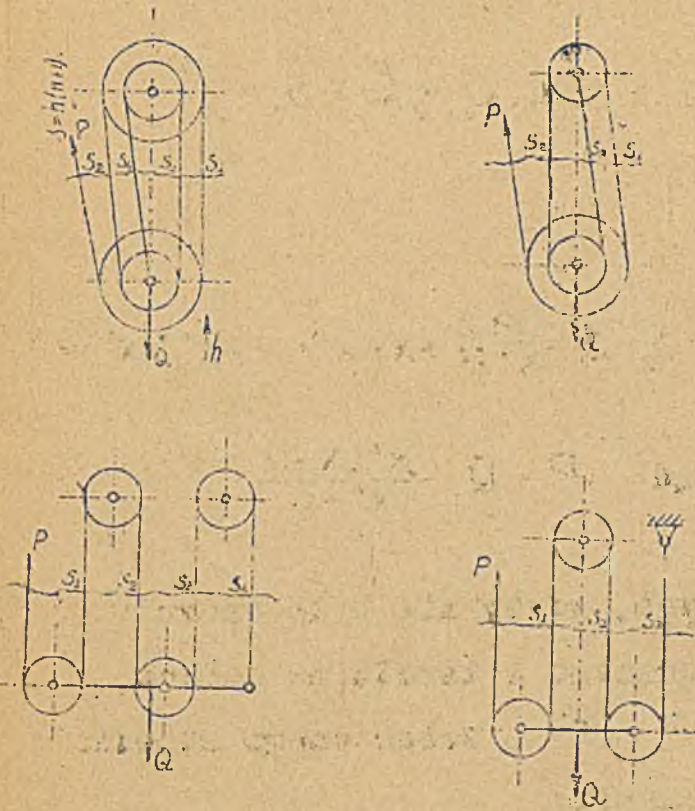
W warunkach idealnych, gdyby nie było oporu sztywności organu ciągnącego i tarcia na ośkach, idealna siła napędna:  $P_0 = \frac{Q}{n}$ , wobec czego stopień sprawności przy podnoszeniu:

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{n} \cdot \frac{X^n - 1}{X^n (X - 1)}.$$

$\beta$ . Cięgno napędne zbiega z krążka przesawnego /rys.28/. Przy liczbie krążków  $n$  ciężar wisi na  $n+1$  krążkach, przeto przy drodze ciężaru  $h$  droga siły napędnej  $s = (n+1)h$ . Oczywiście:

$$Q = S_n + S_{n-1} + \dots + S_2 + S_1 + P = \frac{P}{X^n} (1 + X + X^2 + \dots + X^{n-1} + X^n) =$$

$$= \frac{P}{X^n} \cdot \frac{X^{n+1} - 1}{X - 1}; \quad P_0 = \frac{Q}{n+1}; \quad \eta = \frac{X^{n+1} - 1}{(n+1) \cdot X^n \cdot (X - 1)}$$



Przy opuszcza-  
niu role sił zmie-  
 niają się: siłą  
napędną jest siła  
 Q, utrzymująca  
 siła P'; wielo-  
 krążek z biernego  
 zamienia się na  
 czynny i oczywiś-  
 cie dla układu α/:

$$S_1 = P'X; S_2 = S_1 X =$$

$$= P'X^2 \text{ i t.d.}$$

$$S_n = P'X^n;$$

Rys. 28.

poza tem:

$$Q = S_1 + S_2 + \dots + S_n = P'X(1 + X + X^2 + \dots + X^n) = P'X \frac{X^{n+1} - 1}{X - 1}$$

W warunkach idealnych siła utrzymująca P' mogłaby utrzymać  $Q_0 = P'n$ , wobec czego stopień sprawności przy opuszczaniu:

$$\eta' = \frac{Q_2}{Q} = \frac{n(X-1)}{X(X^n-1)}$$

Stosunek:

$$\frac{\eta'}{\eta} = \frac{n^2 X^{n-1} (X-1)^2}{(X^n-1)^2}$$

Dla układu  $\beta$  / odpowiednio:

$$\eta' = \frac{(n+1)(X-1)}{X^{n+1}-1} \quad \text{i stosunek} \quad \frac{\eta'}{\eta} = \frac{(n+1)^2 X^n (X-1)^2}{(X^{n+1}-1)^2}$$

Przyjmując dla liny drucianej  $X=1,04$ , gorsze nawet warunki niż podano w p. a/ oraz liczbę krawków 2,3,4, co dla wielokrawka bliźniaczego /p.niżej/ we wciągarkach sumicy jest największą 2 x 4, normalnie spotykaną liczbę krawków, otrzymujemy:

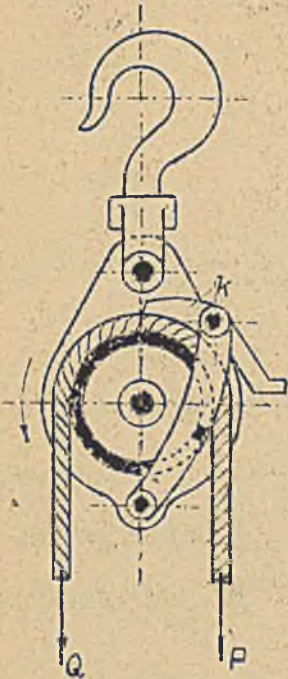
dla układu	przy $n=2$	$n=3$	$n=4$
$\alpha$	$\eta'/\eta = 1,000$	$\eta'/\eta = 0,998$	$\eta'/\eta = 0,996$
$\beta$	$\eta'/\eta = 1,000$	$\eta'/\eta = 0,998$	$\eta'/\eta = 0,996$

Wobec tego można uważać, że dla tych wciągarek stopień sprawności przy opuszczaniu  $\eta'$  jest równy stopniowi sprawności przy podnoszeniu  $\eta$ .

Wielokrawki, jako wciągarki samodzielne, używane są niekiedy przy montażach, przytem organem ciągnącym jest lina konopna, jako gibka i nie splatująca się,



a również nie tak czuła na uszkodzenia przy przenoszeniu z miejsca na miejsce jak lina drucziana. Wadą takich wciągników jest brak samohamowności, aczkolwiek próbowano tę sprawę rozwiązać, jednak



Rys. 28<sup>b</sup>.

ze szkodą dla liny /rys.28b/. Tu lina ciężarowa przy opadaniu ciężaru pociąga za sobą łapkę  $k$ , powodując tem zaciskanie liny. Ze zwiększeniem liczby krążków stopień sprawności zmniejsza się tu dość szybko; tak np. dla liny monopnej  $36\text{mm } \phi$  przy układzie  $\xi$ .

przy :

$n$	$\eta$
4	0,75
6	0,68
8	0,61

Dla lin niezbyt mocno skręconych.

$$\left( \xi = 0,012 d^2 \right)$$

Wielokrążek czynny prosty. Przykładem jego może służyć wielokrążek wciągarki hydraulicznej, przedstawionej schematycznie na rys.29. Przy krótkiej drodze  $s$ , wielkiej sile napędnej, od cylindra hydraulicznego, droga ciężaru podnoszonego powiększa się przy takim układzie, jak na rysunku,  $n+1$  razy, gdzie  $n$  liczba krążków przesuwnych i stałych stanowiących właściwy wielokrążek /aż do ciągną  $S$ , gdyż krążek  $k$  jest tylko podtrzymujący/

$$h = (n+1) \cdot s.$$

Oczywiście:  $S_1 = Qx$ ; oraz:

$$P = S_1 + S_2 + \dots + S_{n+1} = S_1(1 + x + x^2 + \dots + x^n) = S_1 \frac{x^{n+1} - 1}{x - 1};$$

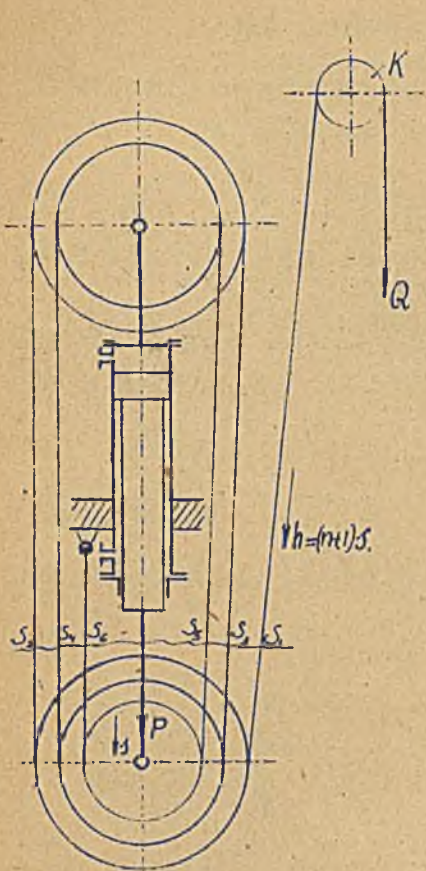
$$P_0 = (n+1) S_1;$$

skąd stopień sprawności aż do ciężaru  $S_1$ :

$$\eta_s = \frac{P_0}{P} = \frac{(n+1)(x-1)}{x^{n+1} - 1};$$

całkowity zaś, włączając krążek  $k$ :

$$\eta = \frac{1}{x} \cdot \frac{(n+1)(x-1)}{x^{n+1} - 1}.$$



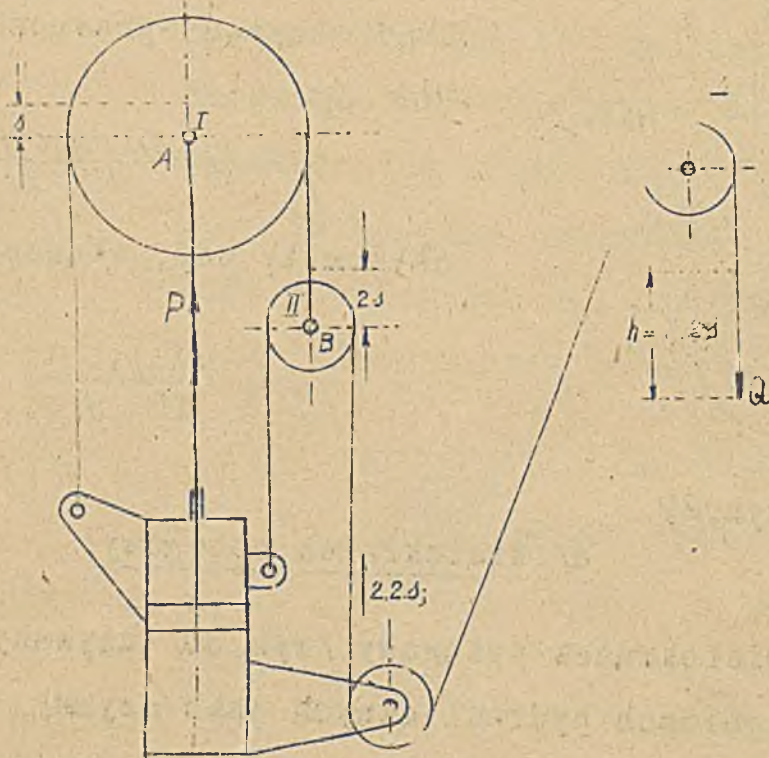
Rys. 29.

d/ Wielokrążek potęgowy.

Wielokrążek potęgowy /rys. 30/ używany był w dźwignicach hydraulicznych jako czynny, w celu szczególnie znacznego zwiększenia drogi podnoszonego ciężaru. Tu droga krążków przesuwanych nie jest wspólna, lecz rozdzielona. Oczywiście gdy krążek przesuwany I wykona drogę  $s$ , to droga końca  $B$

przewieszono przez krążek ten łańcuch  $= 2s$ ,  
wobec czego droga łańcucha przewieszono przez  
krążek II  $= 2.2s$ .

Przy  $n$  krążkach przesuwanych i drodze I-go krążka  
czyli  $s$  droga podnoszonego ciężaru  $h = 2^n s$ .  
Z równania prac:  $\eta P s = Q h$ , przekładnia sił:  $Q:P = \eta \cdot 2^n$ .



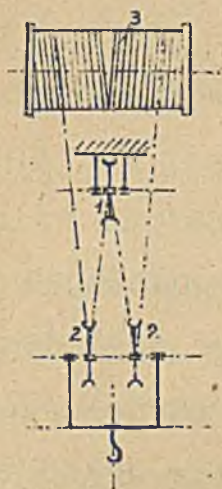
e/ Wciągnik bębnowy bliźniaczy.

jest zastosowaniem wielokrążka do dźwigni, a mianowicie stanowi zasadniczy element większości wciągarek. Celem tego urządzenia jest podnoszenie ciężaru po jednej linii pionowej bez odchyień, co jest koniecz-

nam w suwnicach pracujących w odlewniach /wyjmowanie i wkładanie modeli do form/ oraz w warsztatach obróbki i montażu /zakładanie przedmiotu na obrabiarki lub na składaną maszynę/. Istnieją trzy układy wciągników bliźniaczych, a mianowicie: 1/ z krążkiem wyrównawczym na osi prostopadłej do osi bębna /rys.31/, 2/ na osi równoległej do osi bębna /rys.31 a/ i 3/ z bębniem podzielonym i krążkami stałymi na osi bębna /rys.32/. Bęben bliźniaczy



Rys. 31.

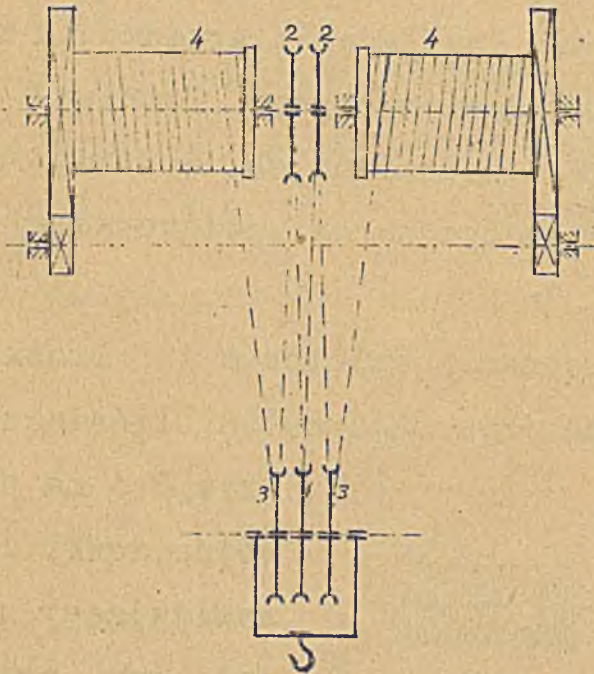


Rys. 31 a.

/rys.31/ ma podwójne rowki dla nawijającej się nań liny, przy czem z jednej strony biegną one jako gwint prawy, z drugiej zaś - jako lewy. Lina jest przerzucona przez krążek wyrównawczy 1,

z którego biegnie na krążki linowe 2, a następnie nawija się na bęben 3, do którego przymocowane są jej końce. Kółka 2 są umieszczone na osi, do której jest przymocowana oprawa 0, z hakiem do zawiesz-

szania ciężarów. Dzięki krążkowi wyrównawczemu cią-



Rys. 32.

na liny tak z pra-  
wej jak i z lewej  
strony są jednakowo  
naprężone. Układ z  
krążkiem na osi pro-  
stopadłej do osi bęb-  
na ma tę wadę, że  
krążek wyrównawczy  
musi mieć małą śred-  
nicę /aby oprawa na-  
ka nie była szeroka  
i bęben długi/; mały  
zaś krążek jest nie-

korzystny dla liny, powodując w niej duże naprężenia  
gnące. Lepszy pod tym względem jest układ z krążkiem  
wyrównawczym na osi równoległej do osi bębna /rys,  
31 a/. Jeszcze lepszym układ z bębnem podzielonym  
/rys. 32/, gdzie lina jest przerzucona przez krążek  
wyrównawczy 1; następnie biegnie ona przez krążki 2  
na krążki 3 i stąd na bębny 4. Do tych bębnow przy-  
mocowane są jej końce. Napęd /mechaniczny/ otrzy-  
mują oba bębny od przystawek, znajdujących się na  
ich końcach. Przy nawijaniu liny pozostaje prawie

nieruchomym krążek wyrównawczy. Może on być duży, przeto lina ulega mniej silnemu zgięciu. Pozatem przy układzie takim można osiągnąć dowolną przekładnię, gdyż liczba krążków przesuwnych biernych jest tu dowolna, gdy przy układach rys.31 i 31.a możliwe jest umieścić z każdej strony tylko jeden krążek bierny. Oczywiście  $\eta$  wielokrążka bliźnia czego o  $2n$  krążkach /nie wliczając krążka wyrównawczego/ =  $\eta$  wielokrążka pojedynczego o  $n$  krążkach

f/ Wciągnik różnicowy Westona.

Wciągnik Westona /rys.33/, jest samohamowny. - Wciągnik ten, jako bardzo prosty, był dawniej szeroko stosowany, obecnie zaś jest zupełnie zaniechany z powodu małego skutku użytecznego. Składa się on

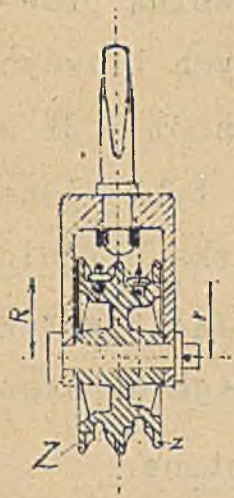


Rys. 33.

z krążka biernego przesuwnego, na którym jest hak do zawieszania ciężaru oraz dwóch krążków stałych, stanowiących razem jedną całość /rys. 33 a/. Krążki te obracają się luźno na osi, umieszczonej w oprawie, zakończonej hakiem do zawieszania wciągnika. Krążki przeznaczone są do ciągnięcia łańcuchów, więc mają na

obwodzie gniazdko, w które układają się ogniwa łańcucha. Przytem krążki te są niejednakowej średnicy:

w jednym jest o jedno gniazdko mniej, niż w drugim.



Gdy ciągną 3 łańcucha wykona drogę  $s$  w dół, ciągną 1 przesuwają się o  $s$  w górę. W tym samym czasie ciągną 2 opuszczają się na mniejszą długość, a mianowicie  $s \frac{r}{R}$ . Skutkiem tego ciężar zostanie podniesiony o połowę różnicy tych długości:  $h = \frac{1}{2}(s - s \frac{r}{R})$ ; stosunek dróg

Rys. 33 a.

$$\frac{h}{s} = \frac{1 - \frac{r}{R}}{2} \quad ; \quad \text{przekładnia sił:}$$

$Q : P = \eta s : h$ . Aby wciągnik był samohamowny trzeba, aby przy tendencji opuszczania się ciężaru kiedy  $S_1$  występuje względem  $S_2$  jako ciągnące:

1/1  $S_1 R < \lambda S_2 r$ , bo w przeciwnym razie siła  $S_1$  powodowałaby samoczynne kręcenie się krążka w kierunku opuszczania się ciężaru. Ponieważ przy opuszczaniu ciężaru ciągną 1 nawija się na krążek dolny, zaś 2 odwija się, to między  $S_1$  i  $S_2$  istnieje związek  $S_2 = \lambda S_1$ . Podstawiając to do nierówności 1/1 otrzymamy:  $S_1 R < \lambda^2 S_1 r$ , skąd

$$\frac{R}{r} < \lambda^2 \quad - \text{warunek samohamowności wciągnika Westona.}$$

łańcuch nie może być smarowany, bo ślizgałby się w rękach ciągnącego, więc  $\lambda$  trzeba liczyć  $= 1,08$ .

Zatem:  $\frac{R}{r} = \frac{Z}{z} < 1,17$  Stosunek ten można osiągnąć,

przyjmując liczbę gniazdek na krążku mniejszym o jedno mniej niż na większym, więc:  $Z:z = 8:7 = 1,14$ ;  $9:8 = 1,125$  i t.d. aż do  $13:12 = 1,08$  ... Stopień sprawności określimy; wyznaczając siłę idealną do podnoszenia ciężaru:  $P_0 = \frac{1}{2} (1 - \frac{r}{R}) \cdot Q$ , oraz siłę rzeczywistą  $P$  z równości momentów:  $PR + S_2 r = X S_1 R$  - ponieważ moment sił, działających z lewej strony, pokonać musi moment od sił, działających z prawej strony, a mianowicie: siły  $S_1$  oraz oporów, co razem wynosi  $X S_1$ . Zważywszy, że na krążku dolnym, przy podnoszeniu ciężaru  $S_1 = X S_2$  oraz:  $S_1 + S_2 = Q$ , skąd  $S_2 = \frac{Q}{X+1}$  otrzymujemy:

Zatem: 
$$P = S_2 \frac{X^2 R - r}{R} = \frac{Q(X^2 R - r)}{(X+1)R} = \frac{Q(X^2 - \frac{r}{R})}{X+1}$$

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{1}{2} (1 - \frac{r}{R}) \frac{X+1}{X^2 - \frac{r}{R}}$$

Dla  $Z:z = 8:7$ ,  $h:s = 1:16$ ;  $Q:P = 7,1$ ;  $\eta = 0,44$ ;

dla  $Z:z = 13:12$   $h:s = 1:26$ ;  $Q:P = 8,3$ ;  $\eta = 0,32$ .

Widzimy, że skutek użyteczny wciągnika Westona jest bardzo mały. To objaśnia się tem, że krążek górny i dolny, wykonywują dużą drogę obrotową w stosun-



ku do wysokości podnoszenia się ciężaru, przeto praca oporów jest znaczna. Wciągnik Westona ma jeszcze tę wadę, że łańcuch ciężarowy, który dla nieznacznego podniesienia ciężaru musi być przeciągnięty na znaczną długość i przytem jest silnie naprężony, szybko się zużywa; prócz tego wycierają się gniazdka krążków. Dlatego wciągnik ten obecnie nie jest stosowany. Szeroko natomiast używane są wciągniki ślimakowe i zębate.

### g/ Wciągnik ślimakowy.

przedstawiony konstrukcyjnie na rys. 34 w Zbiorze rysunków oraz na 34 c w schemacie. Przekładnia sił:

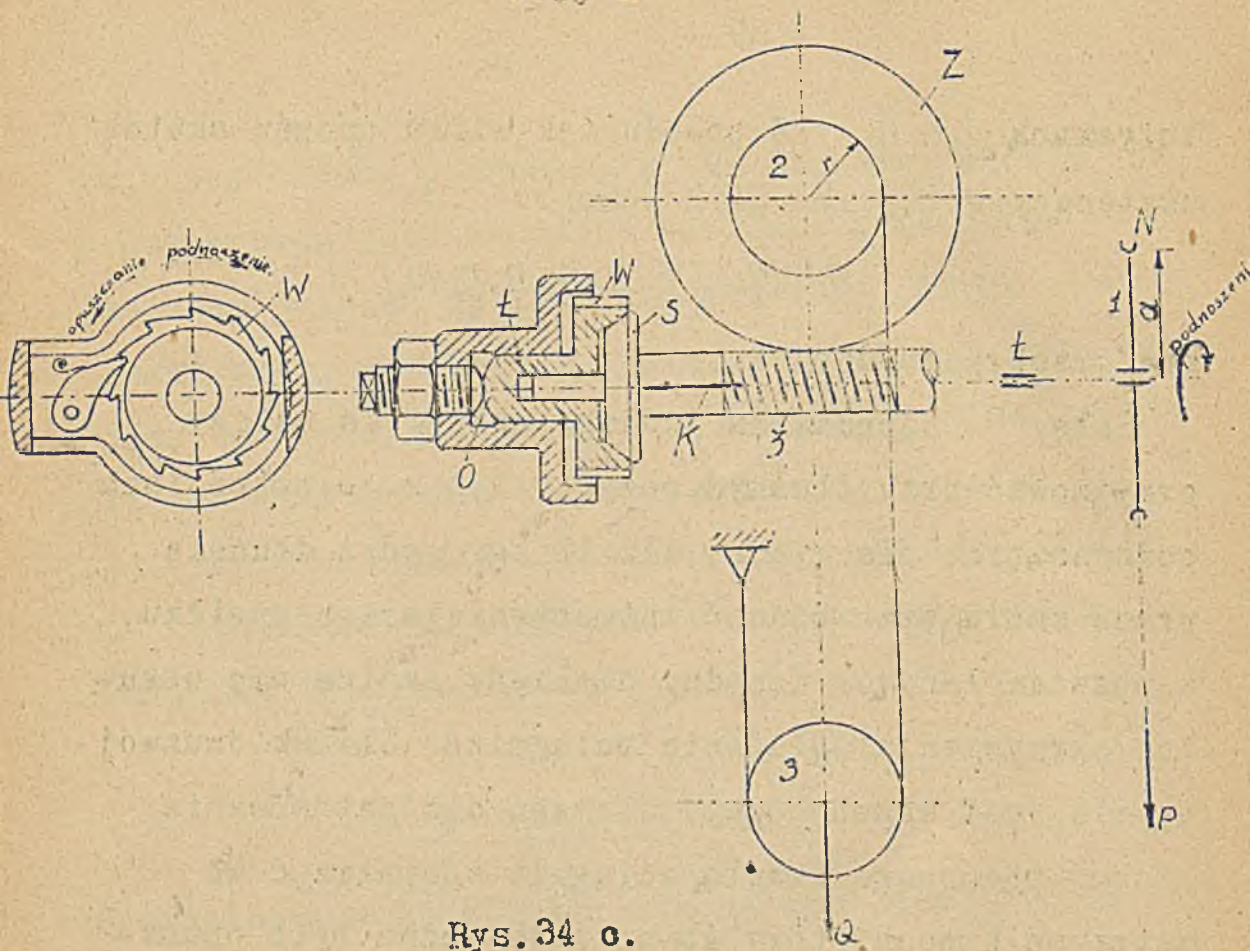
$Q : P = \eta \cdot 2 \frac{a}{r} \cdot \frac{Z}{z}$  , gdzie  $Z$  ilokrotność zwojności gwintu ślimaka. Zwykle ślimak jest dwuzwojny, a zatem:  $Z = 2$  . Na stopień sprawności  $\eta$  wpływa: skutek użyteczny całkowity krążka biernego 3 -  $(\eta)_3$  , krążka gniazdkowego 2 -  $\eta_6$  , kółka napędnego 1 -  $(\eta)_1$  , - licząc tylko opory sztywności łańcucha napędnego, ślimaka  $\eta_{31}$  , uwzględniając ślizganie zwojów ślimaka o zęby koła ślimakowego na drogach obrotu ślimaka oraz opory zazębienia, dalej tarcie na osi koła ślimakowego -  $\eta_w$  , w łożysku oporowym 0 od nacisku  $K - \eta_0$  i tarcie w

łożyskach  $\xi - \eta_{\xi}$ . Z powodu tak wielu oporów skutek użyteczny wciągnika ślimakowego:

$$\eta = (\eta_k)_3 \cdot \eta_b \cdot \eta_w \cdot \eta_{sl} \cdot \eta_o \cdot \eta_{\xi} \cdot (\eta_k)_1,$$

nie przekracza 60 % .

Siłę  $P$  napędną na jednego człowieka należy przyjmować przy dłuższych powyżej 1,5 m. wysokościach podnoszenia, nie więcej niż 15 kg., gdyż dłuższa praca zmniejsza możliwość intensywniejszego wysiłku, a pozatem łańcuch napędny niekiedy zacina się wskutek skrzywienia położenia wciągnika. Ślimak dwuzwojny nie jest samohamowny, dlatego dla zatamowania ruchu wstecznego trzeba wciągnik zaopatrzyć we wstrzymnik wechwytowy. Aby pozatem można było opuszczać ciężar spokojnie i pewnie, trzeba wstrzymnik połączyć z innym elementem, tak, aby razem stanowiły hamulec trzymający i opuszczający. Jest to hamulec dociskowy na ślimaku, dociskany przez ciężar podnoszony. Istnieje parę konstrukcji tych hamulców. We wszystkich siła dociskająca pochodzi od ciężaru podnoszonego i od tego, że elementem wciągnika jest ślimak. Na rys. 34 oraz 34 a /Zbiór rysunków/, przedstawiony jest hamulec stożkowy Beckera. Nacisk  $K$ , pochodzący od reakcji ciężaru podnoszonego, wytwarza tarcie między stożkiem  $S$  na wałku ślimaka a kół-



Rys. 34 c.

kciem zapadkowym  $W$ , dzięki czemu oba te elementy są połączone; podnoszenie ciężaru jest możliwe, a opadanie dowolne wykluczone, dzięki zapadce. Choć opuszczać ciężar, trzeba połączenie między mechanizmem a wechwytem pokonywać, obracając koło napędne  $N$  w kierunku opuszczania, tak że na opuszczanie ciężaru trzeba nawet wykonać pewną drobną pracę. - Opuszczanie jest oczywiście całkowicie opanowane, zależne tylko od kręcenia koła napędnego  $N$ . Po-

nieważ takie opuszczanie jest dla pustego haka za-  
nadto powolne, wciągniki zaopatrywane są niekiedy  
w urządzenia rozłączające chwilowo ślimacznice od  
ślimaka.-Na rys.34 b /Zbiór rysunków/ przedstawiony  
jest hamulec dociskowy płaski tarczowy Luedersa. -  
Tu kółko zapadkowe łączy się ciernie przez zaciśnię-  
cie między tarczami  $T_1$  i  $T_2$ , z których pierwsza  
dla powiększenia tarcia obłożona jest skórą. - Hamu-  
lec na rys.34 ma dwa elementy ciernie, tarczkę i pierś-  
cień rozpychany

b/ Wciągnik zębaty /trybowy/.

Wciągniki ślimakowe mają mały skutek użyteczny.  
Lepsze pod względem sprawności są wciągniki z prze-  
kładniami kół zębatach walcowych /przedstawione sche-  
matycznie na rys.35/. Przekładnia momentów:

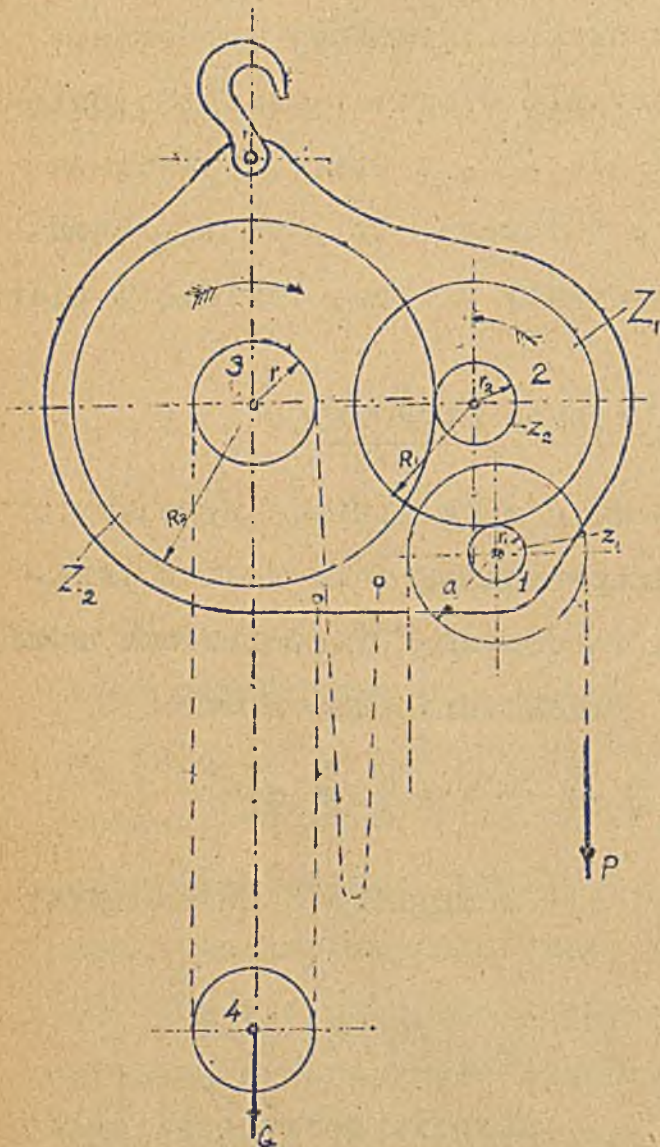
$$\frac{Qr}{Pa} = \eta \cdot 2 \cdot \frac{R_1}{r_1} \cdot \frac{R_2}{r_2} = \eta \cdot 2 \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}$$

Stopień sprawności  $\eta$  dla wciągnika z dwiema przy-  
stawkami:

$$\eta = (\eta_k)_I \cdot \eta_z \cdot \eta_H \cdot \eta_z \cdot \eta_H \cdot (\eta_b)_3 \cdot (\eta_k)_4$$

gdzie  $(\eta_k)_I$  i  $(\eta_k)_4$ , - stopnie sprawności całko-  
wite kół I i IV,  $(\eta_b)_3$  - stopień sprawności nawi-  
jania łańcucha na krążek gniazdkowy III,  $\eta_z$  - sto-

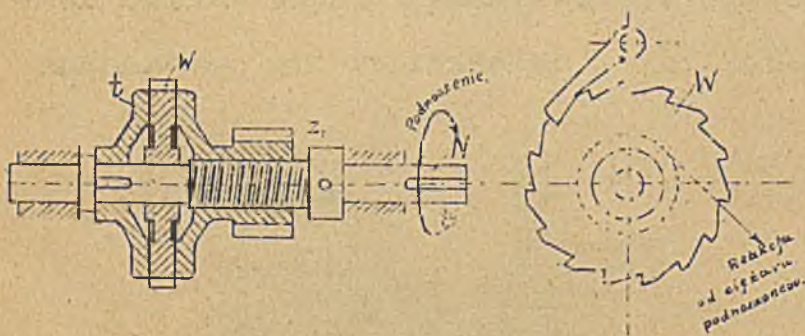
pień sprawności zazębienia jednej pary kół, -  $\eta_w$   
stopień sprawności jednego wałka.. Jako hamulec  
trzymający i opuszczający służy hamulec dociskowy  
na śrubie Weston /rys.35 a/, w którym siła docis-



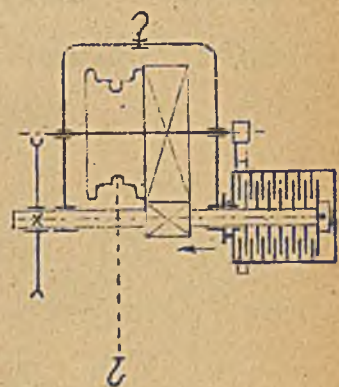
Rys. 35.

kająca pochodzi  
od ciężaru podno-  
szonego i od tego  
że elementem ha-  
mulca jest śruba.  
Reakcja od cięża-  
ru podnoszonego  
działa na kółko z,  
tak, że ono prze-  
suwając się po  
gwincie śruby dą-  
ży do zaciśnięcia  
między sobą a  
tarczką t kółka  
zapadkowego w .  
Przy podnoszeniu  
wałek napędny N  
kółko z i kółko  
w stanowią zes-  
poloną przez tar-

cie całość; ruch podnoszenia jest możliwy, opuszczanie dowolne wykluczone, dzięki zapadce. Chcąc opuszczać ciężar, trzeba połączenie między mechanizmem a wechwytem luzować. Uskutecznia się to przez kręcenie kółka napędnego w kierunku opuszczania, przez co śruba rozkręca połączenie między  $Z$  i  $W$ , ciężar opada, ale tylko przez czas, dopóki kręcenie kółka  $N$  mu przoduje. Z chwilą bowiem zatrzymania  $N$  następuje ponowne naciśnięcie  $W$  i zatrzymanie ciężaru. - Jest jasne, że hamulec Westona pracuje z wstrząsami. - Układ wciągnika jak na rys. 35 zajmuje sporo miejsca. Aby wciągnik zębaty uczynić jaknajmniejszym, fabryka niemiecka "Piechatzek" zamiast wielu przystawek stosuje tylko jedną o wielkiej przekładni obrotów /rys. 35 b/, a pozatem z wysokowartościowego materiału, a



Rys. 35 a.



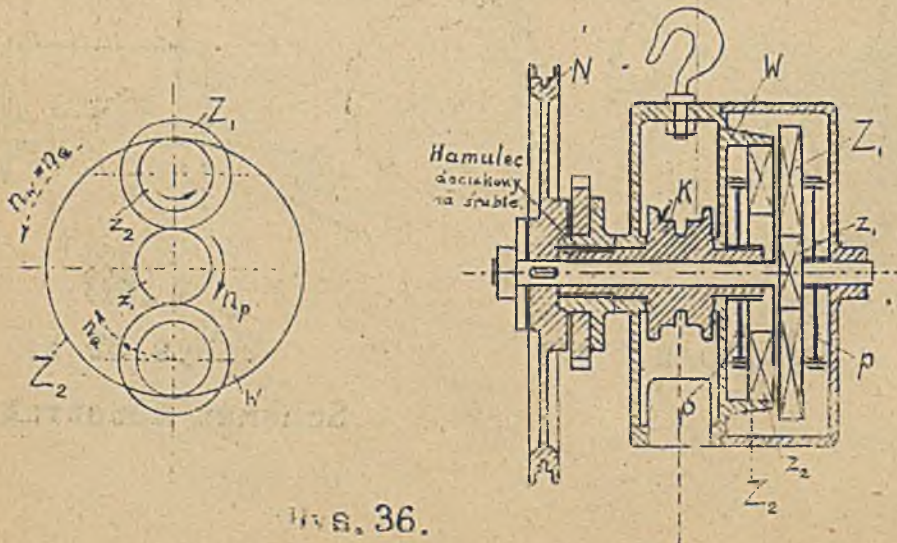
Rys. 35 b.

Schemat konstrukcji.

mianowicie ze stali chromowo-niklowej, dzięki czemu zębki mogą być drobne. Zęby są jednostronnie ukośne i powstający skutkiem tego nacisk osiowy jest wykorzystany w hamulcu dociskowym tarczowym, którego konstrukcja jest oparta na tej samej zasadzie, jak hamulca tarczowego we wciągniku ślimakowym. Wciągnik taki ma dosyć duży skutek użyteczny, ( $\eta \approx 0,75$ ).

i/ Wciągnik planetowy.

Niektóre fabryki Stanów Zjednoczonych Am.P. budują wciągniki z przystawkami o ruchu planetowym /rys.36/, odznaczające się symetrią rozłożenia części około środka, przez co zyskuje się na zwężłości budowy. Kółko napędne  $N$  wprawia w ruch kółko zębate  $Z_1$ , znajdujące się na jednym z nich wałku; kółko to obraca kółko  $Z_2$  umieszczone na porzeczce



rys. 36.

$p$ , mogącej kręcić się luźno na poprzednim wałku. Kółka  $Z_1$ , połączone są w jedną całość z kółkami  $Z_2$ , które obracając się pełzną po nieruchomym, związanym z oprawą wciągnika wieńcu  $W$ , przez co wprowadzają w ruch obrotowy poprzeczkę  $p$  i złączony z nią krążek podnoszący  $K$ .

Celem określenia przekładni obrotów między  $Z_1$  i krążkiem  $K$ , nie zatrzymując obrotania kółka  $N$ , nadajemy myślowo całemu systemowi, t.j. krążkowi  $Z_1$ , krążkowi  $K$ , związanej z nim poprzeczce  $p$ , oraz nieruchomemu wieńcowi  $W$  obrót tak prędko, jaki ma krążek  $K$  /czyli poprzeczka  $p$  /, lecz w odwrotnym kierunku. Wtedy poprzeczka stać będzie w miejscu i otrzymamy normalną przekładnię zębatą między kółkiem  $Z_1$  a wieńcem  $W$ . Oznaczamy:  $n_p$  - ilość obrotów na min. kółka  $N$ ;  $n_a$  - ilość obrotów na min. kółka  $K$  i  $n_w$  - ilość obrotów na min. wieńca  $W$ . Ta ostatnia będzie taka sama, jak i kółka  $K$ , czyli  $n_w = n_a$ . Kółko  $Z_1$ , otrzymując  $n_p - n_a$  obrotów, nadaje wieńcowi liczbę  $n_w = n_a$  obrotów przez dwie pary kół:  $(z_1, Z_1)$  i  $(z_2, Z_2)$ , a zatem:

$$\frac{n_p - n_a}{n_w} = \frac{Z_1}{z_1} \cdot \frac{Z_2}{z_2}, \quad \text{skąd}$$

$$\frac{n_p}{n_a} = \frac{Z_1}{z_1} \cdot \frac{Z_2}{z_2} + 1 = \frac{1}{\phi} = i.$$



Przekładnia momentów, uważając, że wciągnik zaopatrzo-  
ny jest pozatem w krążek przesuwny bierny:

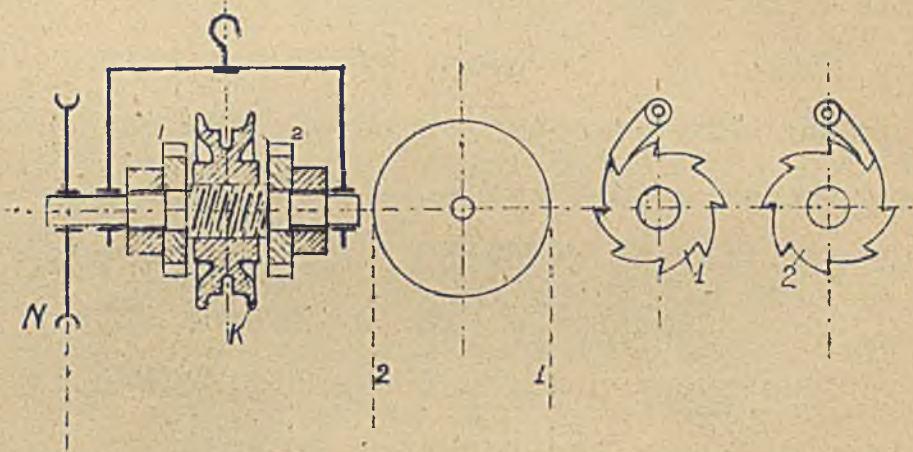
$$Qr : Pa = \eta \cdot 2 i.$$

Z powyższego widzimy, że ruch planetowy, zajmując  
tyleż miejsca co zespół przystawek normalnych, daje  
przekładnię o 1 większą niż te przystawki. W tem, a  
oprócz tego w symetrii rozłożenia części, leży zale-  
ta mechanizmu planetowego. Niektóre z fabryk stosują  
z tego układu jedynie samą symetrię rozłożenia, czy-  
niąc nieruchomemi poprzeczki  $p$ , ruchomym nato-  
miast wieniec  $w$ , złączony z krążkiem  $K$ . Jako ha-  
mulec trzymający i opuszczający służy we wciągnikach  
planetowych hamulec dociskowy na śrubie przy kółku na-  
pędnem  $N$ .

#### j/ Wciągnik szybkosprawny.

W składnicach, gdzie ma się do czynienia z cięża-  
rami niewielkimi, ale chodzi o szybkie podnoszenie  
bez straty czasu, stosuje się wciągniki szybkosprawne  
/rys.37/, pozwalające na podnoszenie ciężarów na prze-  
mian to na prawem, to na lewem ciągnię łańcucha, dzięki  
czemu nie traci się czasu na opuszczanie łańcucha  
próżnego. Dla trzymania podniesionego ciężaru i dla  
regulowania szybkości opuszczania, stosuje się w tych

wciągnikach obustronny hamulec dociskowy na śrubie, spełniający rolę trzymającego i opuszczającego. Siłę, dociskającą otrzymuje się przez umieszczenie krążka podnoszącego *K* na śrubie, przytem z obu



Rys. 37.

stron są hamulce, przeznaczone jeden dla jednego, drugi dla drugiego kierunku kręcenia krążka przy podnoszeniu.

Jeżeli, mianowicie, ciężar zawieszony jest na łańcuchu 1, to przyciska krążek gniazdkowy -

- dzięki temu, że wałek i piasta są gwintowane - do kółka zapadkowego 1, przez co podnoszenie jest możliwe, opuszczenie zaś dowolne wykluczone. Choć ciężar opuszczać, trzeba kręcić kółko napędne  $N$  w kierunku opuszczania ciężaru, przez co luzujemy połączenie z kółkiem zapadkowym. Ciężar nie może jednak opuszczać się szybciej, niż kręcimy kółko  $N$ , bo przy szybszym niż ten obrót opuszczaniu powoduje on znów połączenie kółka  $K$  z kółkiem zapadkowym 1 i zatrzymuje się. Jeżeli ciężar wisi na łańcuchu 2, to następuje analogiczne połączenie ciernie z kółkiem zapadkowym 2.

Obustronny hamulec dociskowy opisany wyżej znajduje niekiedy zastosowanie we wciągarkach wyciągów, w których moment działający na bęben zmienia znak zależnie od kierunku ruchu /p.niżej/.

### 3. Wciągarki.

Wciągarkami nazywać będziemy dźwignice, które wciągają ciężar, nie będąc zawieszane tak, jak wciągniki. Narzędziem ciągnącym jest tu przeważnie bęben dla lin, dla łańcuchów zaś krążek gniazdkowy. Wciągarki bywają: a/ naziemne i b/ przyscienne. Przy obu potrzebny jest umieszczony u góry krążek

do podparcia łańcucha lub liny podnoszącej. Niekiedy jednak wciągarkę naziemną ustawia się w górze na belkowaniu, wtedy lina lub łańcuch nawijają się wprost na bęben lub krążek wciągarki.

Wciągarki bywają nie tylko samodzielne maszyny, lecz również stanowią część dźwignio złożonych, np. na żórawiach, jako mechanizm do wciągania ciężaru, lub do tego samego celu na wózku wciągnikowym suwnicy.

Rozpatrzmy parę przykładów wciągarek, jako maszyn samodzielnych.

a/ Wciągarka naziemna z przekładnią zmienną, przenośna, stosowana przy montażach i robotach budowlanych, przedstawiona jest konstrukcyjnie na rys. 38 w "Zbiorze rysunków", na rys. zaś 38 a w schemacie. Podstawa wciągarki wykonywana jest z blachy i kątowników, jako materiału sprężystego, opornego na uderzenie. Podstawy żeliwne, stosowane dawniej, okazały się niepraktycznymi, gdyż łatwo pękają przy uderzeniu, na jakie wciągarka taka jest narażona, tak podczas pracy, jak i przy przenoszeniu. Łał bębna jest przeważnie nieruchomy, jest właściwie osią, na której kręci się bęben bezpośred-

nie połączony z kołem zębata. Konstrukcja taka, typowa dla dźwignie, przyjęta jest dlatego, aby otrzymać lżejszy wał, ponieważ w tych warunkach oś podlega tylko zginaniu jednokierunkowemu /kategoria naprężeń II/, gdy przy bębnie i kole, oddzielnie zaklinowanych na wale obracającym się, wał podlega skręcaniu /naprężenie kategorii II/ i zginaniu /naprężenie kat. III/, przy kole <sup>zaś</sup> złączonym z bębniem, ale wale kręcącym się jak na rys. 38, wał podlega naprężeniom gnącym kat. III. Wałek korbowy może być przesuwany, tak że kółko zębate 1, na nim znajdujące się, może pracować z kołem 2, lub bezpośrednio z kołem 4, zależnie od przesunięcia wałka korbowego. Przy podnoszeniu większych ciężarów pracują przystawki (1,2) i (3,4); przekładnia momentów:

$$\frac{Q_1 \cdot r}{P a} = \eta \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

Przy podnoszeniu małych ciężarów duża przekładnia jest zbyteczna, przy podwójnej bowiem przekładni podnoszenie byłoby lekkie dla pracującego przy korbie, ale niepotrzebnie powolne. Dlatego przy mniejszych udźwigach pracuje tylko przystawka (1,4), a wałek II obraca się luźno.

Przekładnia momentów:

$$\frac{Q_2 r}{P a} = \eta_2 \frac{z_1}{z_2}$$

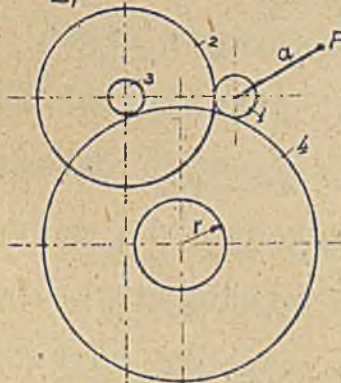
Stosunek:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\eta_1}{\eta_2} \cdot \frac{z_2}{z_3}$$

Przeważnie  $z_3 = z_1$ ;  $\eta_1$  niewiele  $< \eta_2$ , wobec czego:

$$\frac{Q_1}{Q_2} \approx \frac{z_2}{z_1}$$

Dla zabezpieczenia wałka korbowego

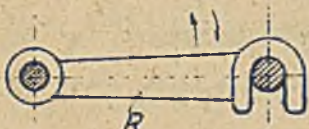
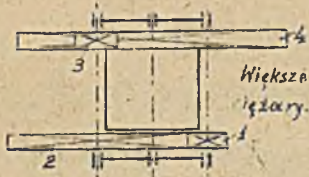
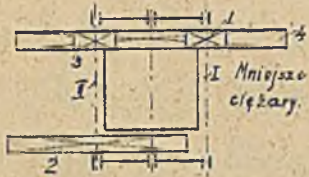


w pozycji przesuniętej służy rączka  $R$ .

Z równań dla przekładni momentów widzimy, że moment siły poruszającej jest tem mniejszy, im mniejszy moment

$Qr$ . Ponieważ prócz tego wielkość  $Qr$  wpływa na wymiar kół zębatach i wałków, a mianowicie, im  $Qr$  większy, tem większe muszą być te wymiary, przeto dążeniem konstruktorów jest obniżyć wielkość  $Qr$

przez stosowanie jaknajmniejszego  $r$ , o ile tylko na to pozwala lina lub łańcuch, których nie można zbyt silnie



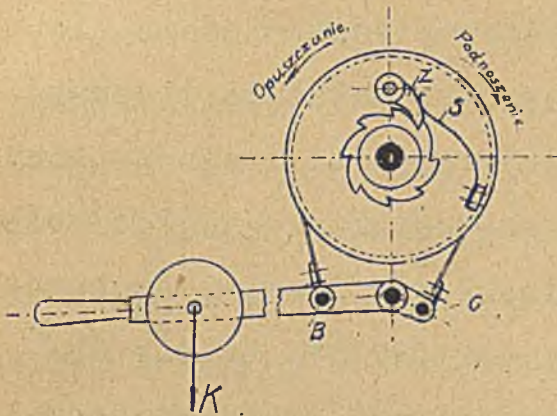
Rys. 38

zginać. Kąt rozstawienia korb wykonywany jest często  $180^{\circ}$ , lepiej jednak rozstawiać je o  $90^{\circ}$  lub  $120^{\circ}$ , bo unika się wtedy jednocześnie poziomej pozycji rąk, najtrudniejszej dla wysiłku.

Zespół przystawek zębatych wciągarki nie jest samohamowny. Dlatego dla zapobieżenia ruchowi wstęcznemu, trzeba zaopatrzyć wciągarkę w organ trzymający. Na wciągarkach taniej, jaknajprostszej konstrukcji stosują niekiedy do tego przez oszczędność tylko wechwyty zębaty. Konstrukcję taką uznać trzeba kategorycznie za wadliwą i niedopuszczalną, bo dla opuszczenia ciężaru trzeba zapadkę odrzucić i ciężar trzymany jest jedynie na korbie, a to jest nader niebezpieczne, może spowodować i powoduje wypadki śmiertelne, gdy korba wypuszczona z rąk uderza robotnika.

We wciągarkach staranniej skonstruowanych spotyka się często konstrukcję wstrzymnika zębatego W wraz z hamulcem taśmowym opuszczającym H /rys. 39<sup>a</sup> w "Zbiorze rysunków"/, t.j.w. "otwartym" /lub luźnym/, gdyż funkcjonuje on dopiero po naciśnięciu dźwigni. Organ pierwszy służy do trzymania, nie pozwala na dowolne opadanie ciężaru. - Chcąc opuścić ciężar trzeba odrzucić zapadkę Z ,

poczek; można ciężar opuszczać, regulując jego szybkość opadania zaciskaniem taśmy hamulca przez na-



Rys. 39 $\frac{5}{8}$

ciskanie dźwigni do góry. Dopóki zapadka nie będzie zarzucona w położenie pierwotne, ciężar trzymany jest tylko przez zaciskanie hamulca, co absolutnie bezpiecznem nie jest.

Wygodniejszą dla manipulacji i zapewniającą zupełne bezpieczeństwo jest konstrukcja hamulca wechwyto-  
wego, przedstawiona w schemacie na rys. 39 $\frac{5}{8}$

Zapadka, zatrzymująca ruch koła zapadkowego, znajdującego się na jednym z wałków wciągaraki, umieszczona jest na kole hamulcowem i jest przyciskana do kółka zapadkowego przez sprężynę  $S$ . Koło zahamowane jest przez taśmę zaciśniętą ciężarkiem  $K$ . Hamulec jest tu więc t.zw. zamknięty /lub zaciśnięty/. Póki nie jest on zluzowany, ós zapadki zachowuje stałe położenie i ruch wsteczny nie jest możliwy; możebny natomiast - ruch podnoszenia. - Jeżeli jednak usuniemy siłę hamującą, unosząc w górę ciężar  $K$ , to umożliwimy ruch koła hamulcowe-

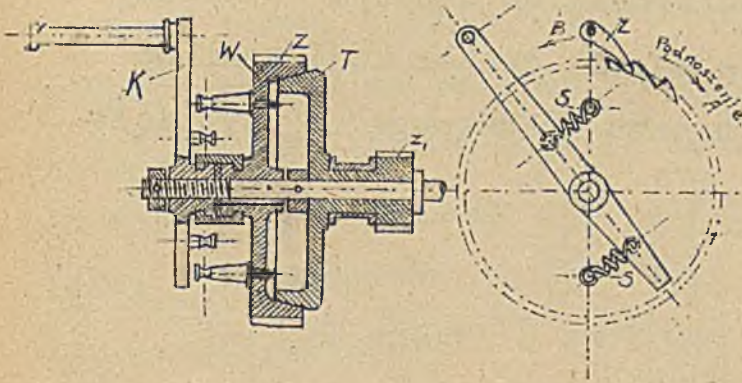


go i razem z nim ruch wsteczny kołka zapadkowego Z i mechanizmu wciągaraki. Ciężar wtedy opuszcza się, mamy jednak możliwość regulować prędkość jego opuszczania przez powrotne zmniejszenie zlurowania taśmy czyli silniejsze lub słabsze dociskanie jej do koła aż do zupełnego zatrzymania. Dodać trzeba, że hamulec taśmowy, przedstawiony na rys. 39<sup>a</sup> należy do t.zw. różnicowych, gdyż zaciśnięcie taśmy pochodzi od różnicy dróg punktów B i C przymocowania końców taśmy. Używany jest w tych wypadkach, gdy chodzi o zmniejszenie ciężarka K. Na rys. 39<sup>b</sup> /Zbiór rysunków/ przedstawiony jest hamulec wechwytowy konstrukcyjnie, a przytem taśmowy hamulec jest tu już prosty nie różnicowy.

Podczas opuszczania ciężaru korba nie powinna się kręcić, bo to naraża na niebezpieczeństwo ludzi, obok stojących. Dlatego przewiduje się przy opisanych wyżej konstrukcjach zawsze wyłączanie wałka korbowego z ząbienia przez przesunięcie.

Nie kręcą się przy opuszczaniu i upraszczają czynności opuszczania t.zw. korby zabezpieczone, przykładem których może służyć przedstawiona schematycznie na rys. 39<sup>c</sup>. Zasada korb zabezpieczonych polega na za-

stosowaniu sprzęgła ciernego do połączenia korby z mechanizmem wciągarki. W danej konstrukcji kółko zębate  $Z$ , pierwszej przystawki stanowi całość z tarczą stożkową  $T$  sprzęgła ciernego i osadzone jest luźno na wałku korby. Druga - zewnętrzna tarcza  $W$  sprzęgła ciernego zaopatrzona jest na obwodzie zewnętrznym w zęby wechwytowe i jest osadzona również luźno na wałku korby. Koniec tego wałka ma gwint prostokątny i nakręcona jest nań korba  $K$ .

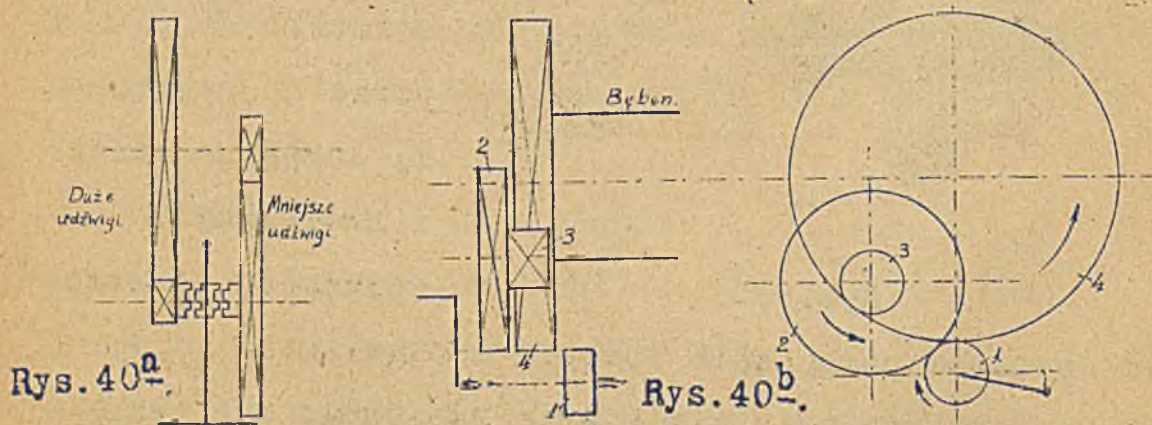


Rys. 39<sup>h</sup>.

Chcąc podnieść ciężar, kręcimy korbą w kierunku strzałki  $A$ , przez co nakręcamy korbę na wałek i zaciskamy sprzęgło, tworząc

tym sposobem połączenie korby z mechanizmem wciągarki. Ciężar podniesiony nie może się opuszczać samoczynnie, gdyż choćbyśmy puścili korbę z rąk, sprężyny  $S$  zaciskają sprzęgło, a zapadka  $Z$  nie pozwala na ruch wsteczny. Aby ciężar opuszczać odkręcamy korbę cokolwiek wstecz /strzałka  $B$  /; wtedy korba, przesuwając się po gwincie wałka wlewo, odciąga tarczę  $W$  od  $T$ , rozłączając

co mechanizm wciągarzki zostaje uwolniony od wstrzym-  
nika wechytowego *W* i ciężar może się swobodnie  
opuszczać; w każdej jednak chwili mamy możliwość za-  
hamować jego bieg, włączając sprzęgło, przez po-  
wrotny ruch korby. Na rys. 39 c <sup>"Zbiór rysunków"</sup> przedstawiona jest  
konstrukcyjnie korba zabezpieczona niemieckiej wy-  
twórni Weissmüllera. Elementem ciernym jest tu  
pierścień sprężynowy rozpierający, który siłą swej  
sprężynowości łączy kółko zębate /z lewej strony  
rzutu bocznego/ z wstrzymnikiem zębatym /z prawej  
strony rysunku/. Opis innych konstrukcji znaleźć  
można w dziele H. Bethmanna "Hebezeuge". Oczywiście



konstrukcja korby, której zawieramy bezpieczeń-  
stwo opuszczania ciężaru, musi być pewna. Nie moż-  
na tego powiedzieć o wszystkich, niekiedy bardzo  
złożonych konstrukcjach.

Spotkać można niekiedy korby zabezpieczone w  
połączeniu z silnym prądem hamującym odśrodkowym,

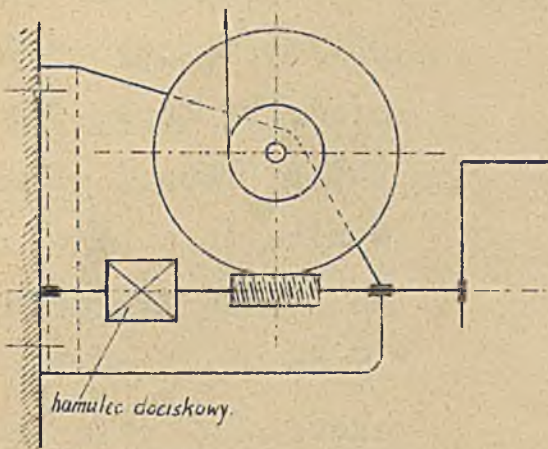
który ma na celu zapobiec nadmiernej szybkości opuszczania. Wahaki tego hamulca, dzięki sile odśrodkowej, przyciskają się z tem większą siłą do obręczy hamulca, im szybciej ciężar opada. Na rys. 39 e /Zbiór rysunków Tabl. V/ przedstawiona jest konstrukcyjnie korba tej kategorii wytwórni niemieckiej Defries'a. Przy podnoszeniu wałek korbowy przez wycinek zębaty  $D_1$  i dźwignię  $D_2$  oraz pierścień sprężynowy  $S$  łączy się ciernie z zewnętrzną oprawą cylindryczną i kółkiem zębatym, pędzącym mechanizm woliągarki. Pragnąc opuszczać ciężar, cofamy korbę cokolwiek wstecz, przez co pierścień  $S$  odciągany jest od oprawy, sprzęgło cierne jest rozłączane i następuje ruch opuszczenia, jednak nie zupełnie swobodny, gdyż wahaki  $G_1$  i  $G_2$  dołączone do oprawy i tem samem do kółka  $K$  trą dzięki sile odśrodkowej o wewnętrzny cylinder  $M$ , zaklinowany na wałku korbowym. Oczywiście korby zabezpieczone muszą mieć niezmiennie kierunki obrotu, czego niema przy zmiennej przekładni, opisanej wyżej.

Dlatego we woliągarkach z korbami zabezpieczonymi, zmiana przekładni uskuteczniać się musi nie przez przesunięcie wałka korbowego, lecz przez

zmiannę kół zazębiających za pomocą spręża-  
kłowego /rys.40 a/ lub przesuwanie kółek zębatych.  
Na rys.40 b przedstawiona jest schematycznie jedna  
z takich konstrukcji, mająca zaletę zwięzłości.  
Bęben ma tu dwa wieńce zębate, zewnętrzny 4 i we-  
wnętrzny 3. Kółko 1 zależnie od przesunięcia  
zazębia odrazu z 4 przy mniejszych udźwigach, lub  
z 2 przy większych udźwigach.

Oczywiście, zabezpieczonemi są również korby z  
hamulcem Westona, jak na rys.39 c /Zbiór rysunków/;  
opuszczanie jest tu oczywiście powolne, takie jak  
obróć korby. Dlatego spotkać można konstrukcje, jak  
na rys.39 d, gdzie zapadka z nie jest nieruchoma,  
lecz na kole hamulcowem hamulca taśmowego zamknięte-  
go, tak że przez zluźnienie taśmy jest możliwość opusz-  
czania z dowolną szybkością.

b/ Wciągarka przyścienna z przystawką ślimakową  
ma konstrukcję zupełnie podobną do wciągnika ślimako-  
wego /rys.41/. Cały mechanizm ujęty jest w oprawę z  
blachy z kątownikami dla przymocowania do ściany. Dla  
zmiany przekładni i szybkości długość korby może być  
zmieniana. Budowane są również wciągarki przyścienne  
z kołami zębatymi, nie różniące się w zasadzie od  
wyżej opisanych wciągarek naziemnych.



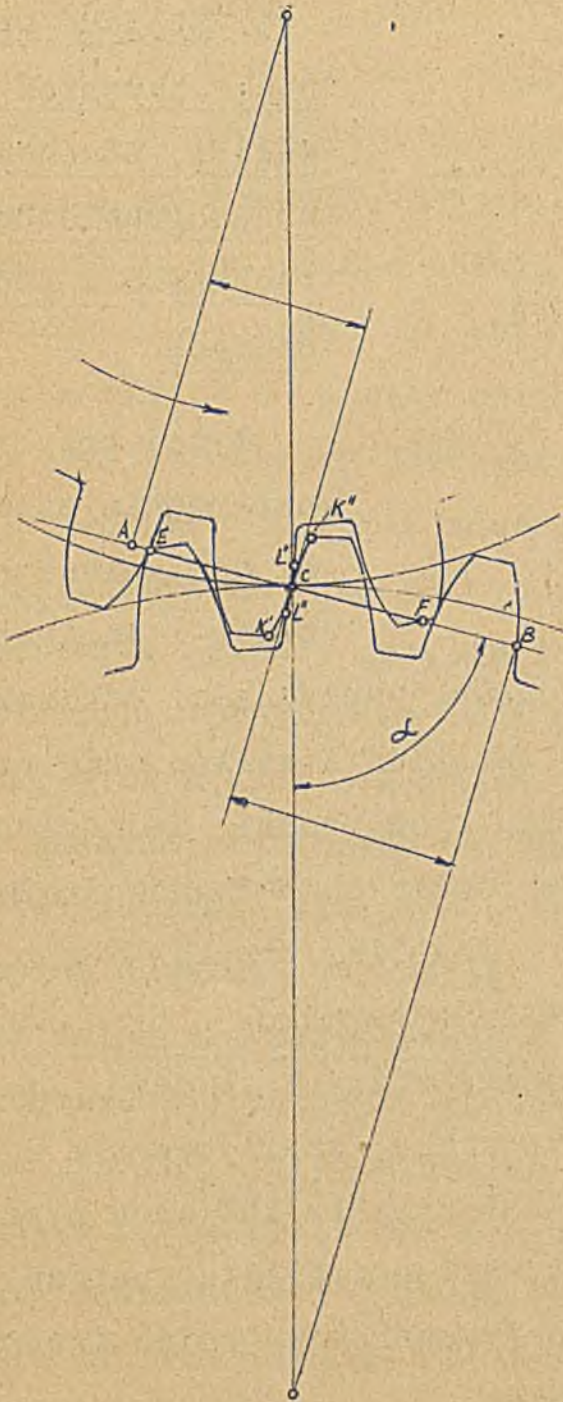
Rys. 41.

wskazano na zależność ogólnej sprawności od cząstkowych stopni sprawności ząbnień i wałków, nie przytoczono jednak wartości dla tych stopni. Szczegółowa analiza sprawności poszczególnych narządów dźwigni, podobnie jak zrobiono to dla lin, kół i t.p., jest potrzebna dla ustalenia warunków pracy dźwigni i jej narządów podczas różnych okresów /a w szczególności podczas rozruchu, zatrzymywania i opuszczania ciężaru/ oraz niezbędna dla obliczeń wymiarów. Dlatego koniecznym jest zastosować taką analizę obecnie, przed dalszym rozpatrywaniem ustrojów dźwigniowych, do ząbnień i wałków.

a/ Stopień sprawności ząbnień. Wiadomym jest,

4. Stopień sprawności ząbnień i wałków, samohamowność ograniczona mechanizmów podnoszących.

Wyżej przy rozpatrywaniu sprawności dźwigników, wciągników i wciągarek

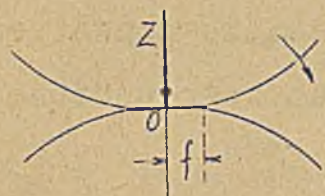


Rys.19.

że przy obrocie kół zębatych zarysy zębów nie tylko toczą się po sobie, lecz i ślizgają. Wynika to z tego, że na drodze przyporu od E do C /rys.19/ część L'C pnia zęba koła napędowego zazębia się z wierzchołkiem K''C zęba koła pędzonego, przy czym  $K''C > L'C$ , a na drodze przyporu od C do F wierzchołek K'C zazębia się z częścią pnia L''C, przy czym  $K'C > L''C$

Zarówno poślizg, jak i toczenie powodują opór. Przy czystym toczeniu bez poślizgu dwóch powierzchni cylindrycznych pokonywać trzeba opór z powodu zdeformowania powierzchni.

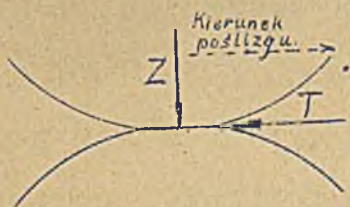
Pod naciskiem siły normalnej  $Z$  /rys.19 a/ powierzchnie ulegają spłaszczeniu, wobec czego obrót powierzchni nie odbywa się około teoretycznego punktu styku  $O$ , lecz około krańcowego punktu spłaszczonej powierzchni, na odległości  $f$ , moment oporu:



Rys.19<sup>a</sup>

czony moment oporu:  $M_t = f \cdot Z$ . Przy czystym poślizgu opór tarcia  $T = \mu Z$ .

/rys.19 b/ gdzie  $\mu$  współczynnik tarcia. Przy toczeniu połączonym z poślizgiem występują oba rodzaje oporów.

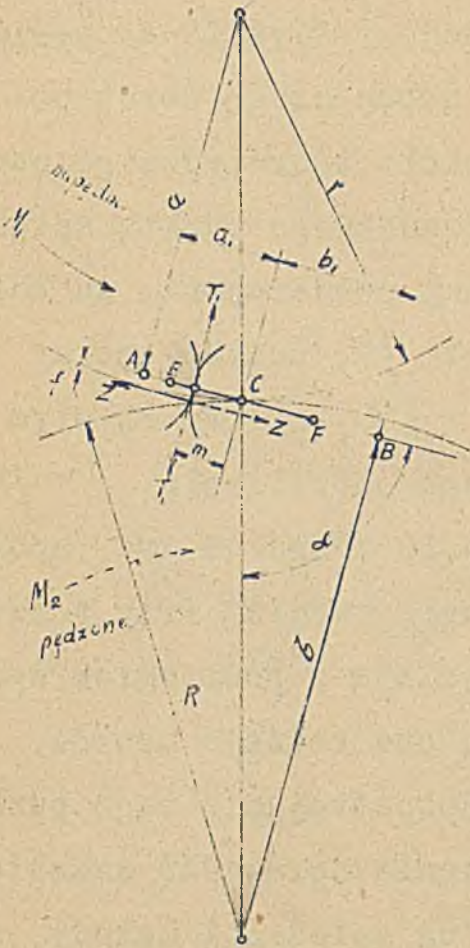


Rys.19-

Rozpatrując z tego punktu widzenia sprawność zazębienia, według założeń i metody, podanych przez St.Löffler'a

w pracy "Mechanische Triebwerke und Bremsen" z roku 1912, otrzymujemy dla jednego z punktów przyporu od  $E$  do  $C$  /rys.19 c/ siły normalne  $Z$  / nakreślone pełną linią dla koła napędzającego i kreskowaną dla koła pędzonego  $z$  / na odległości  $f$  / w kierunku toczenia / od punktu teoretycznego styku, leżącego na wspólnej normalnej  $AC$  do zarysów, oraz siły tarcia  $T_i = \mu_i Z_i$  / nakreślone również linią pełną i kreskowaną





na/. Moment:  $M_1 = P_1 r$ , działający na koło napędne, zrównoważyć musi różnicę momentów:  $Z_1(a+f) - T_1(a, -m)$ .

Analogicznie moment otrzymany przez koło pędzone:

$$M_2 = P_2 R = \\ = Z_1(b-f) - p Z_1(b, +m)$$

Wprowadzając:  $a = r \sin \alpha$ ,

$a_1 = r \cos \alpha$ ,  $b = R \sin \alpha$ ,  $b_1 = R \cos \alpha$ , otrzymujemy z obu powyższych równań stopień sprawności dla rozpatrywanego położenia ząbienia:

Rys. 19'.

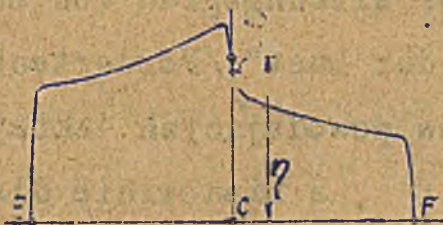
$$\eta_1 = \frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{\frac{1}{r} + \frac{1}{R}}{\frac{\sin \alpha - p \cos \alpha}{f + p m} + \frac{1}{r}}$$

Analogicznie dla jednego z położań na drodze przyporu od C do F:

$$\eta_2 = 1 - \frac{\frac{1}{r} + \frac{1}{R}}{\frac{\sin \alpha + p \cos \alpha}{f + p m} + \frac{1}{r}}$$

W punkcie C niema ślizgania, jest czyste tożenie, wobec tego w tym punkcie:

$$\eta = 1 - \frac{\frac{f}{r} + \frac{1}{R}}{\frac{\sin \alpha}{f} + \frac{1}{R}}$$



Rys. 19<sup>d</sup>.

Rys. 10<sup>d</sup> wyjęty z wyżej wymienionej pracy Löffler'a, wskazuje zmianę stopnia sprawności zazębienia wzdłuż drogi przyporu przy uwzględnieniu elastyczności materiału. Za średni stopień sprawności przyjmujemy wartość  $\eta$  w punkcie C.

Przy zmianie kierunku obrotu i źródła siły, gdy koło 2 staje się pędzaczem /co ma np. miejsce przy ruchu opuszczania w mechanizmach podnoszenia/ -

$$\eta' = 1 - \frac{\frac{1}{r} + \frac{1}{R}}{\frac{\sin \alpha}{f} + \frac{1}{R}}$$

Stosunek :

$$\frac{\eta'}{\eta} = \frac{\sin^2 \alpha - \frac{f^2}{R^2}}{\sin^2 \alpha - \frac{f^2}{r^2}}$$

jest tem mniejszy, im  $r$  mniejszy, a  $R$  większy a więc im wyższa przekładnia  $R/r$ .

Brak dotychczas odpowiednich doświadczeń dla liczbowego ustalenia współczynnika  $f$ , a z nim  $\eta$  i stosunku  $\eta'/\eta$ .

L. Feigel w artykule "Der Wirkungsgrad von Lasthebemaschinen beim Senken der Last" /Fördertechnik r.1920 zes. 7/ dla warunków powodujących jaknajwiększą różnicę między  $\eta'$  i  $\eta$ , a mianowicie dla małego modułu i wysokiej przekładni:  $r = 45$  cm.,

$R = 12r = 54$  cm. przy zazwyczaj stosowanym dla zębów ewolwentowych  $\alpha = 75^\circ$ , przyjmując poza tem

$f = 0,1$  cm., otrzymuje:  $\eta'/\eta = 0,99905$ , z czego wynika, że praktycznie stopień sprawności przy opuszczaniu nie różni się od stopnia sprawności przy podnożeniu:  $\eta' = \eta$ . Dla powyższych danych  $\eta = 0,976$ .

Wartość  $f = 0,1$  cm. przyjął Feigel taką, jaka zazwyczaj przyjmowana jest przy obliczaniu oporu kół po szynach. Dla  $f$  na kołach zębów nie mamy, jak zaznaczono wyżej, dostatecznych danych doświadczalnych.

Obliczając stopień sprawności według równań Löfflera dla przeciętnie stosowanych modułów i przekładni przy  $f = 0,1$  cm., otrzymujemy z zaokrągleniem

$\eta = 0,97 - 0,99$ , przyczem im liczba zębów mniejsza, tem mniejsze  $\eta$ . Wartości ostatnie są odrobinę wyższe niż te, które przyjmowane są w praktyce, a które

podał Ernst /"Hebezeuge"/, jako wyniki z następującego równania, wyprowadzonego z przybliżeniem na podstawie niewłaściwego założenia, że opór pochodzi tylko od poślizgu:

$$\eta = \frac{z}{z + (1 + \frac{z}{Z})\pi\mu}$$

Według równania tego przy  $\mu=0,1$  dla zębów frezowanych i  $\mu_1 = 0,16$  dla zębów surowych /liczby w nawiasach/ stopień sprawności  $\eta_z$  :

przy z:Z	1:2	1:4	1:6	1:8	1:
z = 4	,84	0,87	0,87	0,88	0,89
10	0,96/0,93/	0,96/0,94/			0,97/0,95/
12	0,96/0,94/	0,97/0,95/	0,97/0,95/		
16	0,97/0,96/				
20	0,98/0,96/	0,98/0,97/	0,98/0,97/		
25	0,98/0,97/				0,99/0,98/

Przeważnie z:Z = 1/4 ÷ 1/6 oraz z dla frezowanych 12 ÷ 20 , dla surowych /10/12 ÷ 16 , przeciętnie  $\eta_z$  dla frezowanych = 0,97 ÷ 0,98 ,

$\eta_z$  dla surowych = 0,93 ÷ 0,96. Ponieważ dźwignice nie są mechanizmami precyzyjnymi, to ostrożność w wyborze  $\eta_z$  jest wskazana i dlatego stosować będziemy dla  $\eta_z$  zazębień te w/g Ernsta przeciętne wartości. Dodać trzeba, że im z twardszego materiału

są zęby, im lepiej smarowane i wałki kół staranniej położone, tem lepszy stopień sprawności; przy gorszych pod temi względami warunkach skutek użyteczny jest gorszy, niż podano.

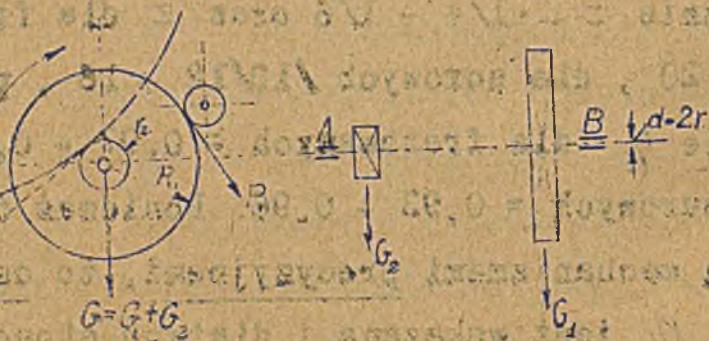
### b. Stopień sprawności wałków.

jest właściwie stopniem sprawności łożysk. Rozpatrując jeden z przeciętnych układów wałka mechanizmów dźwignicy /rys. 19<sup>e</sup>/, mamy dla ruchu  $\curvearrowright$  /np. podnoszenia/, gdy siła  $P_1$  jest napędną:

$$P_1 R_1 = P_2 r_2 + \mu_1 (A + B) r,$$

gdzie  $2r$  = średnica czopów,  $G_1$  i  $G_2$  - waga własna kół zębatach,  $A, B$  - napory na łożyska,  $\mu_1$  - współczynnik tarcia łożyskowego; stopień sprawności:

$$\eta = \frac{P_2 r_2}{P_1 R_1}$$



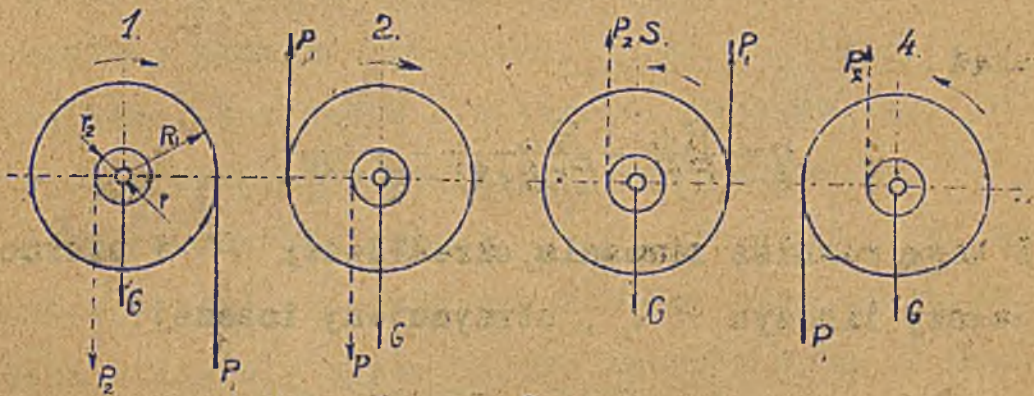
Rys. 19<sup>e</sup>.

Dla ruchu  $\curvearrowright$  /np. opuszczania/, gdy  $P_2$  jest siłą napędną, a  $P_1'$  działająca w tym samym punkcie i kierunku co  $P_1$  - siłą wstrzymującą:

$$P_2 r_2 = P_1' R_1 + p_1 (A' + B') r.$$

Wobec możliwego najrozmaitszego układu sił ogólne określenie stopnia sprawności nie da się wyprować.

Rozpatrując układy prostsze, gdy wszystkie siły  $P_1, P_2$  i  $G$  działają równoległe, widzimy możliwość następujących 4 kombinacji:



Rys. 19<sup>f</sup>.

Dla wałka zaś silnika elektrycznego możliwe są trzy równoległym układzie sił 2 kombinacje /Rys. 19<sup>g</sup>/.

Jest oczywiste, że z tych wszystkich kombinacji najniepomyślniejszym dla stopnia sprawności jest układ 1, jako dający największe napory na łożyska

Wszelkie inne układy z siłami nierównoległymi nie są mniej pomysłane. Ponieważ przy ustalaniu stopnia sprawności jest wskazaniem przyjmować raczej wartości gorsze, to układ 1 przyjmiemy za podstawę dla tego ustalenia.



Rys. 19<sup>c</sup>.

Dla układu tego przy ruchu  $\curvearrowright$  /np. podnoszenia/, gdy  $P_1$  jest napędną:

$$P_1 R_1 = P_2 r_2 + (P_2 + G + P_1) p_1 r$$

skąd:

$$\eta = \frac{P_2 r_2}{P_1 R_1} = \frac{P_2 r_2}{P_2 r_2 (1 + \psi)} = \frac{1}{1 + \psi}$$

Z tego również równania, określwszy  $P_1$  i sformuławszy iloczyn  $P_1 R_1$ , otrzymujemy inaczej:

$$\eta = \frac{P_2 r_2}{P_1 R_1} = \frac{P_2 r_2 (R_1 - p_1 r)}{P_2 r_2 R_1 + R_1 p_1 r (P_2 + G)}$$

Przy ruchu  $\curvearrowright$  /np. opuszczania/, gdy  $P_2$  jest siłą napędną:

$$P_1' R_1 = P_2 r_2 - (P_2 + G + P_1') p_1 r$$

skąd

$$\eta' = \frac{P_1' R_1}{P_2 r_2} = \frac{P_2 r_2 (1 - \psi')}{P_2 r_2} = 1 - \psi'$$

a również drogą analogiczną do poprzednio zastosowanej:

$$\eta' = \frac{P_1' R_1}{P_2 r_2} = \frac{P_2 r_2 R_1 - R_1 m_1 r (P_2 + G)}{P_2 r_2 (R_1 + m_1 r)}$$

Z wyników tych widoczne jest:

a/ że gdyby można uznać wagę własną  $G$  za znikomą w stosunku do sił, działających na mechanizm, to  $\eta$  i  $\eta'$  byłyby niezmienne, niezależnie od wielkości tych sił, t.j. jednakowo wielkie, czy mechanizm jest obciążony pełną, /100 % / największą siłą, czy też tylko pewnym odsetkiem tej siły;

b/ że w rzeczywistości wobec tego, iż wpływu wagi własnej pomijać nie można,  $\eta$  i  $\eta'$  nie są stałe niezależne od stopnia obciążenia, lecz maleją, im mniejszym odsetkiem obciążony jest mechanizm, tak, że przy pewnym obciążeniu  $\eta' = 0$ , to znaczy, że mechanizm, który nie jest samohamowny przy obciążeniu pełnym staje się ograniczenie samohamownym od pewnego odsetka obciążenia, np. od 10 % obciążenia pełnego; tem tłumaczy się konieczność przymusowego opuszczania haka pustego i małych ciężarów /p.niżej rozdział o napędzie elektrycznym dźwignic/,

c/ że dla obciążeń pełnych /gdy wpływ wagi własnej nie jest znaczny, a wskutek tego współczynniki  $\psi$  i



wyrażające stosunek oporu w łożyskach do momentu użytecznego, są bardzo małe w stosunku do 1 oraz wzajemnie prawie równe, tak że :

$$1 - \psi' \approx \frac{1}{1 + \psi'}$$

-stopień sprawności  $\eta'$  /np. przy opuszczaniu/ jest nieco, lecz bardzo nieznacznie mniejszy od  $\eta$  /np. przy podnoszeniu/.

Dla przeciętnych warunków stopień sprawności wałka przyjmowany jest:

dla łożysk niedostatecznie smarowanych

$$/ \mu_1 = 0,16 /:$$

$$\eta_w = 0,96,$$

dla łożysk smarowanych gęstym smarem

$$/ \mu_1 = 0,12 /:$$

$$\eta_w = 0,97,$$

dla łożysk ze smarowaniem kropelkowym lub obrączkowym /  $\mu_1 = 0,08$  /:

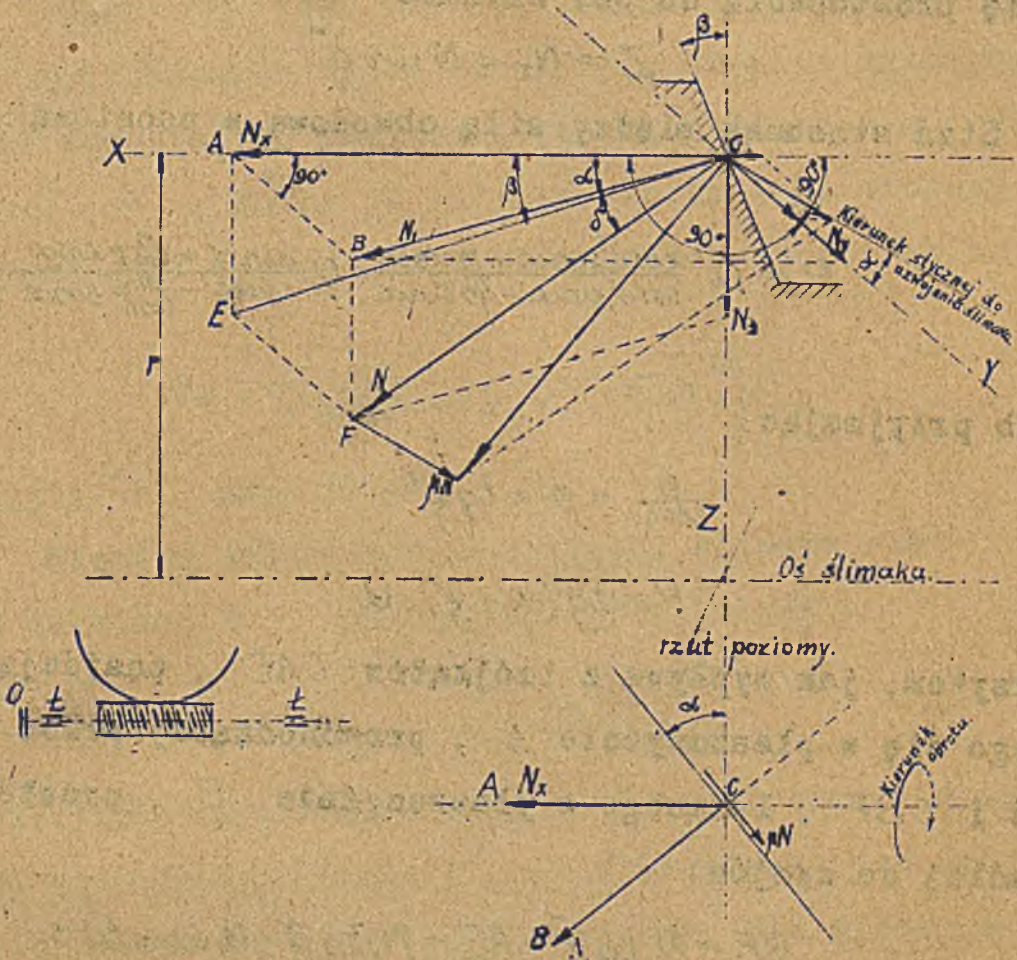
$$\eta_w = 0,98,$$

dla łożysk kulkowych i wałeczkowych

$$\eta_w = 0,99.$$

---

o/ Stopień sprawności ząbienia ślimakowego  
wałka ślimaka.



Rys. 21.

Uwzględniając według powyższego rysunku /rys.21/ napór  $N$  na zwój ślimaka i siłę tarcia  $mN$  łożyska ślimaka o zęby koła ślimakowego, obejmujące ślimak podobnie, jak nakrętka śrubę, otrzymujemy siłę poosiową:

$$Q = N_x - (mN)_x = N \cos \delta \cos \alpha - mN \sin \alpha$$

siłę obwodową, styczną do koła podziałowego ślimaka:

$$P = N_y + (\mu N)_y = N \cos \delta \sin \alpha + \mu N \cos \alpha;$$

siłę prostopadłą do osi ślimaka:

$$Z = N_z = N \sin \delta.$$

Stąd stosunek między siłą obwodową a poposiową:

$$P = Q \frac{\cos \delta \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \delta \cos \alpha - \mu \sin \alpha} = Q \frac{\sin \alpha + \frac{\mu}{\cos \delta} \cos \alpha}{\cos \alpha - \frac{\mu}{\cos \delta} \sin \alpha},$$

lub przyjmując:

$$\frac{\mu}{\cos \delta} = \mu' = \operatorname{tg} \varrho':$$

$$P = \operatorname{tg}(\alpha + \varrho') \cdot Q.$$

Przytem, jak wypływa z trójkątów:  $CAE$ , znajdującego się w płaszczyźnie  $A$ , przechodzącej przez oś i  $CBF$ , leżącego w płaszczyźnie  $B$ , prostopadłej do zwojów:

$$BF = N, \operatorname{tg} \delta = AE = N_x \operatorname{tg} \beta = N \cos \alpha \operatorname{tg} \beta.$$

$$\operatorname{tg} \delta = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha.$$

Dla kręcenia ślimaka przyłożyć trzeba moment, któryby prócz momentu wśrubowywania  $P r$  pokonał opór zazębienia /analogiczny do oporu przy zazębieniu koła zębatego z listwą zębatą, t.j. toczenia i poślizgu zębów wzdłuż ich profilu/, oraz opory

w łożyskach  $L$  i oporowem  $O$  :

$$M = Pr + M_z + M_L + M_o.$$

Opór  $M_z$  jest bardzo nieznaczący, wynika to z przytoczonych wyżej równań dla stopnia sprawności zasębiania, zważywszy, że dla ślimaka  $z = \infty$  i  $R = \infty$ . Można go pominąć. Wobec tego stopień sprawności samego tylko ślimaka bez oporów wałka:

$$\eta_{sl} = \frac{Qh}{Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho') 2\pi r} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho')}$$

gdzie  $h$  skok ślimaka.

Stopień zaś sprawności ogólny ślimaka wraz z wałkiem, t.j. włączywszy opory łożysk:

$$\eta_{slw} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{(1 + \operatorname{ctg}^2 \rho' \operatorname{tg}(\alpha + \rho'))}$$

Wielkość tych stopni zależy od materiałów i dobroci wykonania ślimaka i koła ślimakowego, od dobroci smarowania oraz od rodzaju łożysk. Dla straty w łożyskach można przyjmować przy:

łożysku oporowem.	łożysk. podtrzymujących	$\psi$	$\frac{1}{1+\psi}$
ślizgowe /prawie zupełnie nie stosowane/	ślizgowe	0,1-0,13	0,88-0,91 średnic 0,9
kulkowe	ślizgowe	0,07	0,94
kulkowe	kulkowe	0,02	0,96

Dla samego zaś tylko zazębienia ślimakowego, w zależności od potrzeb praktycznych odróżniamy:

a/ wykonanie małowartościowe, jak we wciągnicach ręcznych, ślimak ze stali, koło ślimakowe ze stali lub żeliwa, smarowanie skąpe:

$$\rho' = 0,15 ; \quad \varphi' = 8^{\circ}30'$$

b/ wykonanie średnie, ślimak ze stali, koło ślimakowe z brązu, smarowanie obfite przez zanurzenie:

$$\rho' = 0,1 ; \quad \varphi' = 5^{\circ}40'$$

c/ wykonanie pierwszorzędne, smarowanie obfite

$$\rho' = 0,05 ; \quad \varphi' = 2^{\circ}50'$$

Z doświadczeń Stribeck'a wynika, że współczynnik i kąty tarcia zmniejszają się ze zwiększeniem szybkości obrotu ślimaka /nawet do  $\rho' = 0,02$ /. Dla pewności obliczeń nie będziemy dalej przyjmować współczynników zbyt korzystnych.

Dla wykonań tych i różnych kątów uzwojenia ślimaka, stopień sprawności  $\eta_{sl}$ :

$\alpha =$	$10^{\circ}$	$15^{\circ}$	$20^{\circ}$	$25^{\circ}$
w wy- padku: a/	$\eta_{sl} = 0,53$	0,60	0,67	0,70
b/	0,63	0,71	0,75	0,78
c/	0,77	0,83	0,86	0,88

Powyższe wartości dotyczą stopnia sprawności dla takiego ruchu, gdy siła napędna przyłożona jest do ślimaka, co ma miejsce np. przy podnoszeniu. - Przy ruchu odwrotnym /np. przy opuszczaniu/, gdy siła napędna pochodzi od ślimacznicy, stopień sprawności samego tylko ślimaka:

$$\eta'_{sl} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha - \varrho')}{\operatorname{tg} \alpha},$$

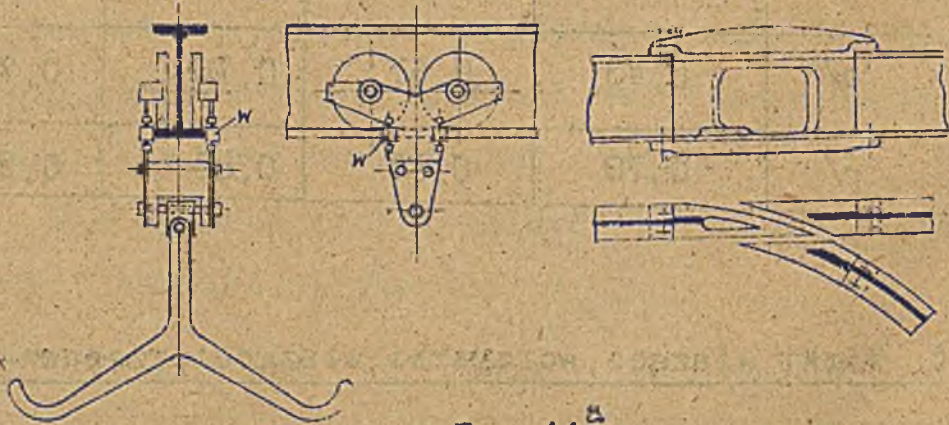
/porównaj rozważania dla równi pochyłej/,  $\eta'_{sl} < \eta_{sl}$ ,  
a m. dla:

$\alpha =$	$10^\circ$	$15^\circ$	$20^\circ$	$25^\circ$
w wypadku a/	$\eta_{sl} = 0,15$	0,44	0,56	0,64
b/	0,43	0,61	0,70	0,75
c/	0,78	0,85	0,88	0,90

### 5. Wózki wiszące, wciągarki wiszące przesuwne.

a/ Wózkami wiszącymi nazywać będziemy wózki przesuwane po torach zawieszonych nad ziemią, w odróżnieniu od wózków naziemnych przesuwanych po ziemi. Wózki wiszące używane są: 1/ albo jako element sa

modzielny, zaopatrzony w odpowiednie wieszadła do przewożenia powieszonych na wózku ciężarów po torach wiszących, stanowiących kolejkę wiszącą, jak to ma, np. miejsce w rzeźniach, chłodniach, cegielniach, odlewniach i warsztatach obróbkowych, 2/ albo wraz z doczepionym do wózka wolągnikiem, jeżeli na takich kolejkach prócz przewożenia zachodzi potrzeba podnoszenia ciężaru; 3/ albo wraz z doczepionym do wózka wolągnikiem stanowią element podnoszący dźwigniozłożonych, a mianowicie: mniejszych suwnic, żorawi, dźwigni bramowych. - Tory dla celu 1 i 2 składają się albo z belek dwuteowych /patrz rys.44 a, przedstawiający kolejkę



Rys. 44<sup>a</sup>.

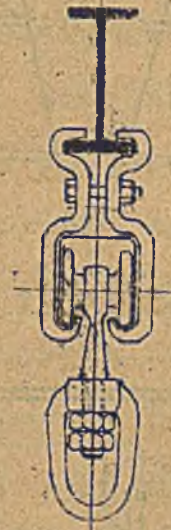
w rzeźniach i chłodniach dla mięsa w całych sztukach/, przyczem z uwagi na możliwość jazdy po łukach o małym promieniu kółka są bez obrzeży, a dla kierowania służą wałki w pionowe, umieszczone

blisko osi środkowej; albo z dwóch belek ceownikowych /rys.44 b/; albo ze specjalnie wywalcowane-

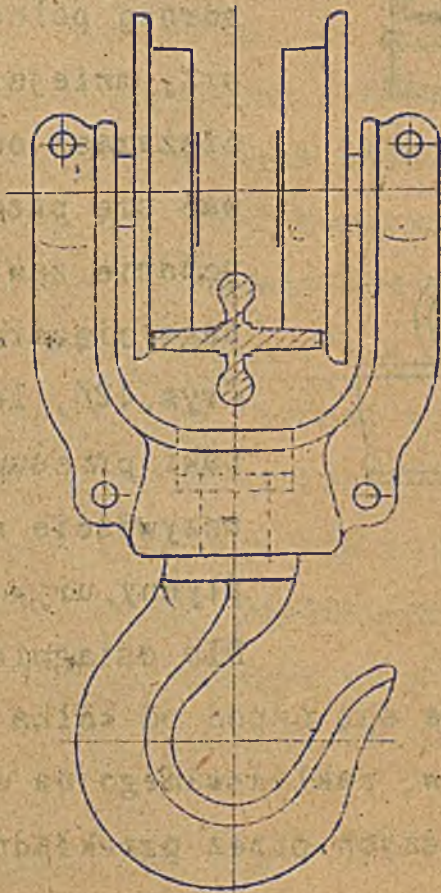


rys.44 b.

go toru blaszanego z rowkami dla kółek wózka /system alzackiej fabryki Tourtellier



rys.44 c.

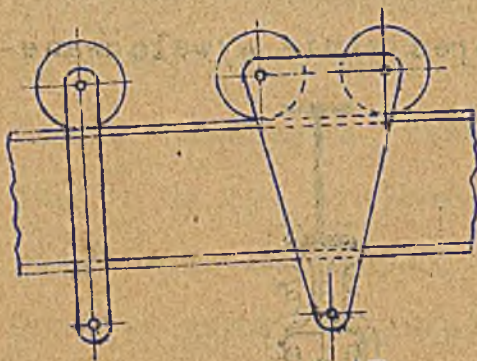


rys.44 d.

et Fils /rys.44 c/, spotykany często w fabrykach włókienniczych; albo z szyny kształtu krzyża /system amerykańskiej fabryki Lou- den , rys.44 d/. Dodać trzeba, że w torach I i II rozjazdy są nieruchome, system zaś Tourtellier'a i Lou- den'a wymaga zwrotnic ruchomych. Dla celu 3 przy mniejszych ciężarach tor składa się



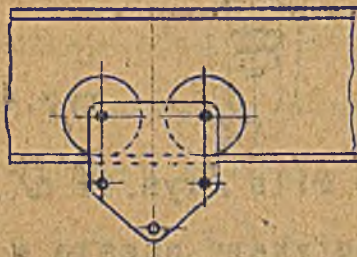
z jednej belki I, przyczem wózek może przesuwac



rys.42.

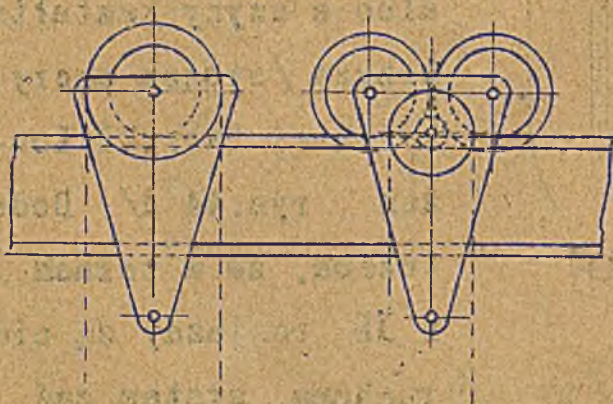


się po górnej półce /jazda góra rys.42/ i ma jedno lub dwa kółka zaopatrzone w obrzeża albo po dolnych półkach /jazda dołem rys.43/.



rys.43.

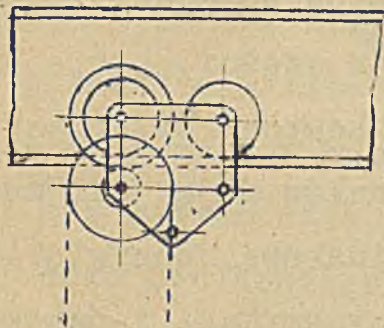
Przesuw wózka na górnej półce może przy mniejszych ciężarach odbywać się przez pchanie zawieszono-  
nego ciężaru /rys.42/, lecz taki przesuw jest oczywiście nie płynny, urywany.



rys.42 a.

Dla osiągnięcia spokojnego przesuwu stosuje się napęd od kółka napędnego dla małych ciężarów, zaklinowanego na wałku kółka /rys.42 a/, dla większych przez przekładnię.

kół zębatach /Zbiór rysunków Tb VI rys.42 b/. Przesuw wózka po dolnej półce odbywa się również albo przez pchanie ciężaru umieszczonego /rys.43/ lub od kółka napędnego ręcznego przez przekładnię kół zębatach /rys.43 a i Tb VI rys.47/. Wszystkie wózki



rys.43 a.

jeżdżące po torach wymienionych wyżej nazywać będziemy jednoszynowymi, w odróżnieniu od wózków dwuszynowych, przesuwanych po dwóch belkach I szeroko rozstawionych, co ma

miejsce w suwnicach i dźwignicach bramowych dla średnich i większych udźwignięć. Na Tb VIII fig.43 przedstawiony jest konstrukcyjnie taki wózek; jego dolne służy do zawieszenia wciągnika.

b/ Wciągarzami wiszącymi przesuwanymi, krócej wciągarzami przesuwanymi, nazywać będziemy ustroje, składające się z wózków wiszących i wciągników lub wciągarzek, połączonych w jedną całość. Odróżniamy wciągarzki jednoszynowe z wózkiem przesuwanym po górnej lub po dolnych półkach /Zbiór rysunków Tb.VI rys.47/ i dwuszynowe

po szeroko rozstawionych belkach I /Tb.VIII rys.48/, Ustroje te są zwięźlejsze, niż odrębne wciągarki, zawieszane na odrębnych wózkach. Są głównie elementem składowym suwnic, dźwignic bramowych lub żórawi. Wciągarki przesuwne jednoszynowe nie nadają się do rozgałęzionych kolejek wiszących, bo posiadają wystające z boków części, które uniemożliwiają przejazd po nieruchomych rozjazdach. Ustroje podane w zbiorze rysunków mają jako mechanizm wciągający wciągarki ślimakowe, oczywiście istnieją również ustroje z wciągarkami zębatymi.

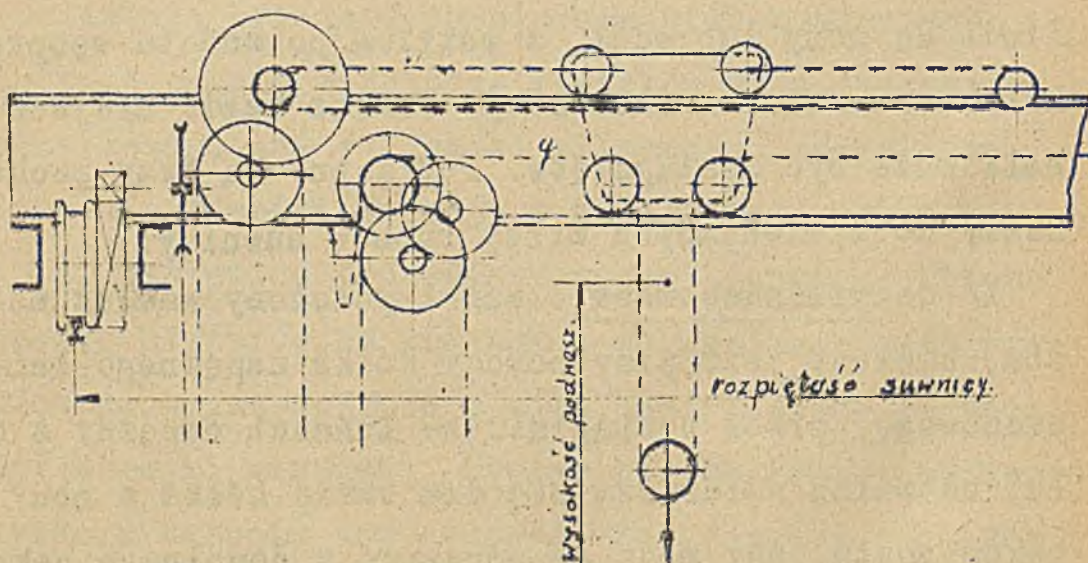
6. Dźwignice przesuwne inaczej suwnice. Przeniesienie ciężarów na wózkach z wciągarkami jest ograniczone tylko do tych miejsc, nad którymi prowadzi tor kolejki wiszącej. System ten ma rację istnienia tylko w zespołach pomieszczeń, korytarzy i t.d., gdzie droga przeniesienia jest z konieczności kręta, i gdzie nie zależy na obsłudze każdego punktu tych pomieszczeń. Przy systemie tym chcąc obsługiwać możliwie jaknajwięcej punktów hali, np. odlewniczej, trzeba ułożyć skomplikowany szereg torów wiszących. W prostej hali warsztatowej odlewniczej lub maszynowej stosowany jest przede wszystkim inny rodzaj dźwignicy, która bez skomplikowanego toru umożliwia obsłó

żenie każdego miejsca hali. Jest to dźwignia przesuwna inaczej suwnica, przedstawiona schematycznie na rys.1 str.15 /rys.46/. Składa się ona z mostu na 4 kołach, przesuwanego po szynach, ułożonych w górze wzdłuż ścian hali i wciągarki przesuwnej, jeżdżącej po tym moście. Tym sposobem ciężar może się przemieszczać w trzech kierunkach: na łańcuchu lub linie do góry lub w dół, z wózkiem po moście w poprzek hali i z mostem wzdłuż niej. Przeto każde miejsce hali może być osiągnięte. Potrzebne są trzy mechanizmy do wymienionych wyżej ruchów suwnicy:

1/ do przesuwu mostu: wałek położony wzdłuż mostu, kręcony jest przy pomocy kółka napędzonego łańcuchowego, przez pociąganie za łańcuch napędzony z dołu; na wałku umieszcza się dwa takie kółka z obu boków mostu, aby móc go poruszać z dowolnego boku; wałek ten przez jedną, a przy większych ciężarach przez dwie przekładnie zębate, porusza koła mostu jednocześnie z obu stron, aby przesuwanie było równe i most nie stawał ukośnie, co powodowałoby jego zacinać się na szynach,

2 i 3/ na wciągarkę mechanizmy do podnoszenia ciężaru i do przesuwania wózka; mechanizmy te poruszane są również przy pomocy zwieszających się łań-

osów napędnych. Wciągaraki do mniejszych ciężarów mają, przeważnie mechanizm ślimakowy z hamulcem dociskowym stożkowym, do ciężarów zaś większych mechanizm z kół zębatach walcowych z hamulcem wchwytowym luzowanym z dołu przy pomocy zwieszającego się łańcuszka, albo z hamulcem dociskowym na śrubie.



Rys. 46.

W odlewniach, gdzie nie jest możliwe pociąganie za łańcuchy napędne, tuż przy wiszącej na wciągarce kałai z roztopionem żelazem, mechanizmy 2 i 3 umieszczają się z boku pomostu, niezależnie od wózka, jak wskazuje rys. 46. Podnoszenie odbywa się tu przez podciąganie łańcucha ciężarowego  $q$ , przesuw wózka przez przeciągnięcie w jedną lub drugą stronę łańcu-

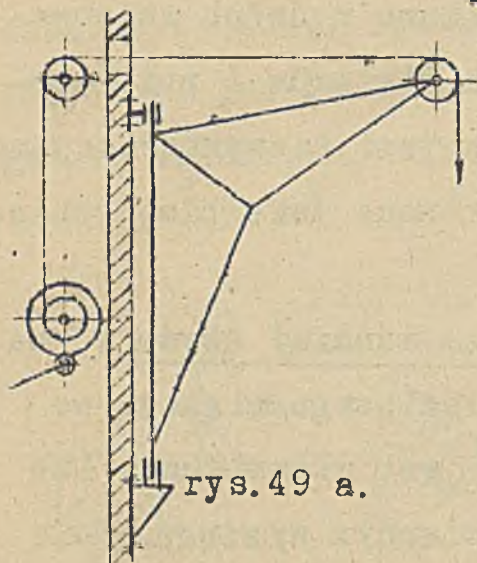
cha wózkowego  $W$ . Mosty suwnię bywają dla bardzo niewielkich ciężarów i krótkich rozpiętości jednobelkowe z jednej walcowanej belki  $I$ , dla średnich ciężarów i rozpiętości dwubelkowe z dwóch walcowanych belek  $I$ ; dla większych ciężarów i rozpiętości wytrzymałość takich belek jest niewystarczająca i potrzeba stosować belki wykonane jako blachownice lub kratownice.

7. Stałe dźwignice obrotne, inaczej żorawie, dają możliwość przenoszenia podniesionego ciężaru po linii kołowej, jeżeli wysięg jest niezmienny, lub w polu pierścieniowym przy zmiennym wysięgu. Pole działania żorawia jest więc bardziej ograniczone niż suwnicy, jednak nie potrzebuje on toru do jazdy mostu, przez co całe urządzenie jest prostsze. Żorawie ręczne używane są w odlewniach, kuźniach, na podwórzach fabrycznych, składach, na kolejach i przystaniach. W zależności od podparcia części obrotnej i od sposobu zmiany wysięgu odróżniamy następujące typy żorawi ręcznych stałych:

a/ Żorawie ze słupem obrotnym, opartym w góry.

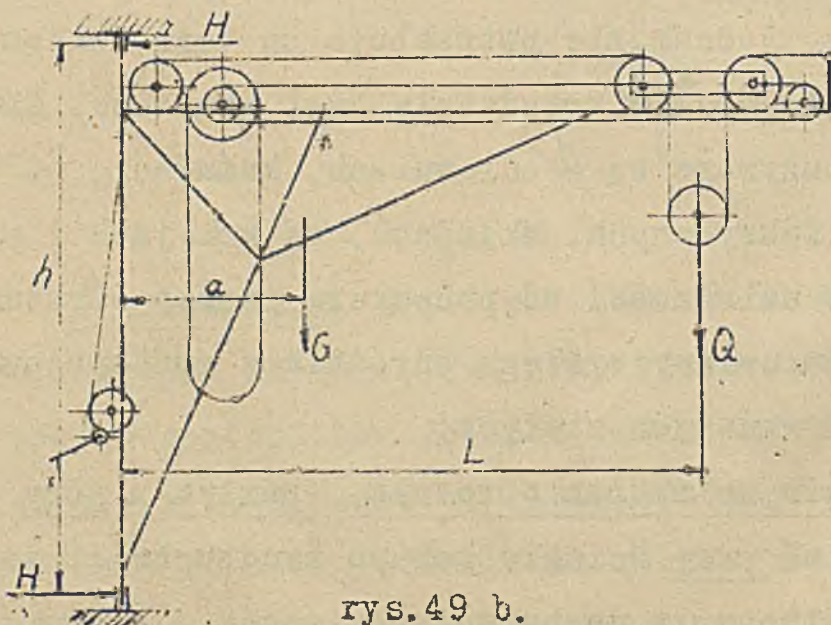
Moga one stać przy ścianie lub po środku bali, tam gdzie na belkowaniu dachu można zamocować łożyska wózkowe góras. Do kategorii tej należą: a/ żorawie ta-

dowy/magazynowy rys.49 a/ o stałym wysięgu, ustawia-  
ny przy ścianie składów z wciągarką, umieszczoną nie-  
zależnie od żórawia; a<sub>2</sub>/ żóraw, zwany zazwyczaj odlew-  
niczym /rys.49 b/, usta-



rys.49 a.

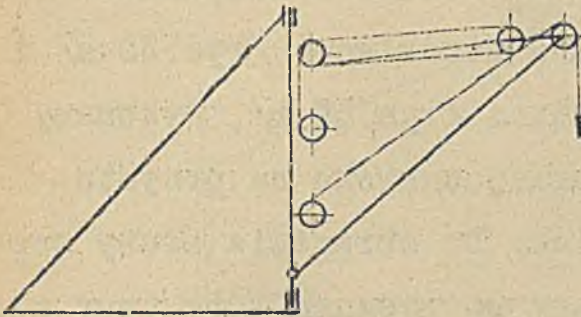
wiany przeważnie w od-  
lewniach przy ścianie,  
w odlewniach zaś sta-  
rych niekiedy po środku;  
ma wysięg ścienny, przy-  
czem mechanizm podnosze-  
nia i przesuwu wózka



rys.49 b.

są skoncentrowane na tułowiu, analogicznie do ustro-  
ju suwnicy odlewniczej /rys.46/. Ponadto do kate-

gorji tej należy żóraw trójnogowy /rys.49 c/ z wy-



sięgnikiem pochylnym o zmiennym pochyleniu i w związku z niem wysięgu; nazywany jest z angielska żóraw

"derriok"; stosowany jest obecnie na robotach budowlanych, w kamieniołomach, do ładowania na wozy i t.p.; łożysko górne stanowi wierzchołek trójnoga.

We wszystkich żórawiach tej kategorii mo-

rys:49 c.

ment wywracający żóraw równoważą odpory  $H$  w łożyskach:

$$H \cdot h = QL + Ga;$$

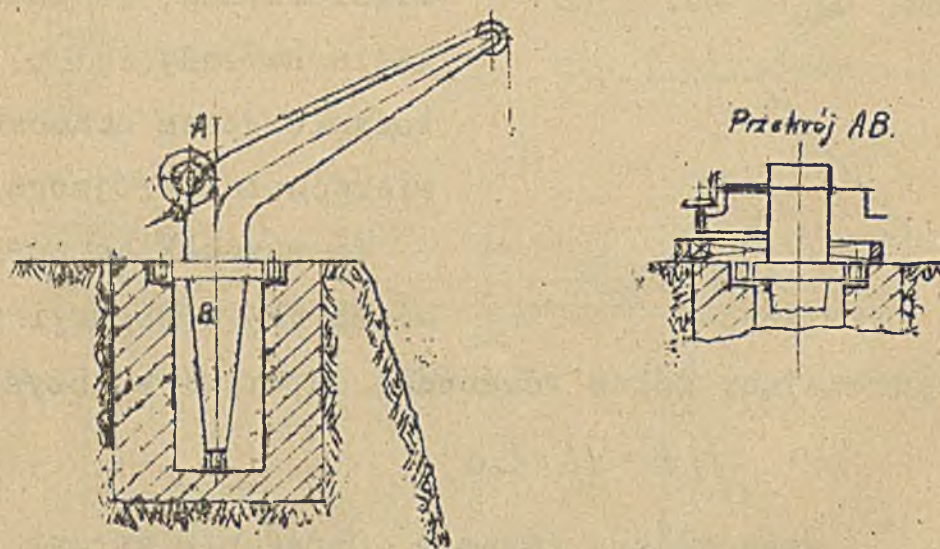
gdzie  $G$  waga własna żórawia. Obracanie żórawi uskutecznia się przez pchanie za ciężar powieszony.

b/ Żórawie ze słupem obrotnym i opartym pośrodku stosowane są jako niezależnie stojące tam, gdzie nie ma możliwości oparcia żórawia u góry. Tu równałość:

$$QL + Ga = Hh.$$



Do kategorii tej należą:  $b_1$ / żóraw z łożyskiem podziemnym, umieszczonym w studziennce /rys. 50 a/ i  $b_2$ / żóraw systemu Fairbairna /rys. 50 b/, wykonany z blachy, stosowany dawniej szeroko na przystaniach rzecznych i morskich. Do obracania służy specjalny mechanizm, pokazany na rysunku. Oba typy nie są obecnie budowane z tego powodu, że wykonanie

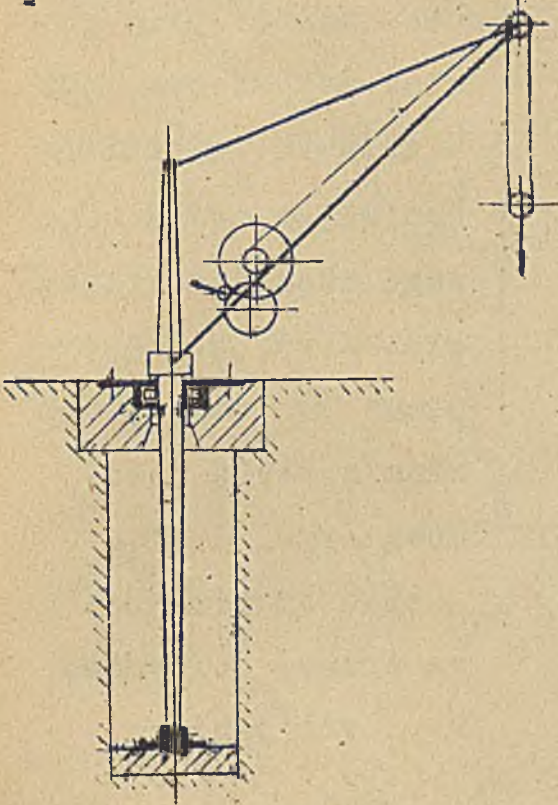


rys. 50 <sup>b</sup>.

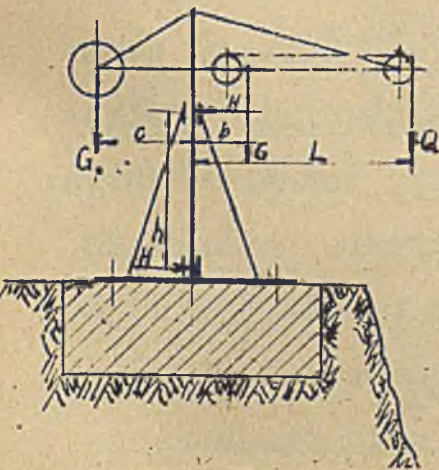
studni sięgającej dno poniżej poziomu wód zaskórnych jest drogie i dostęp do łożyska dolnego niewygodny. Racjonalniejszy jest  $b_3$ / żóraw wieżowy, obrotowy w podstawie, kształtu wieży /rys. 50 c/ wykonywany bardzo rzadko jako żóraw ręczny, często

natomiast jako siłnikowy. Dla zmniejszenia naporu na wieżę jest on czę-  
ściowo wyważony przez  
przeciwwagę:

$$Hh = QL + Gb - G_p c.$$



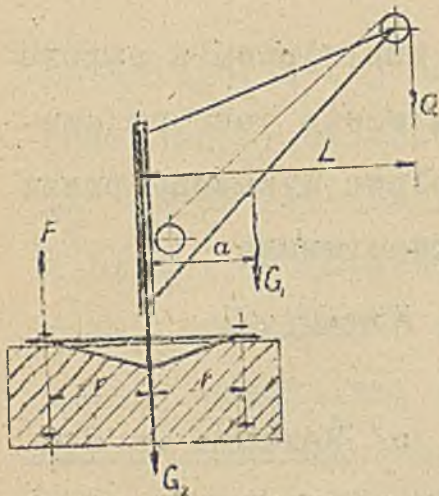
Rys. 50 a.



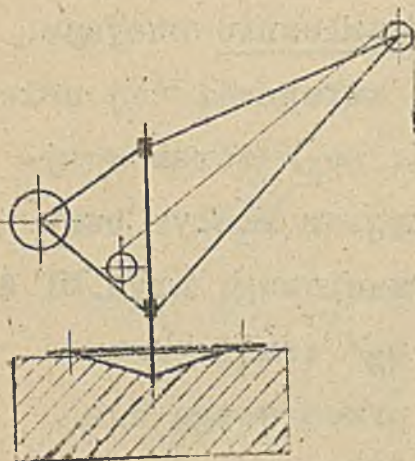
rys. 50 c.

o/ Żórawie na słu-  
pie nieruchomym stosow-  
wane są również jako  
niezależnie stojące.  
Do kategorii tej nale-  
żą: o<sub>1</sub>/ żóraw z wy-  
sięgiem stałym bez  
przeciwwagi /rys. 51 a/  
i o<sub>2</sub>/ także żóraw  
z przeciwwagą dla  
zmniejszenia naporu na  
słup i oddziaływania  
na śruby posadowe /rys.  
51 b/. o<sub>3</sub>/ żóraw ze  
zmiennym wysięgiem, za-  
opatrzony we wciągarkę  
przesuwną /rys. 51 c/.

Obrotowe tych żórawi przeważnie przez pchanie za



Rys. 51 a.



rys. 51 b.

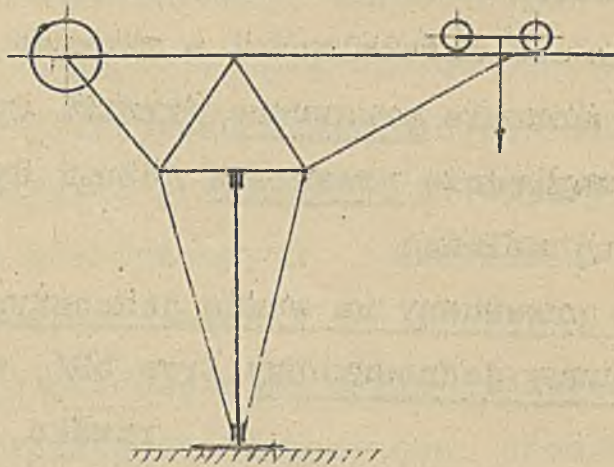
przedstawione są schematycznie na rys. 52. Tutaj tułów żurawia umieszczony jest na podstawie obrotowej /obrotnicy/  $O$ , prowadzonej pośrodku przez czop, zaopatrzonej w kółka, na których może się toczyć w koło po szynie pierścieniowej, położonej na płycie

ciężar powieszony, ewentualnie przy pomocy mechanizmu, jak w żurawiu Fairbairna. Nazywając przez  $G$ , wagę części obrotowej wraz z wciągarką i przez  $G_2$  wagę słupa wraz z płytą posadową /rys. 51 a/,  $F$  - siłę oddziaływania na śrubę, otrzymaną w przybliżeniu:

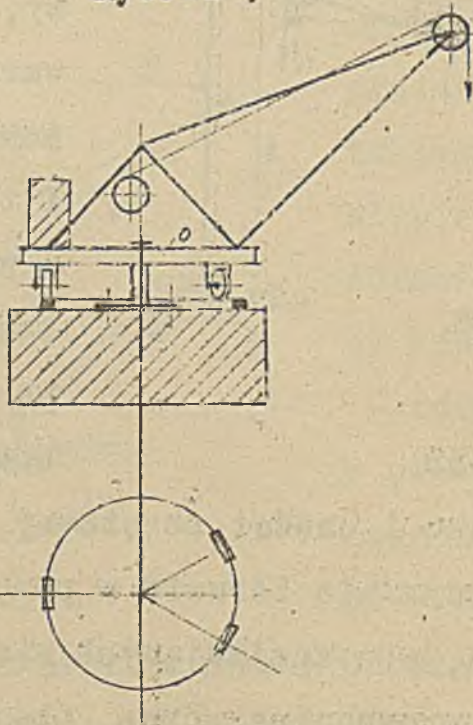
$$F = \frac{Q(L-r) + G(a-r) - G_2 r}{2r}$$

d/ Żurawie stałe na obrotnicy kółkowej, inaczej krótko: żurawie na kółkach,

posadowej.



Rys. 51<sup>o</sup>.

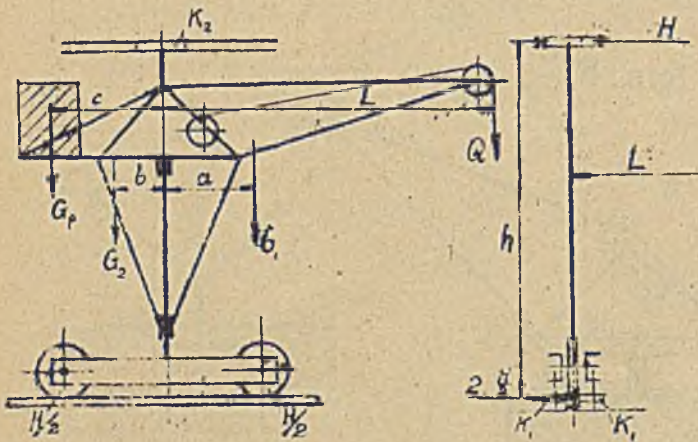


Rys. 52.

### 8. Żórawie przesuwne i przewoźne.

W celu zwiększenia pola działania, a również dla umożliwienia działalności w różnych miejscach, stosuje się żórawie przesuwne /krótki dystans przesunięcia/, względnie przewoźne /długi dystans/. Do kategorii tej należą:

a/ Żóraw przesuwny na wózku jednoszynowym, krócej: żóraw przesuwny jednoszynowy /rys. 53/, wykonywany

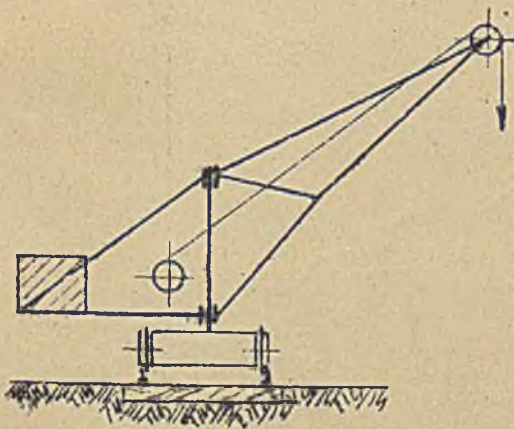


rys. 53.

rzadko, jako ręczny, często jako silnikowy, używany jest w warsztatach obróbki, montowniach, składach i t.p. Składa on się z wózka na dwóch kołach, toczących się po jednej szynie, ze słupa mocno osadzonego na tym wózku i części obrotowej, namadzonej na ten słup. Dla utrzymania żórawia w pozycji pionowej w każdym z położeni, nie znajdujących się w płaszczyźnie szyny, służą prowadnice górne, obejmujące kółko poziome  $K_2$ . Kółko to przejmuje odpór górny  $H$ , który wraz z odporami dolnymi  $\frac{H}{2}$ , przejmowanymi przez

obrzeża kół, stanowi moment  $Hh$ , równoważący moment  $QL + G_a - G_b - G_p c$ . Odpory  $\frac{H}{2}$  powodują poważne tarcie obrzeży, utrudniające przesuw, dlatego w celu zmniejszenia oporów przesuwu, spotkać można w niektórych konstrukcjach kółka  $K_1$ , obejmujące szynę i przejmujące te odpory. Żóraw ten w halach wielonawowych umożliwia transport między sąsiednimi nawami.

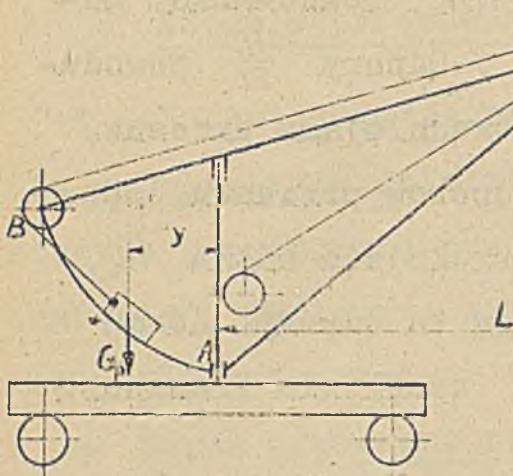
b/ Żórawie przesuwne na wózku dwuszynowym, krócej: żórawie przesuwne dwuszynowe, stosowane głównie do celów budowlanych w różnych odmianach konstrukcyjnych.



rys. 54 a.

wielkości podnoszonego ciężaru. Chodzi tu o samoczynną zmianę momentu równoważącego, ~~ustrojów~~ ustrojów, oznaczających temu załość jest wiele, rysunek jest przy-

oyjnych. Rys. 54 a przedstawia schemat takiego żórawia na słupie, rys. 54 b - żórawia na obrotnicy kółkowej, rys. 54c - żórawia na słupie z przeciwwagą, samoczynnie przedstawianą w zależności od

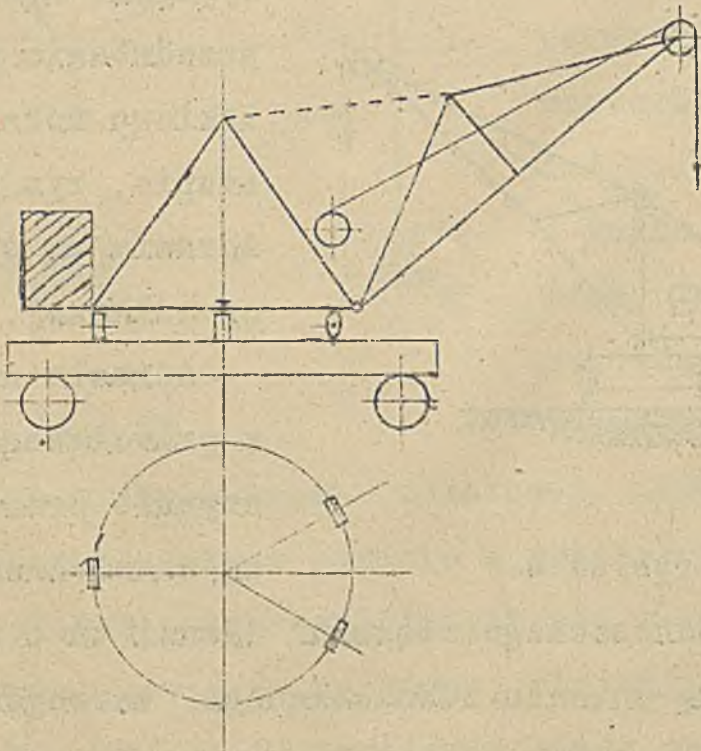


rys. 54 a.

kładem rozwiązania  
tego zagadnienia:  
im większa siła  $X$ ,  
tem większa siła  $S$   
 $X$  i tem dalej samoczyn-  
nie podciąga się  $G_p$ ;  
krzywa prowadnica  $AB$   
ma kształt taki, iż

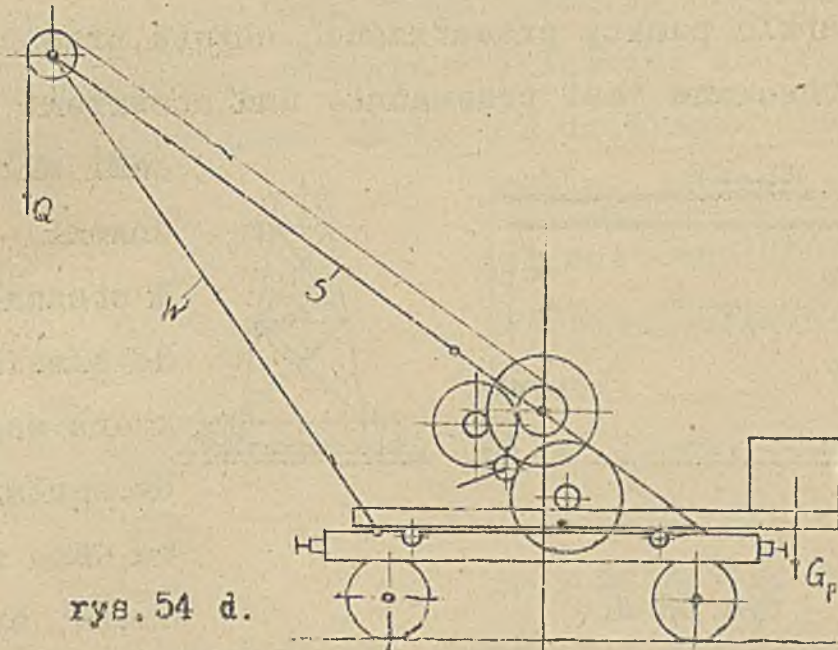
$G_p \cdot y$  stanowi zawsze

jeden i ten sam odsetek zmiennego momentu  $XL$ .



rys. 54 b.

c/ Żóraw przewoźny kolejowy na wozie kolejowym służy do celów przeładunkowych lub do uprzątnięcia linii /rys.54 d/. Podstawą jego jest platforma kolejowa normalnych wymiarów. Przeciwwaga  $G_p$  jest wsuwana , aby skupić wystające części podczas



przewozu; wysięgnik  $W$  bywa w nowszych konstrukcjach składany, aby po złożeniu żóraw mieścił się w ramach obrysu kolejowego, w konstrukcji zaś, jak na rysunku, może być w tym samym celu podczas przesuwu układany w pozycji poziomej na dostawionej platformie wagonowej, po rozdzieleniu ściągacza  $S$ .

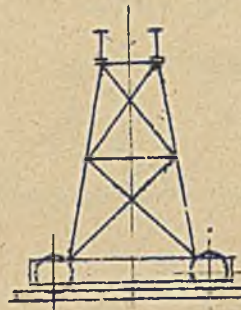
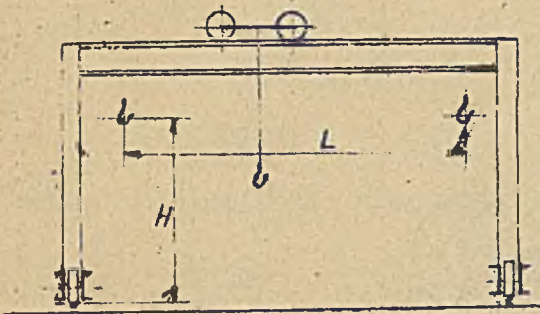
### 9. Dźwignice prąd .

a/ Dźwignica bramowa stała /Zbiór rysunków Tb.VII rys.56/, służy przeważnie do wyładowywania, nalado-



wywania i przeładowywania na kolejach. Zasadniczym jej elementem jest stała brama. Obsługuje tylko miejscą w płaszczyźnie bramy.

c/ Dźwignica bramowa przesuwna /inaczej suwница bramowa /rys.56 a/ obsługuje podobnie jak suwnica, wszystkie punkty przestrzeni, objęte przesuwem bramy. Stosowana jest przeważnie nad otwartymi pla-

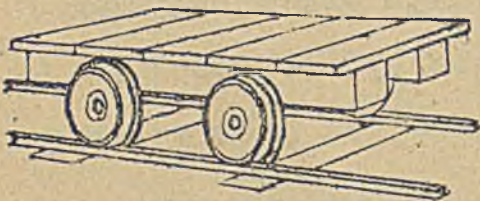


cami składowymi. W stosunku do suwnicy, która mogłaby spełnić to samo zadanie, za-

rys.56 a.

oszczędza się przy dźwignicy bramowej dość kosztownego toru górnego.

10. Wózki naziemne szynowe /rys.55 a/. służą



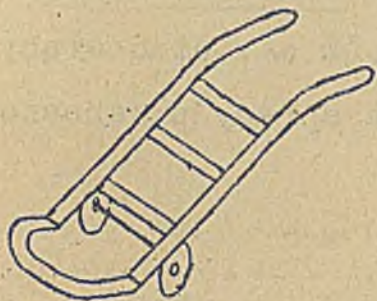
rys.55 a.

w halach fabrycznych do pomocniczego przewożenia ciężarów, przeważnie w tych punktach, gdzie nie sięga suwnica, np. z jednej nawy do drugiej,

z jednego budynku do drugiego. Pole ich pracy jest oczywiście ograniczone do toru, po którym są przesuwane.

11. Wózki naziemne bezszynowe, w najrozmaitszych odmianach konstrukcyjnych służą do przewożenia lżejszych ciężarów, głównie w składach, ale również i w halach fabrycznych. Pole ich działania nie jest ograni-

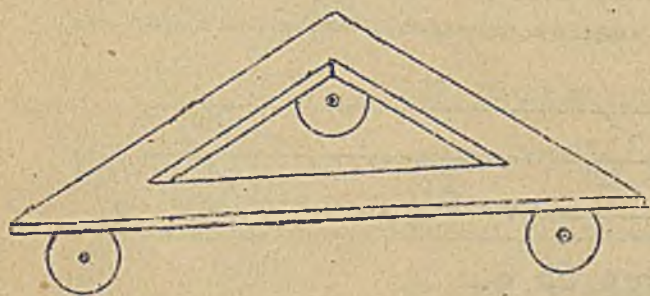
niczone żadnym torem, w tym ich wartość. Główne typy w tej bardzo rozległej dziedzinie:



rys. 55 b.

cia ich jest dźwignia, umożliwiająca podchwycenie skrzyni z pod spodu.

a/ Taczki podchwytyjące do skrzyń /rys. 55 b/, używane w składach; główną częścią



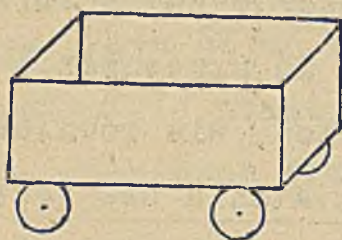
rys. 55 c.

b/ Toczyk /rys. 55 c/ na niskich kółeczkach /rolkach/, używany w składach do podstawienia pod duże skrzynie, w celu

przetoczenia ich z miejsca na miejsce.

a/ Wózek skrzynkowy

/rys.55 d/, używany w halach fabrycznych do przewożenia części maszynowych, odpadków, wiórów i t.p.



rys.55 d.

d/ Wózek unoszący

/rys.55 e/, stanowiący

niezmiernie celowe rozwiązanie sprawy przenoszenia

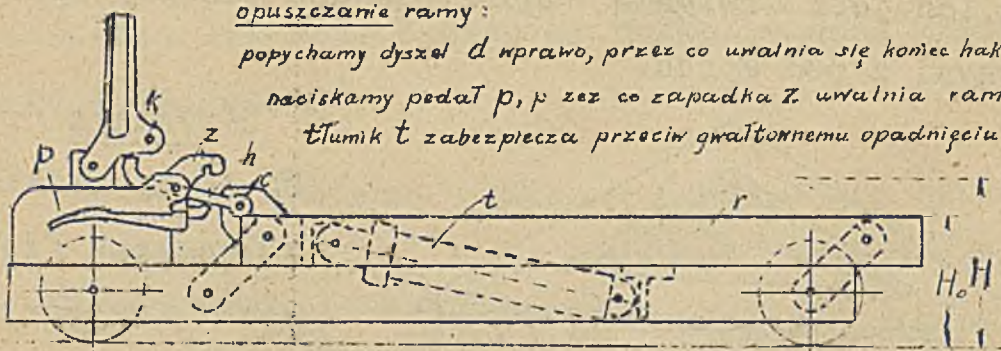
Unoszenie ramy r:

przez naciśnięcie pedału p podnosi się hak h, wobec czego za jego zakrzywiony koniec może chwycić korek k na dyszlu d; pociągając dyszel d wlewo ciągniemy ramę r dopóty, dopóki zapadka Z nie zaskoczy za czop a, zatrzymując ramę w uniesionem położeniu;



opuszczanie ramy:

popychamy dyszel d wpravo, przez co uwalnia się koniec haka h; naciskamy pedał p, p zez co zapadka Z uwalnia ramę; tłumik t zabezpiecza przeciw gwałtownemu opadnięciu.

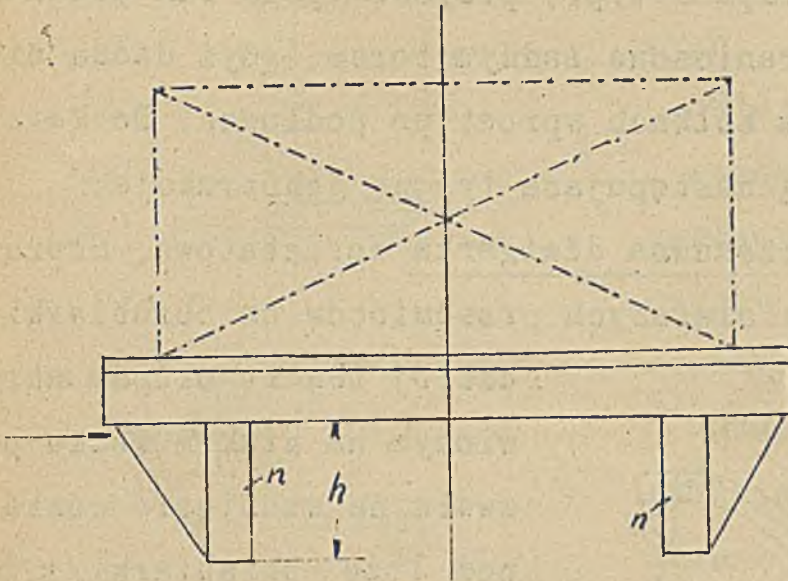


rys.55 e.

przedmiotów, bez potrzeby naładowywania i wyładowywania, przez co wprowadza się znaczące zaoszczędzenie pracy ludzkiej. W tym celu np. robotnik, wykony-

wujący pewne przedmioty, po zdjęciu z obrabiarki składa

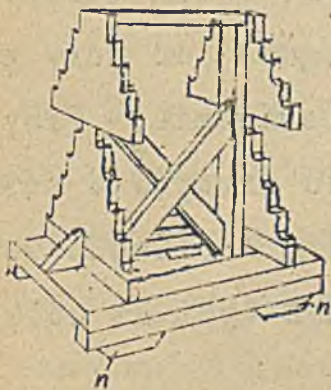
je do skrzynek /rys. 55 f/, lub na półki /rys. 55 g/. Zapatrzone u spodu w nóżki  $n$ ; wózek ma ramę  $r$ , która może być unoszoną lub opuszczaną; w pozycji opusz-



rys. 55 f.

czonej położenie jej  $H_0$  jest niższe niż położenie spodu  $h$  skrzynki, tak iż przewożący może wsunąć wózek

pod skrzynkę; naciskając dyszel  $d$  unosi ramę ( $H > h$ ) i nóżki skrzynki ponad podłogę i może wobec tego przewieźć skrzynkę w miejsce żądane; poczem naciska pedał  $p$  nogą, przez co rama opuszcza się, skrzynka staje nóżkami na podłodze i wózek, pozostawiając skrzynkę, zostaje z pod niej wysunięty.



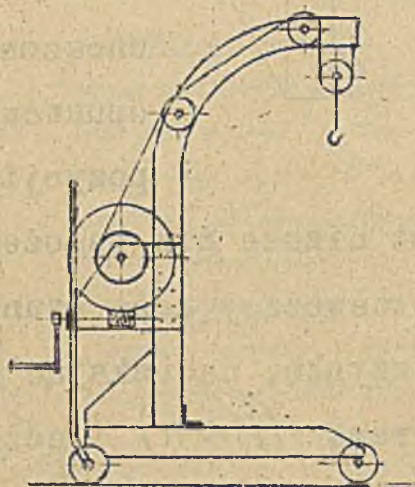
rys. 55 g.

stawiając skrzynkę, zostaje z pod niej wysunięty.

12. Naziemne, przesuwne dźwignice bezszynowe.

służą w warsztatach i składach do podnoszenia części maszynowych, skrzyń i t.p., przy czym pole ich działania nie jest ograniczone żadnym torem, gdyż dadzą się one przesunąć na kółkach wprost po podłodze. Do kategorii tej należą następujące typowe konstrukcje:

a/ Słupowa przesuwna dźwigarka warsztatowa, służąca do zakładania cięższych przedmiotów na obrabiarki;



rys. 57 a.

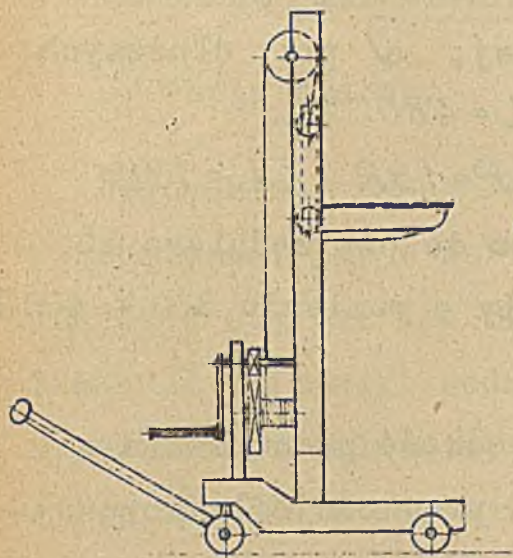
ustrój ten ze słupem zakrzywionym na niskim wózku pozwala na wsunięcie wózka pod łożo obrabiarki/r.57<sup>a</sup>/

b/ Słupowy przesuwny podnośnik magazynowy /rys. 57 b/, służący do dźwigania skrzyń, belek i t.p. na podciąganej do góry po słupie platformie. - Przy stosowaniu skrzyni z nóżkami, jak dla wózków unoszących, zachodzi możliwość wstawiania za pomocą tego podnośnika skrzyń tych na półki magazynowe.

13. Zakres stosowania dźwignic ręcznych.

Siła napędna pracy i szybkość podnoszenia, względnie przesuwu lub obrotu, przy napędzie ręcznym.

Dźwignice, poruszane ręcznie, mogą być stosowane tylko do ciężarów mniejszych, i tam,



rys. 57 b.

gdzie nie zależy na szybkości pracy. Bo choć największe nawet ciężary można by podnosić ręcznie, stosując mechanizm o wielkiej przekładni, jednak prędkość podnoszenia dużych ciężarów wypadłaby tak małą, że w praktyce nie można by się z tem pogodzić. Siła ręki ludzkiej i praca są ograniczone, a mianowicie: dla średnio mocnego człowieka: 1/ ciągnąc za łańcuch napędny:  $P = 30$  kg. przy pracy z przestankami i krótkich poszczególnych okresach pracy, przy 20 ÷ 24 urywanych pociągnięciach na minutę o długości  $\sim 1$  m., co równoważne jest ciągłemu ruchowi łańcucha z prędkością  $0,33 \pm 0,4$  m/sec.; praca

$L = 600 \div 720 \text{ }^{mkg}/\text{min.}$ ; b/ przy bardzo krótkiej pracy wyjątkowo  $P = 40 \div 45 \text{ kg.}$   $L$  nie więcej niż poprzednio, gdyż pociągnąć mniej; c/ przy dłuższych okresach pracy  $P = 15 \div 20 \text{ kg.}$ ,  $L = 480 \text{ }^{mkg}/\text{min.}$

Przy pracy dwóch ludzi:  $\sum P = 1,9P$ ,  $\sum L = 1,9L$ .

2/ Kręć korbą odpowiednio do poprzedniego 15, 20, 10 kg. przy 19  $\div$  38  $\text{obr}/\text{min.}$  korby o ramieniu 300  $\div$  400  $\text{m}$ . praca  $L = 400 \div 480 \text{ }^{mkg}/\text{min.}$

Na zasadzie tych danych prędkość podnoszenia na minutę:  $c = \eta \frac{Pv}{Q}$ , gdzie  $v$  - prędkość siły poruszającej, wypada dla dużych ciężarów bardzo nieznaczna, tak np. dla  $Q = 1t$  i  $20t$ . prędkość wciągania ciężaru przez wciągarkę korbowa, zakładając odpowiednio

$\eta = 0,8$  i  $0,65$ :

$$c = \frac{0,8 \cdot 2 \cdot 480}{1000} = 0,768 \text{ }^{m}/\text{min.} \quad \text{i} \quad c = \frac{0,65 \cdot 2 \cdot 480}{20000} = 0,031 \text{ }^{m}/\text{min.}$$

przy pracy 2 ludzi.

Więcej niż dwóch ludzi przy wciągarkę stawiać nie można, bo przeszkadzałyby sobie w pracy. Z przykładu tego widzimy, że wszędzie tam, gdzie zależy na szybkości pracy, trzeba stosować napęd mechaniczny, silnikowy.

## B. DŹWIGNICE SILNIKOWE.

### 1. NAPĘD TRANSMISYJNY.

#### a/ Napęd pasowy.

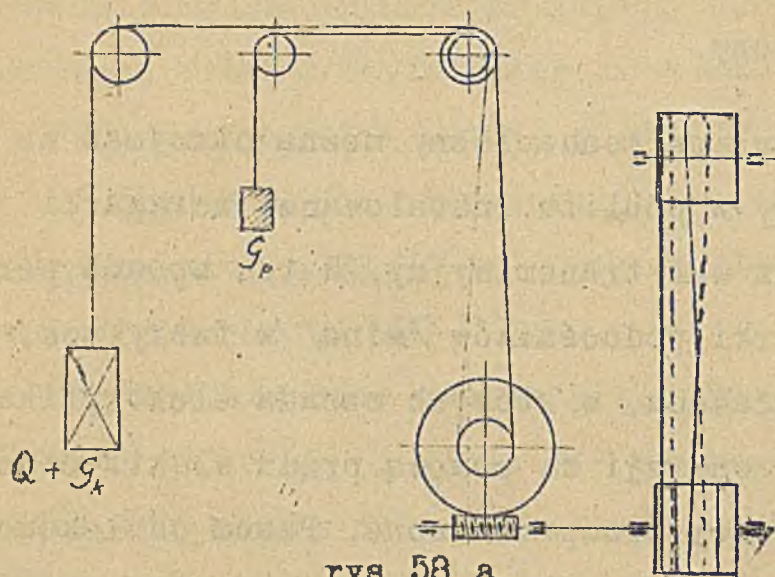
Najprostszy napęd mechaniczny można otrzymać za pomocą pasa, gdy w pobliżu instalowanej wciągarki znajduje się już wał transmisyjny. W ten sposób poruszane są wciągarki podnośników /wind/ w fabrykach, spichrzach i składach, w których zasada elektryfikacji/przesyłania energii za pomocą prądu elektrycznego/nie jest szerzej przeprowadzona. Pasem od lokomobili parowej lub spalinowej napędza się również wciągarki na budowlach /p.niżej wciągarki ciarne/. Wciągarki podnośników pędzone są przeważnie kolejno przesuwaniem pasami: prostym i skrzyżowanym, dla otrzymania zmiennego ruchu: podnoszenia i opuszczania kosza.

Dla osiągnięcia możliwie równomiernego obciążenia transmisji, zarówno przy podnoszeniu ciężaru, jak i przy opuszczaniu kosza, stosuje się przeciwwagę, wykonywającą ruch przeciwny do ruchu kosza. Nazywając prędkość podnoszenia przez  $C$ , mamy w wypadku <sup>gdy</sup> ciężar podnoszony  $Q_1$ , jest stały i opuszczany jest kosz pusty /czyli ciężar opuszczany  $Q_2 = 0$ /: moc do podnoszenia ciężaru /rys. 58 a/  $(Q_1 + G_K - G_P) \cdot C$ , moc do opuszczania



kosza / obie bez uwzględn. sprawności /:  $(G_p - G_k) \cdot c$ .

Z warunku absolutnej równomierności obciążenia:



rys. 58 a.

$$(Q_1 + G_k - G_p) \cdot c =$$

$$= (G_p - G_k) \cdot c$$

określamy dla tego wypadku wagę przeciwwagi na:

$$G_p = \frac{Q_1 + 2 G_k}{2}$$

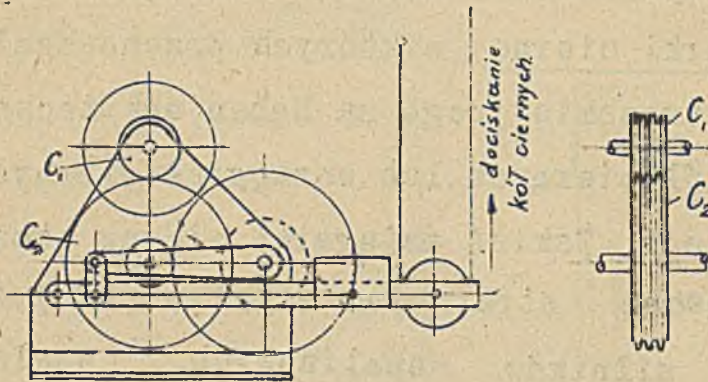
$$= \frac{Q_1}{2} + G_k$$

W wypadku, gdy ciężar podnoszony jest stały, a opuszczany  $Q_2 \neq 0$  i wielkość jego waha się od  $Q_2 = Q$ , do  $Q_2 = 0$ , osiągnięcie równomierności obciążenia nie jest możliwe. Przy przeciwwadze tak wielkiej, jak powyżej, dla  $Q_2 = Q$ , zużycie energii przy podnoszeniu byłoby  $\frac{Q}{2} \cdot c$ , przy opuszczaniu zaś ciężar oddawałby /znak  $\swarrow$  moc  $-\frac{Q}{2} \cdot c$ , którą należałoby niszczyć przez hamulec. Chcąc zmniejszyć pracę hamulca, nie powiększając zbytnio obciążenia pędni przy podnoszeniu, należy dla tego wypadku powiększyć wielkość przeciwwagi, np. na  $G_p = \frac{Q_1}{2} + \frac{Q_2}{2} + G_k$ , gdyż wtedy przy  $Q = Q$  moc przy podnoszeniu =  $\frac{Q_1}{2} \cdot c$ , przy

opuszczaniu  $-\frac{Q_1}{2} C$ , zaś przy  $Q_2=0$  moc przy opuszczaniu:  $\frac{3}{4} Q_1 C$ .

W składach, spichrzach, młynach stosuje się często t.zw. wciągarki cierne, w których przenoszenie ruchu od wałka transmisyjnego na bęben uskutecznia się za pomocą kół ciernych, lub sprzęgieł ciernych różnej konstrukcji. Takież wciągarki cierne stosowane są na budowlach, otrzymując napęd za pomocą pasa, od silników spalinowych, względnie elektrycznych. Na Tb.VII rys.58 /Zbiór rysunków/ przedstawiona jest wciągarka cierna przewoźna, pędzona pasem, naciąganym przez naprężacz, od silnika spalinowego. Oś, na której obraca się bęben wraz z kołem ciernem, jest położona mimośrodowo, tak, że przez poruszenie dźwigni można koło to przybliżyć i docisnąć do koła ciernego pędzącego, znajdującego się na wałku z kołem pasowym, lub oddalić. Wałek i koło cierne pędzące biegną nieustannie w jednym kierunku. Chcąc podnosić ciężar, kierowca dociska koło cierne bębnowe do koła pędzącego, stwarzając przez docisk połączenie cierne. Chcąc ciężar opuszczać, oddala bęben, uwalniając go od wałka pędzącego. Dla zahamowania szybkości opuszczania, lub całkowitego zatrzymania, przesuwają koło cierne bębnowe w prawo, przyciskając je do klocka przy-mocowanego do ostojnicy z prawej strony u dołu. Dla

większych ciężarów koło cierne gładkie, umieszczone tuż przy bębnie, nie byłoby zdolne pokonać dużego momentu, dlatego stosowane są wciągarki z kołami



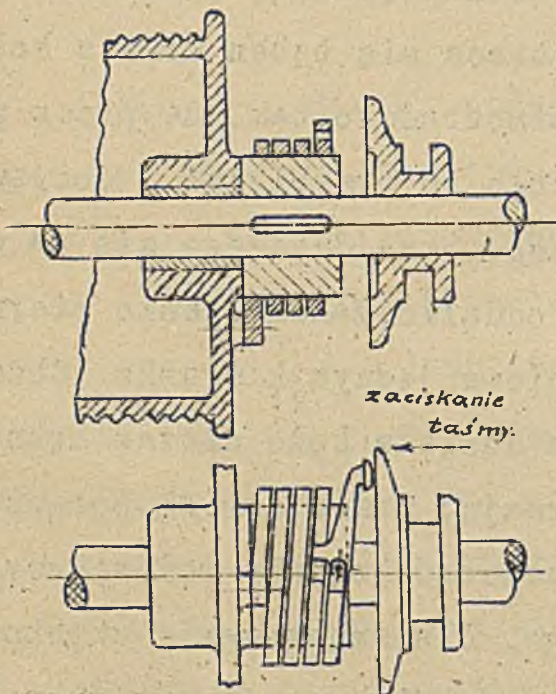
rys. 58 b.

ciernymi rowkowemi, umieszczonymi poza pierwszą przekładnią zębatą

/rys. 58 b/,

lub wciągarki ze sprzęgłem ciernem, mogącem przenieść dany moment. Takim jest sprzęgło taśmowe wielozwojowe

/rys. 58 b/.



rys. 58 c.

Wciągarki cierne są najprostszem roz-

wiazaniem sprawy zmiany kierunku ruchu i hamowania,

Silnik pędzący nie potrzebuje być nawrotny, dlatego w szczególności nadają się one przy silnikach spalinowych. -

Pas może być oczywiście stosowany jedynie do wciągarek, pozostających w niezmiennej pozycji w stosunku do silnika.

b/ Napęd linowy - mający obecnie tylko znaczenie historyczne i wymieniony tutaj tylko dla uwypuklenia wartości napędów innych - stosowano dawniej przed rozwojem elektrotechniki do poruszania suwnic. W tym celu wzdłuż hali, którą obsługiwała suwnica, biegła nieustannie lina konopna, - poruszana od wału transmisyjnego, wsparta na krążkach i naciągana przez ciężar, - owijając koło pędzące na moście suwnicy. Koło to wprawiało w ruch wałek główny, z którego przy pomocy sprzęgieł można było przenieść ruch na jeden z trzech mechanizmów: do podnoszenia ciężaru, do przesuwania wciągarki, do przesuwania mostu.

Bliższe szczegóły o tego rodzaju suwnicach, obecnie już wycofanych z użycia, znajdzie czytelnik u Bötcher'a "Krane" str.47 oraz w "Techniku" I. str.694 /wydanie I-e/.

## 2. NAPĘD HYDRAULICZNY.

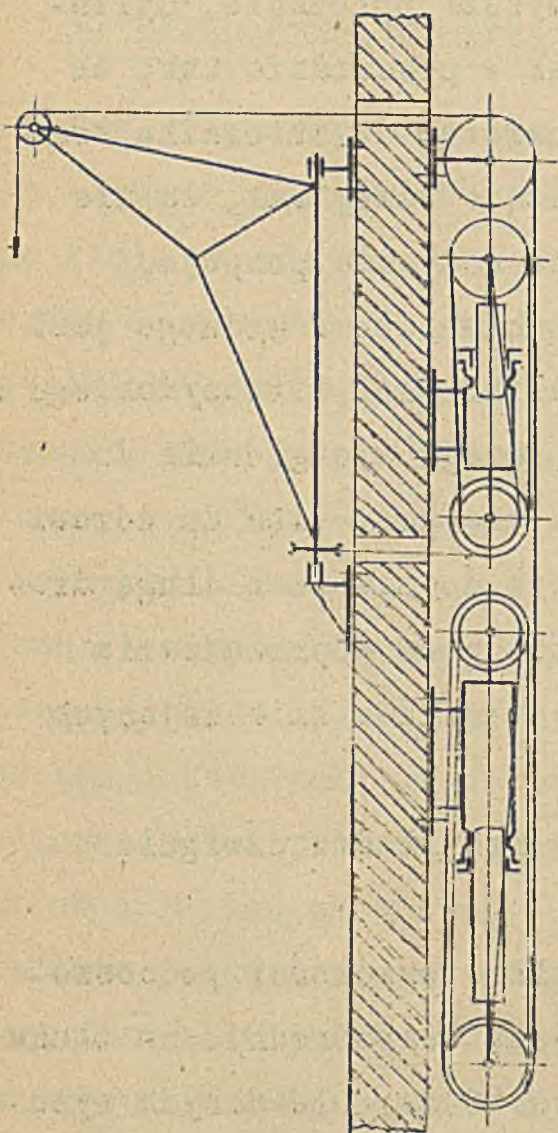
Pas i lina nie nadają się do przesyłania energii na większe odległości, tembardziej, jeżeli dźwignie stoją na miejscu otwartem i położenie ich w stosunku do transmisji głównej jest różnolite. Obecnie w takich wypadkach stosuje się napęd elektryczny. Dawniej zaś, przed rozwojem elektrotechniki, stosowano szerokie przesyłanie energii za pomocą wody sprężonej. Obecnie prąd elektryczny wyparł w zupełności ten sposób przesyłania energii. Spotkać go można jeszcze w instalacjach starych, po fabrykach kotłów i kuźniach, gdzie woda sprężona pracuje w nitownicach i prasach, oraz na przystaniach morskich i rzecznych, w tych punktach, gdzie nie wprowadzono jeszcze napędu elektrycznego. Woda sprężona wytwarzana jest w centrali; pompy wielocylindrowe sprężają wodę średnio do 50 atm. i posyłają do sieci przewodów; w przewodzie głównym znajduje się zasobnik /akumulator/ ciężarowy, którego zadaniem jest gromadzić pewien zapas wody sprężonej, mogącej podjąć pracy jednoczesnego poruszania paru dźwigni. Zasobnik ten, zbudowany jako cylinder, obciążony żelazem, podnosi się, gdy pompy wytwarzają nadmiar wody, opuszcza przy większem jej zapotrzebowaniu; osią-

gając maximum zapasu i najwyższa położenie, cylinder nastawia specjalny kurek w przewodzie tak, że woda pompowana odpływa z powrotem do zbiornika ssącego, lub podnosi wentyle ssące pompy tak, że nie zamykają się, przez co pompa wody nie pompuje.

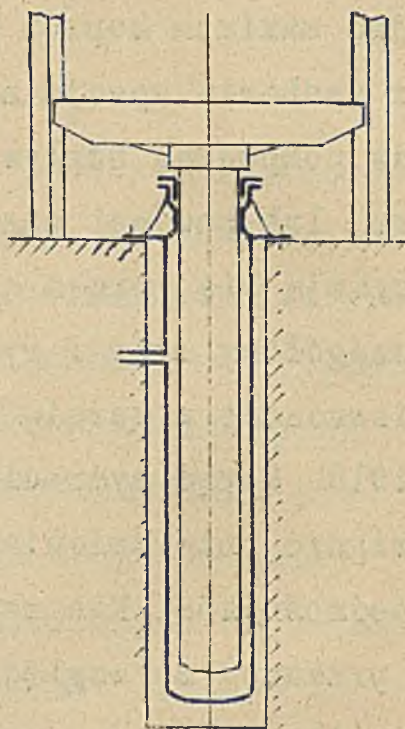
Szczegółowy opis i rysunek akumulatora wodnego jest umieszczony w kursie hydrauliki prof. Witoszyńskiego z r. 1918. Napęd hydrauliczny nadaje się głównie do dźwigni, nie zmieniających miejsca, więc do żórawi i podnośników. Nie nadaje się do suwnic z długą drogą przesuwu, ze względu na trudność doprowadzania czynnika pracującego do mechanizmów zmieniających miejsce.

Rozpatrzmy parę typowych przykładów dźwigni hydraulicznych:

W podnośnikach, na niewielkie wysokości podnoszenia, platforma umieszczona jest bezpośrednio na tłoku cylindra hydraulicznego /rys. 59 a/. Dla dużych wysokości podnoszenia, stosować trzeba wielokrążek czynny, jak widać to na rysunku żórawia składowego /rys. 59 b/. Do obracania tego żórawia służą dwa inne wielokrążki. Rys. 59 c przedstawia żóraw odlewniczy, z trzema mechanizmami. Napęd hydrauliczny pozwala doprowadzić energję z centrali do miejsc dowolnych. Wady jego:



rys. 59 b.

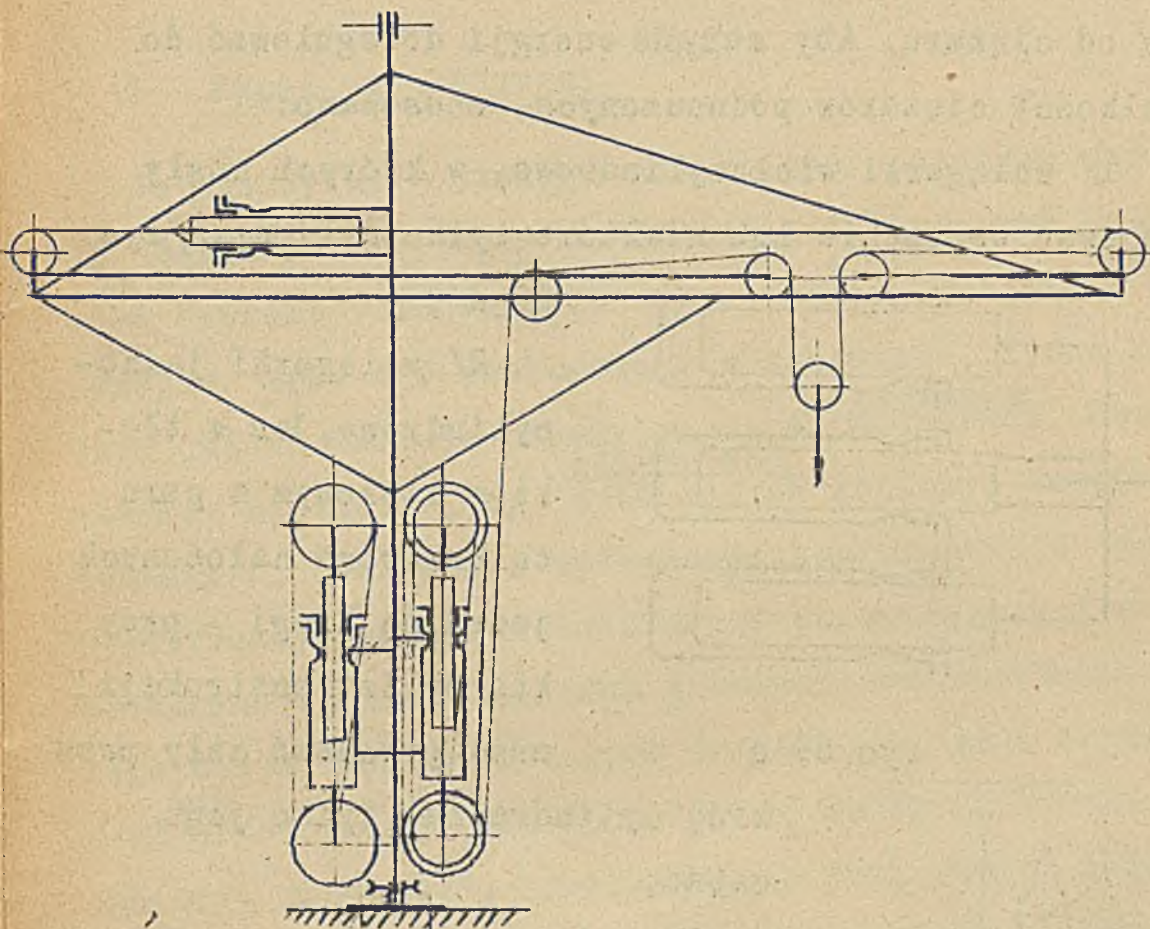


rys. 59 a.

a/ trudność utrzymania należytej szczelności przewodów; b/ ewentualność zamrożnięcia wody w przewodach, które powoduje ich pęknięcie, -

technika uporała się

wprawdzie z tą ewentualnością, jednak środki zabezpieczające od zamrożnięcia są kosztowne; c/ zbyt duże zużycie energii na podnoszenie ciężarów, stanowiących część pełnego udźwigu; d/ wymieniona wyżej ograniczo-



rys. 59 c.

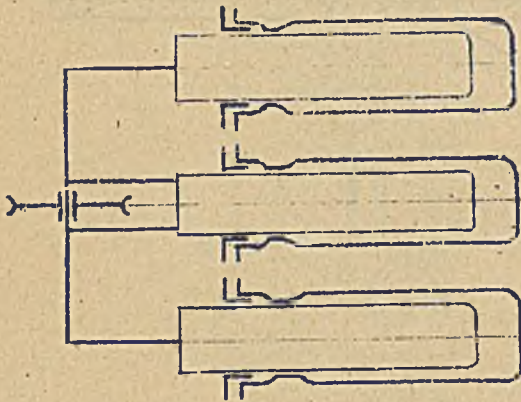
na możność zmiany miejsca dźwignie hydraulicznych.

Co do punktu /c/ należy zauważyć, że gdyby wciągarka hydrauliczna składała się z pojedynczego cylindra, z tłokiem zwyczajnym, to zużycie wody i energii byłoby zupełnie jednakowe dla wszelkich ciężarów, zarówno dla pełnego udźwigu, jak i bardzo małej jego części, w przewodach bowiem woda ma stale jednakowe ciśnienie i ciśnienie to musiałoby być zdławiane, zależ.



nie od ciężaru. Aby zużycie energii doregulować do wielkości ciężarów podnoszonych, stosowano:

1/ wciągarki wielocylindrowe, w których mogły pracować wszystkie lub niektóre tylko cylindry /rys.

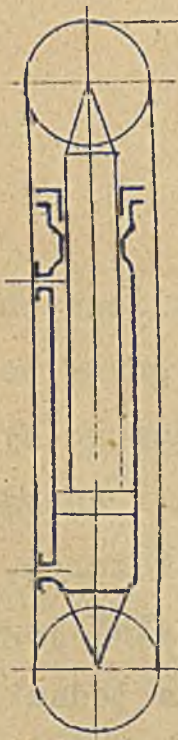


59 d/;

2/ wciągarki jedno-cylindrowe, lecz z tłokiem złożonym z paru teleskopowo nałożonych jeden na drugi - przy której to konstrukcji

rys. 59 d.

może pracować cały przekrój cylindra, lub tylko jego część;

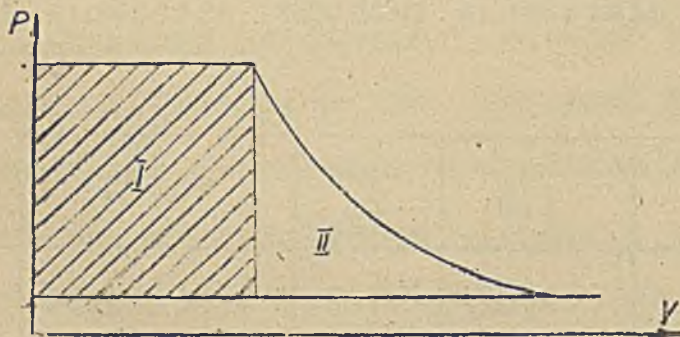


3/ wciągarki z tłokami różnicowymi /rys. 59 e/, w których przy mniejszych ciężarach, przy podnoszącym ruchu tłoka, woda przepływa z części górnej do dolnej cylindra i dopływa woda świeża; przy ciężarach większych woda z części górnej odpływa na zewnątrz.

Rys. 59<sup>e</sup>.

### 3 Napęd pneumatyczny.

Do przesyłania energii można użyć powietrza sprężonego. Napęd pneumatyczny do dźwignic fabrycznych jest dość szeroko rozpowszechniony w Ameryce, niewiele w Europie. Może być zastosowany w zakładach, które posiadają już instalacje pneumatyczną do formowania, doszczelniania, wiercenia, np. w fabrykach kotłów i konstrukcji żelaznych, jednak nie wytrzymuje konkurencji z napędem elektrycznym. W górnictwie napęd pneumatyczny jest bez konkurencji, na kopalniach gazowych zastosowanie zaś jego nie wymaga dodatkowych instalacji, gdyż używany jest już przede wszystkim do świderów. Na Tł VI rys. 60 w "Zbiorze rysunków", przedstawiony jest wciągnik pneumatyczny, działanie którego całkowicie tłumaczą uwagi tak



rys. 60.

umieszczono. - Do dużych wysokości podawania stosowane są wciągarki z bębnum obracanym przy pomocy przekładni zębnych

przez wielocylindrowy tłokowy silnik pneumatyczny /wo

wciągnikach małych przenośnych w górnictwie z cylindrami wabliwymi/.

W porównaniu z wodą powietrze posiada następujące zalety: 1/ nie zamarza, 2/ opory w przewodnikach są z powodu małej gęstości czynnika mniejsze. Następnie, ponieważ pracuje się powietrzem o niewielkim nadciśnieniu /dla wciągników tłokowych 5 - 6 atm./, to nie ma obawy o nieszczelność. Tak niskie ciśnienie we wciągnikach tłokowych wybiera się ze względu na możliwie ekonomiczne użytkowanie energii powietrza. We wciągniku bezpośrednio tłokowym bowiem musimy zgodzić się z tem, że powietrze pracuje bez rozprężenia i praca rozprężenia II /rys.60 a/ pozostaje niewyżytkana. Stosunek  $\eta = \frac{I}{I+II}$  pracy pożytecznej I, oddanej przez powietrze do pracy I + II, zużytej na sprężenie, jest zależny od ciśnienia początkowego, a m. tem gorszy, im wyższe to ciśnienie.

Przyjmując dla ułatwienia rachunku sprężanie izotermiczne, mamy dla:

at. abs.	1,1	1,5	2	5	7	10
$\eta$	0,95	0,82	0,72	0,50	0,66	0,39

Szczególony, a krótki, opis dźwignic hydraulicznych i pneumatycznych można znaleźć w "Handbuch der Ingenieurwissenschaften" IV Teil, Band III, str.111 - 161; szczególone dane o dźwignicach hydraulicznych u Bött-

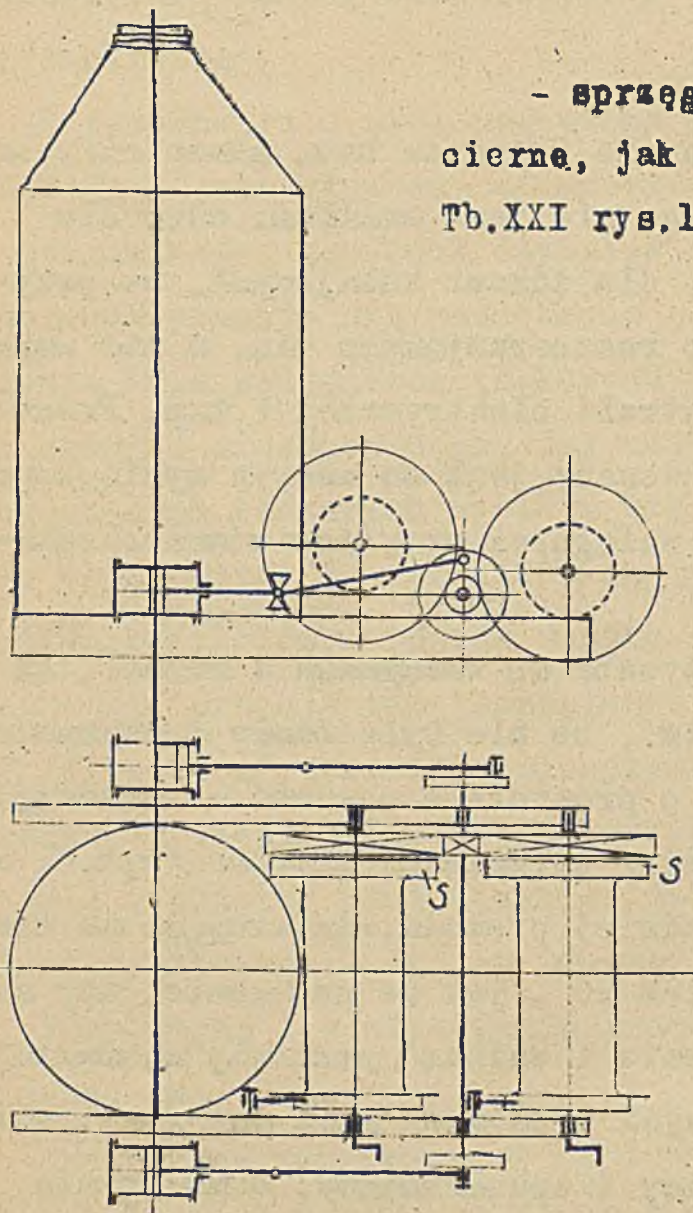
cher'a "Krane".

4. Napęd parowy.

Stosowany jest obecnie wszędzie tam, gdzie używanie prądu elektrycznego nie jest możliwe, więc dla dźwigni budowlanych, dla śrórowi kolejowych, na przystaniach nader szybko rozszerzających się, a nie mających dostatecznej centrali elektrycznej i t.p. Prócz tego napęd parowy stosowany jest do maszyn wyciągowych w kopalniach oraz do wciągarek przy śrórowiach okrętowych.

Maszyny parowe, używane do wciągarek i śrórowi, są wydechowe na 7 - 8 atm., bo nie tyle idzie o maksymalny rozchód pary, ile o prostotę i pewność uruchomienia. Przeważnie są to maszyny bliźniacze *podług rys. 51 a* lub lekko ukośne, rzadziej pionowe, *zobacz rys. 51 b* ustawione pod kątem 90°, jak nie parowo, *zobacz rys. 51 c* uszczelnienie i uniknąć *zobacz rys. 51 d* ciężkich kół rozędowych. Ponieważ *zobacz rys. 51 e* wciągarki mogą być dwójaki: podnoszący i opuszczający, stawia się przeważnie między bębnum wciągarki, a *zobacz rys. 51 f* mechanicznym sprzęgła ciernie *zobacz rys. 51 g* połączenia kół pary hamowania odłączonego bębna.

W Zbiorze rysunków na Tb. VIII *zobacz rys. 51* przedstawiona jest wciągarka parowa ze sprzęgłem cierniem rozłącznym, które szczegółowiej przedstawione jest na Tb. XXI, *zobacz rys. 51*.



- sprzęgła  
cierne, jak na  
Tb.XXI rys.159 b.

159 b. Maszyny parowe mają tu rozrząd pary kurkowy, napełnienie jest stałe, regulacja biegu odbywa się przez dławienie pary dopływającej przez kurek regulujący, nie pokazany na rysunku. Maszyna parowa posiada tę zaletę, że może być podczas rozruchu przeciążana, w porównaniu

Wielagarka parowa budowlana do żórawi masztowych.  
rys.61 a.

z pracą przy biegu ustalonym. To przeciążanie uskutečněniane bywa: a/ przy pomocy dławienia pary - maszyny mają 0,5 - 0,6 stałego napełnienia, przy rozruchu maszyna idzie pełnym ciśnieniem, przy biegu ustalonym ciśnie-

nem zdławionem, albo b/ przy pomocy zmiany napełnienia. Zdolność maszyny do przeciążania pozwala na energiczne pokonywanie bezwładności przy ruszaniu ciężaru. Przytem maszyna parowa, oczywiście, rusza z miejsca pod obciążeniem. Stopień wykorzystania energii jest oczywiście bardzo niski i zużycie węgla ok. 2,5 kg. na koniogodzinę.

We wciągarkach, które podobnie jak wciągniki podnośników /p. B, L/ mają do pokonania różnostronnie skierowany moment, zarówno przy ruchu w jednym, jak i w drugim kierunku, stosowane są maszyny ze stawiczkami nawrotnymi /kulisami Stephensona, Allan'a lub Gooch'a/. W żórawiach, gdzie napęd wszystkich mechanizmów otrzymuje się od jednej i tej samej maszyny parowej, stosowane są sprzęgła na wzór pokazanego na Tb. XX fig. 159 a. z pierścieniem rozpychanym.

---

5. Napęd spalinowy /od silnika spalinowego/. Silnik spalinowy nie ma własności dużego przeciążania i nie może być puszczany w ruch pod obciążeniem. Wielkość momentu wytwarzanego i podawanego na wał korbowy przez jeden cylinder silnika czterokusowego pojedynczego działania jest bardzo mała. Z natury swej przeto napęd spalinowy niezbyt nadaje się do dźwigni i dlatego nie znalazł szerokiego zastosowania. Ponadto jednak w porównaniu z napędem pasowym ma on zna-

... ~~zwiększone~~ ~~koszty~~, jak większa ekonomja zużycia pali-  
wa, ~~przebieg~~ ~~badowa~~ i obsługa, gotowość do natych-  
miastowej pracy - widzimy w latach ostatnich usiłowa-  
nia, ~~zwiększenie~~, w szczególności w Ameryce, dość po-  
myślnych wyników, użycia silnika spalinowego do napę-  
dzenia ~~dźwigni~~ /szczególniej wszelkich dźwigni budowla-  
nych/. Można tu być zastosowane zdobycze techniki w  
dziedzinie samochodów, których praca jest podobna do  
pracy dźwigni. Stosuje się więc silniki wielocylin-  
drowe, sprzęgła cierne i zmianę przekładni przy roz-  
rach. - Robione są również próby z napędem spalino-  
wo-elektrycznym, gdzie silnik, pędząc prądnicę wytwa-  
rza ~~prąd~~ ~~elektryczny~~, który dopiero porusza silniki  
elektryczne, pędzące mechanizm dźwigni.

### 5. Napęd elektryczny.

Do ~~przekazywania~~ energji bezwzględnie najlepiej na-  
daje się prąd elektryczny. Pod postacią prądu można  
przesłać energję w każde miejsce i do maszyn zmieniają-  
cych ~~położenie~~, izolacja przewodów jest nietrudna i  
pewna, silnik elektryczny jest prosty, ekonomiczny i  
pewny w działaniu. Dzięki tym własnościom prąd elek-  
tryczny znalazł zastosowanie do wszelkich dźwigni i  
wyparł napęd hydrauliczny. Więcej nawet: napęd elek-  
tryczny umożliwił budowę typów, nie dających się urze-

oczywiście bez niego. Przykładami niech służy: wisząca kolejka elektryczna automatyczna do węgla w gazowni dla dostarczania węgla do pieców, która zatrzymuje się samoczynnie w oznaczonym z góry punkcie składu, opuszcza kosz, ładuje go węglem, podnosi, jedzie na miejsce wskazane do pieców, wysypuje węgiel i wraca, - spełniając wszystkie czynności samoczynnie, bez obsługi ludzkiej; lub podnośnik elektryczny osobowy, gdzie za pociągnięciem guzika wołającego kosz przybywa w miejsce żądane, wtedy dopiero można otworzyć drzwi, przed ich zamknięciem kosz nie może ruszyć, po zamknięciu drzwi i przyciśnięciu guzika posyłającego kosz rusza i zatrzymuje się automatycznie dopiero na tym piętrze, gdzie było mu wskazane przez guzik posyłający, w trakcie zaś jazdy żadne obce wołania ruchowi nie przeszkadzają.

Do dźwignie stosowany jest: 1/ prąd stały, oraz 2/ prąd zmienny, a mianowicie trójfazowy. Bardzo rzadko jeszcze dotychczas jednofazowy.

1/ Przy prądzie stałym wybiera się przeważnie silniki szeregowe, bo mają one tę zaletę, że liczba obrotów ich zmniejsza się automatycznie z powiększeniem obciążenia i dzięki temu ciężary duże podnoszone są wolno, a małe szybko. Następnie silnik ten rozwija bardzo znaczący /3-krotnie większy niż moment biegu ustalonego/ moment rozruchowy, t.j. ten mo-



ment, który działa na wałek przy ruszaniu i dlatego silnik ten energicznie zabiera się do podnoszenia ciężaru. Silniki booznikowe, które biegają ze stałą prawie liczbą obrotów, używane są jedynie do podnośników osobowych, gdzie szybkość podnoszenia musi być niezależna od ilości osób podnoszonych w koszu. Dalszą zaletą silnika na prąd stały jest możliwość wyzyskania silnika do hamowania elektrycznego, zarówno przy zatrzymywaniu mechanizmów jazdy i obracaniu, jak i przy miarkowaniu szybkości opadania w mechanizmie podnoszenia; w pierwszych wirnik silnika, odłączony od sieci i włączony w obieg zamknięty, wytwarza prąd, jak prądnicą, dzięki czemu niszczy energję kinetyczną własną i mechanizmu dźwigni; w drugich podobnie niszczy się pracą opadania, nie pozwalając na powiększenie szybkości opadania. Wadą silnika na prąd stały jest iskrzenie na działkach komutatora, a nawet ewentualność krótkiego spięcia na tych działkach, powodującego przepalenie uzwojenia. Obawiać się tego należy szczególnie tam, gdzie silnik pracuje w kursu. Przez kompletne jednak zakapturzenie wirnika można temu prawie w zupełności zapobiec.

2/ Silnik trójfazowy asynchroniczny, biegając prawie że ze stałą liczbą obrotów, przez co małe ciężary są tak samo wolno podnoszone, jak duże, co nie jest oczywiście racjonalne. Dlatego też na wciągarce, przeznaczonych do wielkich udźwignów, widzimy niekiedy dodatko-

wy mechanizm do podnoszenia małych ciężarów, pracujący z większą szybkością. Wirnik silnika trójfazowego jest prostej budowy, bez komutatora, jedynie z pierścieniami ślizgowymi, na których niema powodu do iskrzenia. Moment rozruchowy nie jest tak znaczny, jak w silnikach szeregowych na prąd stały, przytem spada znacznie przy zmniejszaniu napięcia prądu. Jest to wada.

Do puszczenia silników w ruch i zmiany kierunku biegu, jak również do regulowania prędkości biegu i hamowania, używa się t.kw. nastawnic, zbudowanych na kształt nastawnic tramwajowych. Te nastawnice są połączeniem przełączników, rozruszników i regulatorów, pozatem kierują również zwalniczami hamulców zatrzymujących. Jako zwalniacze przy prądzie stałym używa się zwalniacze magnetyczne /solencidy/, przy prądzie trójfazowym zwalniacze magnetyczne i silnikowe.

Szczególne wiadomości o napędzie elektrycznym, silnikach, nastawnicach, zwalniczach hamulców, przewodach, odbieraczach prądu, wogóle o całkowitem uzbrojeniu elektrycznem dźwignic, podane są w części IV. —

Ustrój mechanizmu najpowszechniejszych typów dźwignic elektrycznych, nie licząc typów do specjalnych warunków, nie różni się w głównej swej zasadzie od rozpatrzonych poprzednio dźwignic ręcznych. Występują tylke te zmiany, które warunkują napęd od silnika, dość szybko biegnącego. Co do liczby obrotów silnika, są miarodajne następujące względy: 1/ im liczba obrotów większa, tem

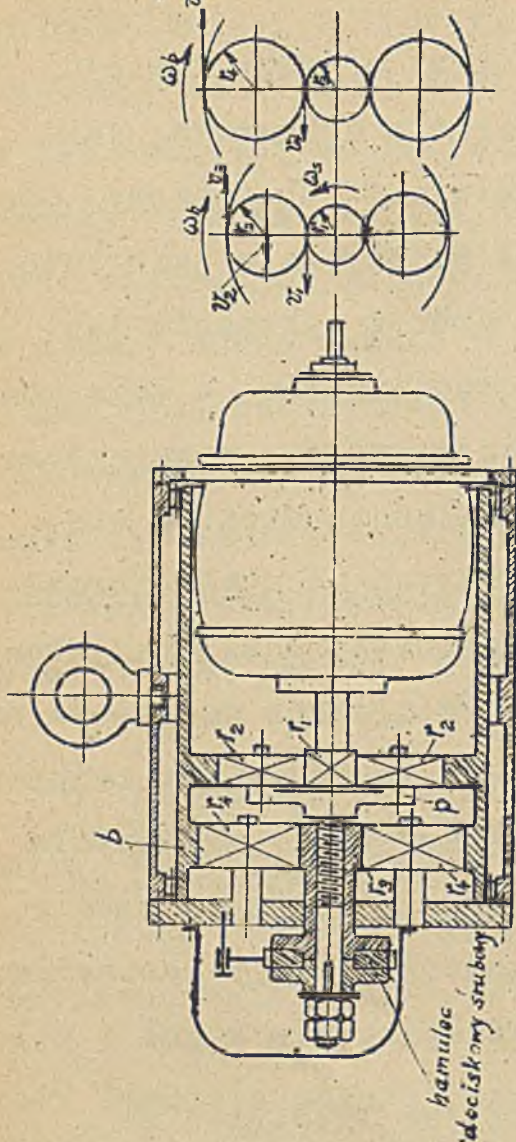
silnik lżejszy i tańszy, 2/ im jednak bieg silnika szybszy, tem więcej tkwi w nim energii kinetycznej i tem trudniej go zatrzymać, pozatem przekładnia między wałkiem silnika, a wałkiem przejmującym opór jest większa i droższa. Dlatego do dźwignio, które z natury muszą często i sprawnie zmieniać kierunek ruchu oraz zatrzymywać się szybko i dokładnie, silnik bardzo szybko biegnący nie jest odpowiedni, stosuje się raczej wolniej biegnące. Niemniej jednak silniki elektryczne w stosunku do innych rodzajów napędu biegają szybko; wymaga to dużej przedkładni.

7. Najpowszechniejsze dźwignice elektryczne: wciągniki, suwnice, żórawie. W dziale tym rozpatrzone będą dźwignice proste, najpowszechniej stosowane w pomieszczeniach wytwórczych, magazynach i na placach składowych.

a/ Wciągniki elektryczne są bardzo pożytecznym przyrządem dźwigającym i dlatego znajdują coraz większe rozpowszechnienie w magazynach i pomieszczeniach fabrycznych. W konstrukcji ich dostrzega się stały postęp, dążący do tego, aby wciągnik uczynić mniejszym i lżejszym. Wciągniki dawniejsze, konstrukcji niemieckiej, budowane były w oprawie z blachy i żelaza kształtowego, gdyż ten tylko materiał uważano za pewny dla części narażonych na rozciąganie; jako przekładnię stosowano

najczęściej parę kół zębatach przy silniku, dalej ślimak i koło ślimakowe przy krążku ciągnącym; jako element ciągnący - łańcuch ogniwkowy lub paskowy. Obecnie wzorem Ameryki i w Europie stosuje się jako tułów wciągnika odlew stalowy; przy dobrym wykonaniu jest on dostatecznie pewny przeciw rozciąganiu, a daje możliwość bardzo dokładnego ustawienia wałków, precyzyjnie wykonanej przekładni; jako przekładnie stosuje się przeważnie różne układy kół zębatach ze stali chromo-niklowej, tak obmyślane, aby zajmowały możliwie jaknajmniej miejsca; silniki do tych wciągników są specjalnej budowy - kołnierzowe, również dla zmniejszenia zajmowanego miejsca; jako element ciągnący służy przeważnie linna druciana. Dla sterowania wciągnikiem /podnoszenie, utrzymywanie, miarkowane opuszczanie/ służy nastawnica kierowana z dołu za linki zwieszające się w dół i zakończone rączkami. Dla samoczynnego /pomimo nieuwagi kierowcy/ zatrzymania ciężaru w najwyższym krańcowym położeniu służy krańcowy wyłącznik, <sup>/p. Tb. XXIX rys. 223 b/</sup> otwierany przez hak idący do góry przy dojściu do najwyższego położenia. Rys. 62 a pokazuje ciekawy z punktu kinematycznego planetowy układ przekładni wciągnika niemieckiej fabryki Demag, zbudowanego na wzór amerykański. W układzie tym ruch od silnika podawany jest przez kółko zębata  $r_1$  na kółko  $r_2$ , toczące się po wieńcu wewnątrz bębna  $b$ , skutkiem czego poprzeczka  $p$  i związane z nią kółko  $r_3$ , otrzymuje ruch kwad-

niony i podają go dalej przez pośrednictwo kółek  $r_3$



na bęben  $b$ . Układ ten jako zbyt skomplikowany został w najnowszych kreacjach tej fabryki zaniechany. Z racji, że analogiczne układy planetowe spotyka się w dziedzinie dźwignic i urządzeń transportowych, przytaczamy obliczenie przekładni tego wciągnika:

$\omega_s$  - szybkość kątowa wałka silnika,

$\omega_b$  - bębna,  $i = \frac{\omega_s}{\omega_b}$

przekładnia obrotów w stosunku do wałka pędzonego. Według oznaczeń na rys. 62 a:

$$v_1 = \omega_s \cdot r_1; \quad v_3 = (r_1 + 2r_2) \omega_b;$$

szybkość:  $v_2 = \frac{v_1 - v_3}{2};$

szybkość:  $v_4 = v_2 \cdot \frac{r_3}{r_1 + r_2};$

pozatem:  $v_5 = (r_3 + 2r_4) \omega_b;$

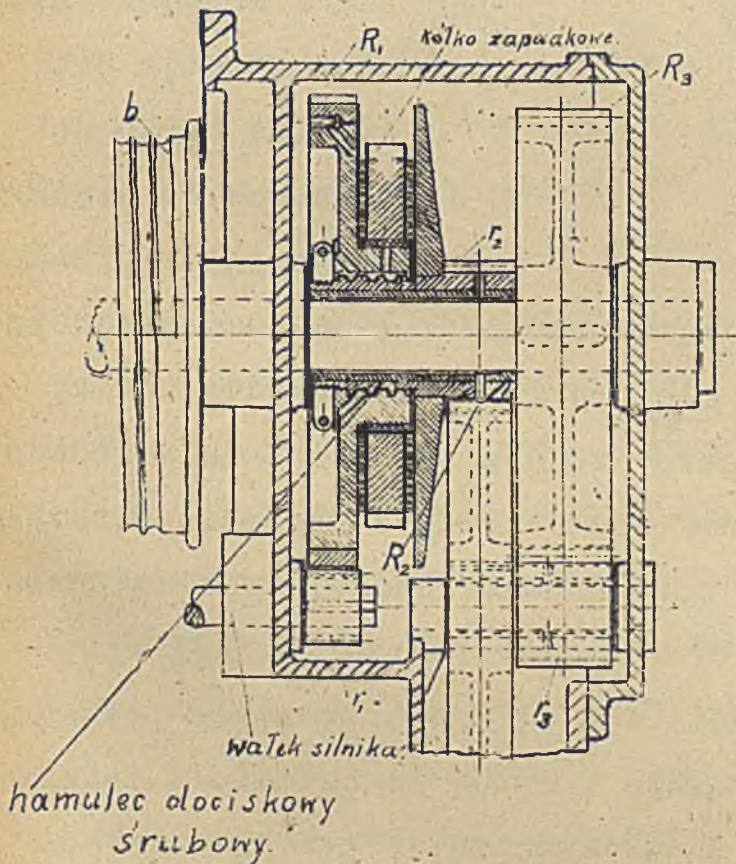
ponieważ zaś kołko  $r_4$  jest tylko pośredniczącym, to

$v_5 = v_4$ , tak że:

$$(r_3 + 2r_4)\omega_b = \frac{[\omega_s r_1 - (r_1 + 2r_2)\omega_b] r_3}{2(r_1 + r_2)},$$

skąd:

$$i = 4 \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) \left(1 + \frac{r_4}{r_3}\right) - 1.$$

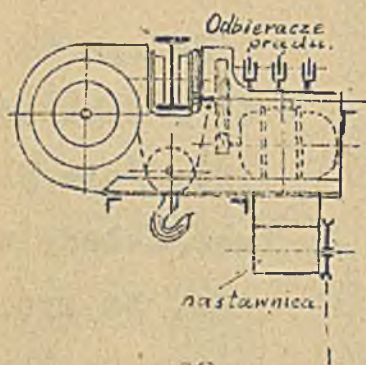
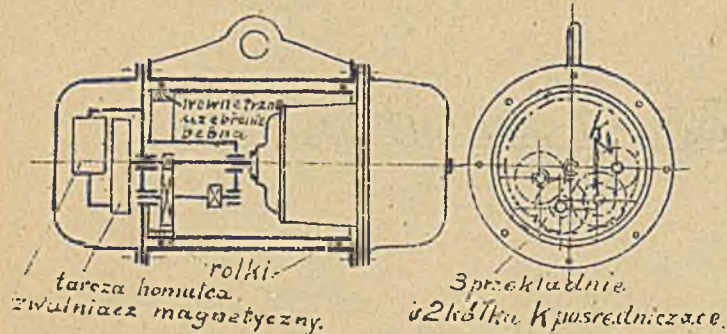


rys. 62 b.

Na rys. 62 b i 62 c pokazane są inne /nie planetowa/ układy wolagników. Na rys. 62<sup>b</sup> ruch z wałka silnika podawany jest przez kołko  $r_1$  na koło  $R_1$ , skąd przez pośrednictwo hamulca dociskowego na śrubie przechodzi na kołko  $r_2$ . Koło  $R_2$ , kołko  $r_3$  i koło  $R_3$  osadzone na wałku ostatnim, na którym osadzony jest i

bęben b . Rys.62 c pokazuje nowoczesną konstrukcję firmy "Demag".

b/ Wciągarce



rys. 62

wiszące przesuwne, elektryczne jednoszynowe składają się z wciągnika, zawieszzonego rozmaitcie na wózkach, podobnych do wózków wiszących ręcznych /str.125 i dalsze/. Napęd silnikowy stosuje się: 1/ albo tylko do podnoszenia ciężaru, przy czem do przesuwania

wózka służy mechanizm ręczny z łańcuchem napędnym, lub 2/ do podnoszenia ciężaru i do przesuwania wózka; W tym wypadku na wciągarce są dwa silniki i dwie nastawnice. I w tej dziedzinie dostrzec można podobne kierunki w konstrukcji, jak we wciągnikach. Konstrukcje najnowsze są bardzo zwarte. W Zbiorze rysunków na Tb. XXIX rys. 222 a i 222 b, przedstawione są konstrukcyjnie wciągarce jednoszynowe, sterowane z dołu, na tułowie z żelaza kształtowego w dwóch rozwiązaniach: z przekładnią kół zębatych i z przekładnią ślimakową. Pomimo bardzo zręcznego rozmieszczenia części, wciągarce te nie mogą być tak małe, jak najnowsze wciągarce o korpusie stali

nym /p.nowoczesną konstrukcję Demag r.62<sup>d</sup>/i mające przekładnie zębata ze stali chromoniklowej. Są one jeszcze mniejsze, niż przedstawione na Tb.XXXI rys.222 p. oznaczonym tam błędnie jako rys.223 c.

Jeżeli wciągarka przeznaczona jest do przesunięć niewielkich, to może być sterowana z dołu z pomocą linek, zwieszających się w dół od nastawnic. Jeżeli jednak wciągarka ma obsługiwać znaczne odległości, czyli jest już kolejką wiszącą, to przy wózku umieszcza się siedzenie dla kierowcy, a jeżeli wciągarka jeździ na zewnątrz budynków, to nawet zakrytą budkę. Bliskie co do konstrukcji są kolejki elektryczne wiszące z wagonetkami, jeżdżące samoczynnie bez kierowcy. Zaliczyć je trzeba już do dziedziny przencśnic. Do celów przeładunkowych stosowane są niekiedy kolejki wiszące z chwytakami /p.niżej/. Opis jednych i drugich znaleźć można w dziele: Aumund "Hebe-Förderanlagen" lub v.Haufstengel "Die Förderung von Massengütern".

c/ Wciągarki dwuszynowe stanowią część składową suwnic. Tu również napęd elektryczny strzymują oba ruchy: podnoszenie i przesuwanie, albo też tylko podnoszenie jest elektryczne, przesuwanie zaś ręczne. Nastawnice znajdują się, albo na wciągarkach i wtedy sterowane są z dołu za linki przez tego, kto potrzebuje pomocy suwnicy; dotyczy to, oczywiście, pracy niezbyt intensywnej i niezbyt dużego pola obsługi;-albo też wszystkie nastawnice ustawione są w końcu na jednym końcu mostu suwnicy, i steruje nimi specjalny stały kierowca, na to miejsce



w suwnicach, przeznaczonych dla częstszej pracy i większego pola działania.

Prąd do silników, znajdujących się na wciągarce, zmieniającej położenie, dochodzi przez pośrednictwo gołych przewodników, rozpiętych wzdłuż mostu suwnicy, po których to przewodnikach ślizgają się odbieracze prądu /p.niżej cz.IV/.  $\sqrt{U}$  wciągarok suwnic sprawa swartości konstrukcją nie narzuca się z tą koniecznością, jak u wciągników, dlatego nie zachodzi potrzeba stosowania materiałów wysokowartościowych. Wyróżniają się dwa kierunki w konstrukcji: ustroje niemieckie mają ostojnice z żelaza kształtowego, ustroje amerykańskie - ostojnice stalowo-lane, służące jednocześnie za skrzynki do przekładni zębatych. Na Tb.XXIX rys.223 b, Tb.XXX rys.223 a oraz Tb.XXXI rys.223 c przedstawione są typowe konstrukcje niemieckie.

d/ Suwnice elektryczne. Pierwsze suwnice elektryczne budowano dawniej z jednym tylko silnikiem, który biegł nieustannie, wprowadzając w ruch wałek główny, od którego szeregiem sprzęgieł wprawiano w ruch poszczególne mechanizmy suwnic: do podnoszenia ciężaru, przesuwania wózka i przesuwania mostu; fotografie tych suwnic p.Böttcher "Kräne" str.52 i 54. Ustrój ten, jako skomplikowany, używający się i mało sprawny w działaniu, zarzucono. Obecnie buduje się suwnice trzysilnikowe z oddzielnym silnikiem do każdego z ruchów. Suwnice

pracujące często i szybko przejeżdżające, to w tę, to w drugą stronę hali, kierowane są przez specjalnego kierowcę i nastawnice mieszczą się w koszu na końcu mostu. Sawnice pracujące wolniej i mniej często mogą być kierowane z dołu za linki. Nastawnice umieszcza się wtedy przy właściwych silnikach. Rzadko, dla małointensywnej pracy, niektóre tylko z nich, najczęściej podnoszenie, mają napęd elektryczny, gdy inne poruszane są ręcznie. Na Tb. XXXII rys. 233, Tb. XXXIV rys. 234 i na Tb. XXXIV rys. 236 przedstawione są typowe przykłady konstrukcji mostów suwnic.

a/ Żórawie elektryczne są typem dźwigniocy mniej unormowanym, niż suwnica. Ustrój żórawia i jego system zależy wielce od warunków, w jakich ma pracować. Typy specjalne rozpatrzone będą niżej. Do typów zaś powszechniejszych należy: 1. żóraw magazynowy na wzór rys. 49 a z wciągnikiem elektrycznym, zwieszonym na dziobie żórawia, 2. żóraw pomocniczy do warsztatów obróbki lub do odlewni na wzór rys. 49 b z wciągarką przesuwaną elektryczną na ramieniu żórawia; 3. żóraw wolno stojący podwórzkowy na wzór rys. 51 c, ma on trzy mechanizmy elektryczne; do pod-

noszenia, przesuwu wciągarki i do obracania zórawia.

8. Wciągniki elektryczne do podnośników, są w konstrukcji swej pokrewne mechanizmom podnoszącym we wciągarkach suwnio posiadają jednak pewne odrębności. Wciągarki bębnowe mają bęben, do którego przyoczeplone są liny od kosza ciężarowego i od przeciwwagi; między silnikiem a bębniem mają przeważnie jedną przekładnię ślimakową i zaopatrzone są w hamulec zatrzymujący, który zwalniany jest w czasie biegu, a zapada przy zatrzymywaniu ruchu; mają specjalne rozruszniki do nadawania ruchu, sterowane mechanicznie lub elektrycznie, zależnie od systemu sterowania /linkowy, przyciskowy, elektryczny/, mają poza to krańcowe wyłączniki oraz przy sterowaniu elektrycznym - specjalne mechanizmy do zatrzymywania w nastawionym zgóry punkcie, zależnie od potrzeby przejazdu kosza na to lub inne piętro. Najnowszym kierunkiem w budowie wciągarek do podnośników jest zamiast bębniów stosować wzorem Ameryki wielorowkowe koła frykcyjne, ciągnące liny tylko dzięki przyoczeplności. Budowa podnośników /wciągarek-

ki, kosze, wszelkie zabezpieczenia, sterowanie/, stanowi odrębny skomplikowany dział techniki dźwignic, nie może być i nie będzie w tych wykładach szczegółowo rozpatrywana. Krótki treściwy opis podstaw znaleźć można u Dubbel'a "Taschenbuch für Maschinenbau". Stronę konstrukcyjną szeroko traktuje dzieło H. Bethmann "Der Aufzugbau". Stronę elektryczną i najnowsze kierunki R. Grier-son "Electric Elevator Equipment for Modern Buildings".

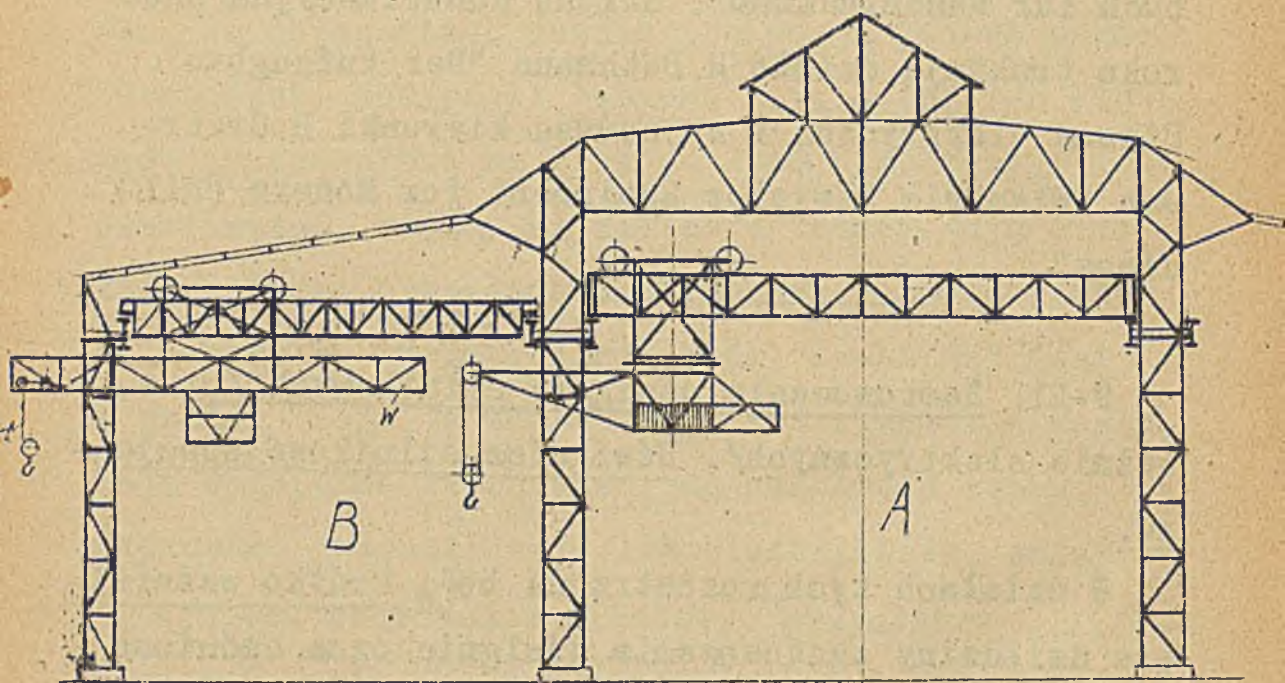
9-21. Zastosowanie dźwignic silnikowych /prze-  
ważnie elektrycznych/. Dźwignice silnikowe specjal-  
ne.

W działach tych rozpatrzone będą krótko ważniej-  
sze dziedziny zastosowania dźwignic oraz omówione, typy specjalne na tle potrzeb.

9. W odlewniach. W przeciętnej hali odlewniczej, należycie urządzonej, znajdujemy: a/ w oddziale do robót cięższych, wymagających długiej pracy dźwignicy przy formowaniu jednego przedmiotu: zórawie przy filarach hali konstrukcji omówionej wyżej /7, e, rys. 49 b/; prócz tego b/ jedną lub więcej suwnicę do przewożenia kadzi z żelazem; c/ w oddziale dla

robót mniejszych, wymagających mniej pracy, tylko suwnice. W odlewniach wielonawowych fabryk wielkich dla ciężkich przedmiotów spotkać można:

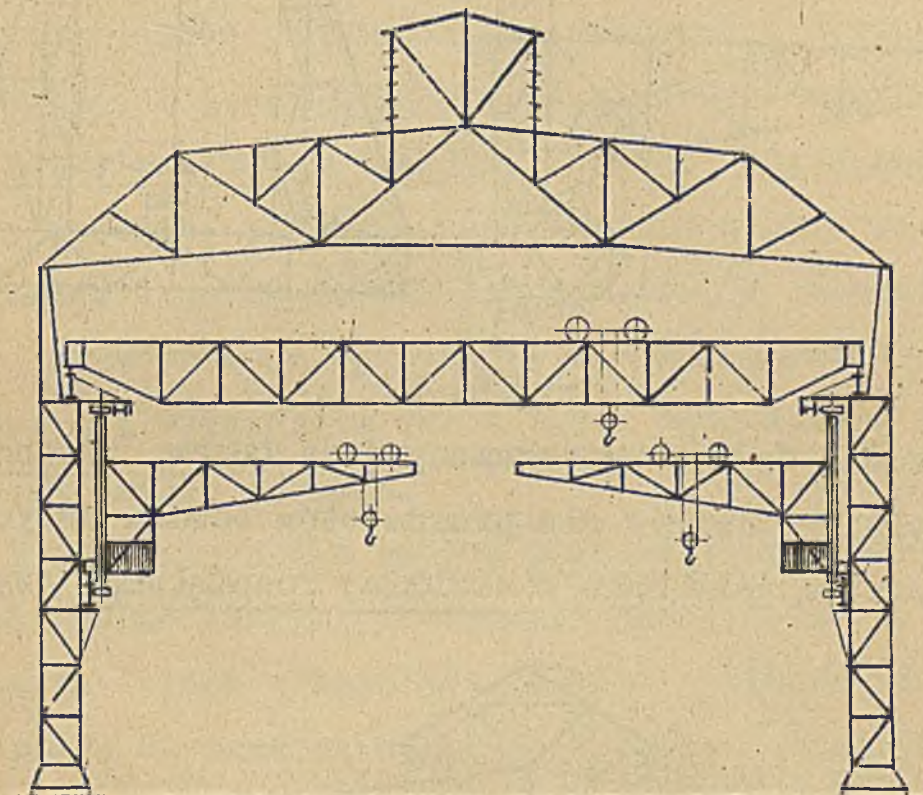
a/ Suwnice z wciągarką przesuną, zaopatrzoną w żóraw /krócej: "Suwnice z żórawiem" rys.63, które



Rys. 63.

umożliwiają komunikację ciężarów między nawą główną a boczną, jak również obsługiwanie terenu pomiędzy nawą główną a boczną; wciągarka z żórawiem ma tu, oczywiście, trzy mechanizmy: podnoszenia, obracania żórawia, przesuwu wózka; b/ Dźwignice przesuwne wspornikowe, lepiej "Suwnice ścienne" /rys.64 a/ - dźwignice w postaci wspornika, jeź-

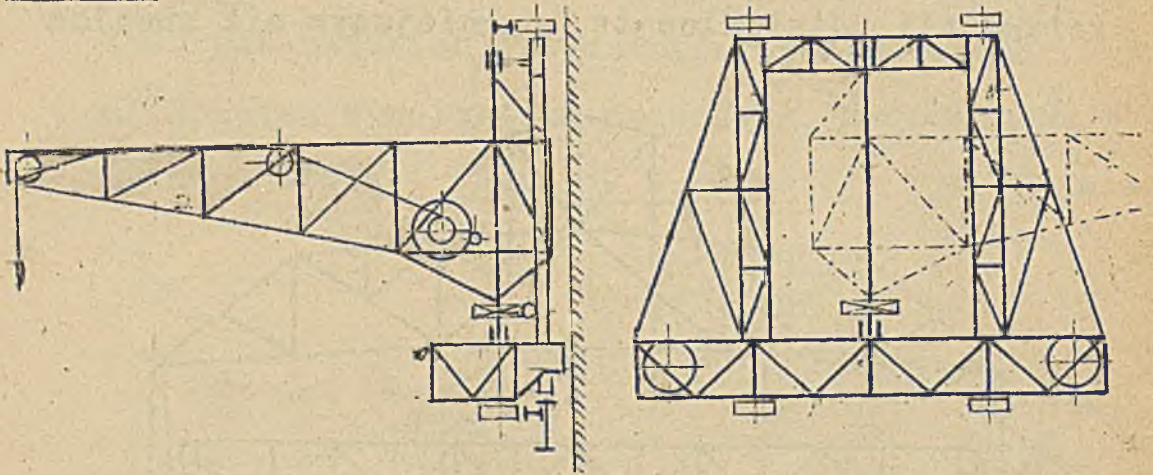
dzące pod suwnicą główną, po torze ułożonym wzdłuż ścian hali; dźwignice te, o mniejszym niż suwnica



rys. 64 a.

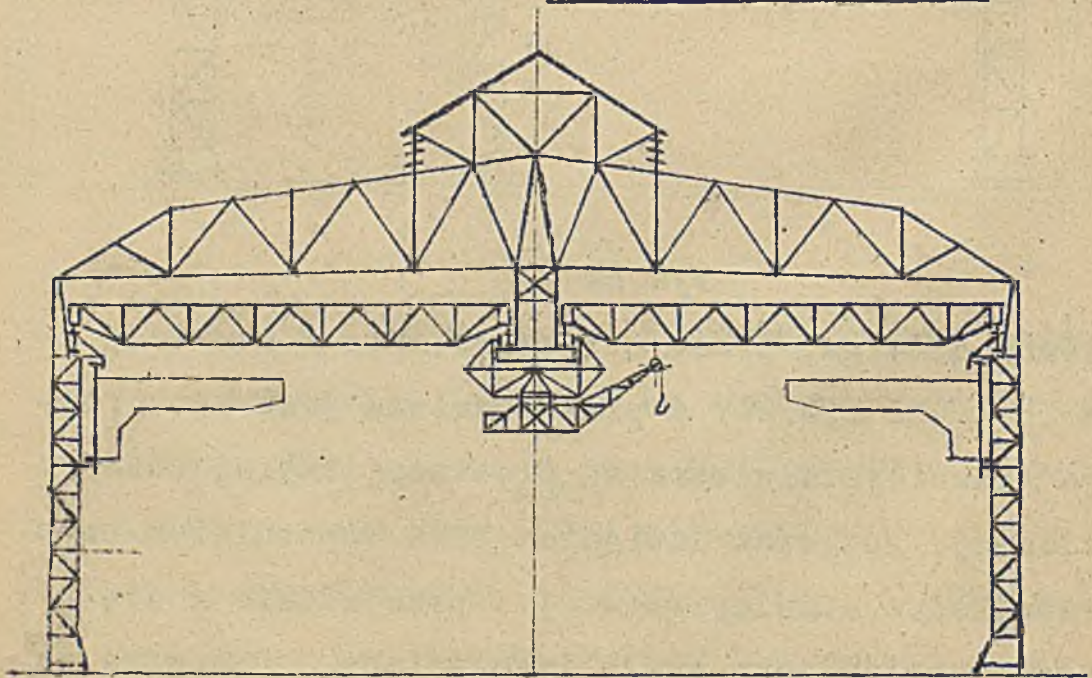
główna udźwigu, pracują równorzędnie z suwnicą; na Tb. XXXVI rys. 257 a przedstawiona jest konstrukcja /dawniejsza, nowsze są prostsze/ takiej suwnicy ściennej. Ponieważ dźwignica taka wspornikiem swym przeszkadza suwnicy głównej w przejeździe z ciężarem, znajdującym się blisko ściany, stosowane są źorawie przesuwane ścienne, krócej źorawie po-

ścienne /rys.64 b/, w których na wozie przesuwającym



rys.64 b.

się wzdłuż ściany umieszczony jest żóraw. Nowoczesne wielkie odlewnie dla przedmiotów bardzo dużych budowane są jako hale o wielkiej rozpiętości /rys.65/;



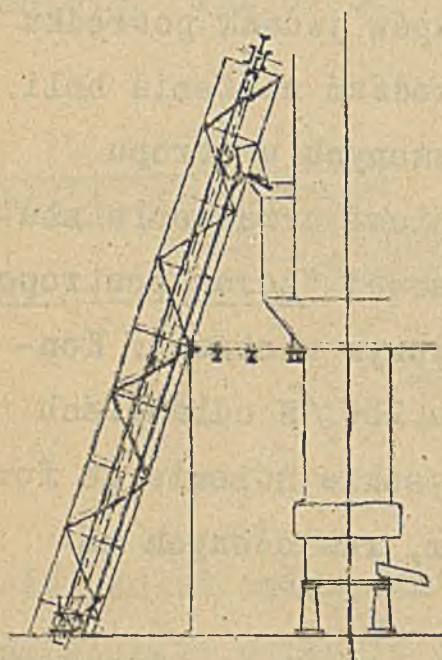
rys. 65.

hale takie pod względem obsługi dźwigniowej podzielone są na dwie połowy, bez słupów jednak pośrodku hali, aby słupami temi nie zagradzać naziemia hali. Suwnice jeżdżą po torach zawieszonych u stropu /rys.65/, a pozatem jako pomocnicze urządzenie służy źóraw przesuwny wiszący, inaczej "źóraw postropowy", jeżdżący po torze, zawieszonym u stropu. Konstrukcja jego na Tb.XXXVIII rys.259. W odlewniach rur stosowane są specjalnie wysokie źórawie do formowania i wyjmowania rur z form, rozłożonych na okręgu wokoło źórawia.

W odlewniach dla małych przedmiotów, a stosujących wzorem Ameryki ułatwienia mechaniczne do rozwożenia żelaza z kupolaka, zamiast przenoszenia ręcznego używane są niekiedy kolejki jednoszynowe wiszące, ręczne /rys.44 o i 44 d/. System ten wymaga całej sieci torów, ale oczywiście odlewanie jest szybsze, niż byłoby przy pomocy jednej suwnicy. - Jako przyrządy pomocnicze przy formowaniu stosowane są tam wciągniki pneumatyczne.

Do wrzucania namiaru/surówki, druzgu, koksu i topników/do żeliwiaków/kupolaków/ w odlewniach starszych stosowane są podnośniki ręczne lub elektryczne pionowe do wciągania wózków na pomost przy żeliwiaku; wrzucanie w tym wypadku skuteczniejsze





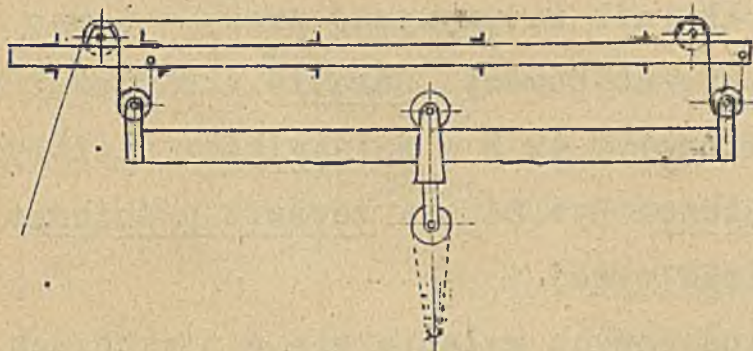
rys. 66.

jest przeważnie ręcznie, kawałek po kawałku. W odlewniach nowszych stosowany jest podnośnik /wyciąg/ pochyły, który wciąga wózek i przechylając do wrzuca samoczynnie zawartość wózka do żeliwniaka /rys. 66/.

W wypadku dostarczenia namiaru z dalszej odległości wskazanem jest zastosować kolejkę wiszącą elektryczną.

na. Literatura dźwigni w odlewniach: Osann "Eisen- u. Stahlgiesserei", Dubbel "Taschenbuch für den Fabrikbetrieb", Hütte "Taschenbuch für Betriebs- ingenieure", Hänchen "Das Förderwesen der Werk- stättenbetriebe". -

10. W kuźniach do cięższych robót najpożytecz- nejszą dźwignią, podającą przedmiot z pieca pod młot lub tłocznię i pomagającą przy trzymaniu przed- miotu, jest zóraw stały na skupie na wzór konstruk- cji 51 c. W kuźniach dla bardzo ciężkich robót stosowane są również suwnice. Tak zóraw, jak i suw-



rys. 67.

nice powin-  
ny być za-  
opatrzone  
w specjalne  
trzymadła  
łańcuchowe,  
pozwalające  
na obracanie

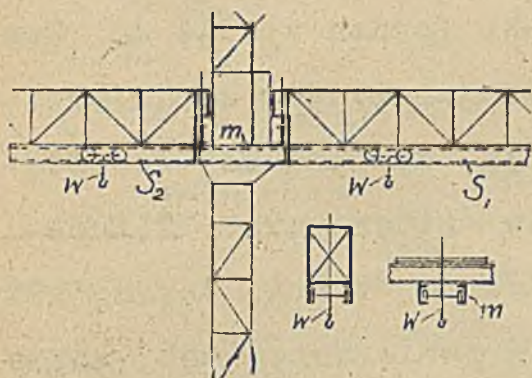
przedmiotu przy kuciu. Żurawie mają przytem urzą-  
dzenie, pozwalające na przesuwanie przedmiotu  
/rys. 67/.

11. W halach obróbki i montażu. Stosowane są  
najróżnorodniejsze dźwignice, zależnie od wielko-  
ści przedmiotów przenoszonych, od wymagań wzglę-  
dem transportu i od charakteru budynku. Odróżniać  
należy transport wiszący, gdzie przenoszenie od-  
bywa się po torze zawieszonym, i naziemny, gdzie  
dźwignica przesuwa się po podłodze.

a/ Transport wiszący potrzebny jest w halach,  
gdzie obrabiane są i montowane przedmioty ciężkie,  
które podnosić trzeba mechanicznie. Najczęstszymi  
do tego są suwnice, służące do podnoszenia i prze-  
noszenia przedmiotów i do pomocy przy zakładaniu

na obrabiarki. Ponieważ przy zakładaniu tem suwnica jest uwięziona, aby nie zatrzymywać pracy w innym miejscu stosuje się do pomocy: źórawie stałe przy filarach hali na wzór rys.49 b z wciągnikami elektrycznymi, suwnice ścienne Rys.64 a i źórawie pościenne rys.64 b , omówione wyżej.

W halach wielonawowych wyłania się w niektórych procesach obróbki potrzeba przenoszenia z hali do hali. Do celu tego służą suwnice z źórawiem /rys.63 hala A/ suwnice z wysuwanyim wsięgnikiem w /rys.63 hala B/, po którym jeździ wciągarca d , wreszcie pościenne źórawie wiszące, konstrukcja którego przedstawiona jest na Tb.XXXVII rys.257 w Zbiorze rysunków do niniejszych wykładów; w ustroju tym na wozie, przesuwającym się po górnych przesłach ściany międzynawowej, zawieszony jest źóraw, mogący przy obrocie przenieść przedmiot z jednej nawy do drugiej. Wszystkie te trzy dźwignice przedstawiają ustroje kosztowne, pozatem przy ewentualności dalszego, po przeniesieniu z nawy do nawy, transportu, wymagają przeczepienia transportu z haka dźwigniocy w nawie pierwszej na hak dźwigniocy w nawie drugiej. Tańszym i nie wymagającym tego przeczepiania jest system suwnic z wciągarca przejezdna /rys.63 a/. W systemie tym mosty suwnic



mają tor dla wciągarki  $W$  wewnątrz u dołu mostu; w pewnych odstępach umieszczone są pomiędzy nawami mostki przejazdowe  $m$ ; dzięki temu wciągarka może przejechać po

rys.63 a.

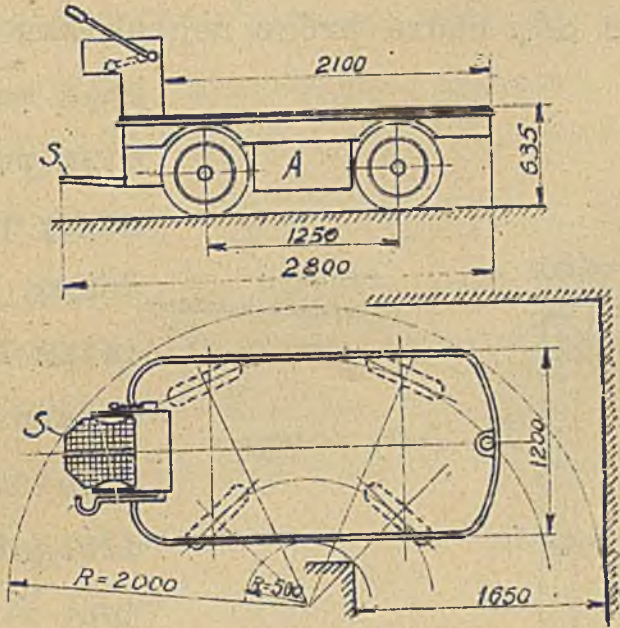
mostku tym z suwnicy  $S_1$  hali pierwszej na suwnicę  $S_2$  hali drugiej bez przeczepiania ciężaru. —

W pomieszczeniach niskich, nie pozwalających na założenie suwnicy, okazać może przysługę źóraw przesuwny jednoszynowy elektryczny, na wzór rys.53, jeżdżący po torze położonym pośrodku sali. Na Tb. XXVIII rys.206, przedstawiona jest konstrukcja takiego żórawia. Oczywiście żóraw taki służyć może również do obsługi dwóch sąsiadujących niskich naw.

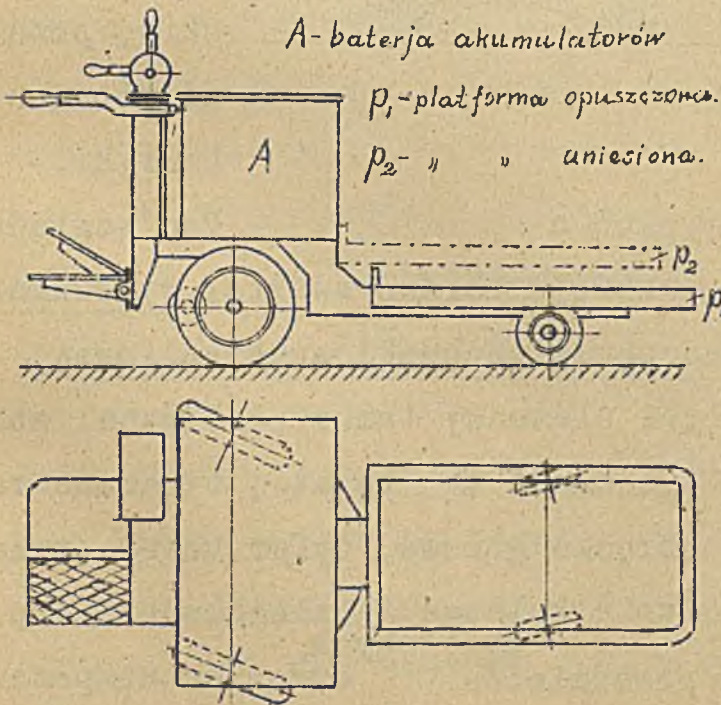
W wytwórniach, które prowadzą masową produkcję, obrabiarki ustawiane są możliwie jedna za drugą w takiej kolejności, jakiej wymaga proces obróbki przedmiotu. Transport i pomoc przy zakładaniu można osiągnąć przy tym systemie za pomocą kolejek wiszących ręcznych z wciągnikami przesuwными. W Ameryce sto-

sowane są do tego kolejki f-ki Louden rys.44 d. Ten system obróbki i transportu należy już do dziedziny t.zw. "produkcji płynnej", wspomnianej we wstępie do niniejszych wykładów /Literatura: "Fließarbeit" dzieło zbiorowe wydanie "V.D.I. Verlag"1926/.

b/ Transport naziemny. W pomieszczeniach, gdzie obrabiane są i montowane przedmioty lekkie, które mogą być podnoszone ręcznie, względnie poza to niewiele przedmiotów cięższych, niema potrzeby wprowadzania transportu wiszącego na suwnicach, które wymagają wyższego i droższego budynku, stosuje się natomiast transport naziemny, przytem, ponieważ chodzi o dostęp do każdego miejsca - transport bezszynowy. Używane są więc do tego celu: 1/ W pomieszczeniach niewielkich i dla niezbyt intensywnej pracy: wózki unoszące ręczne /rys.55 d/; dla przenoszenia przedmiotów /bez wyładowywania/; dla pomocy zaś przy zakładaniu na obrabiarki-ręczne wciągarki słupowe /rys.55 e/; 2/ W pomieszczeniach obszernych i dla pracy intensywnej: wózki elektryczne /rys. 68 a/, pędzone energją, zawartą w baterji akumulatorów  $A$ , bardzo zwrotne /wszystkie 4 koła skrętne/, na gumowych obręczach, prowadzone przez kierowcę, stojącego na stopniu  $S$ , - przedmioty trans-



rys. 68 a.

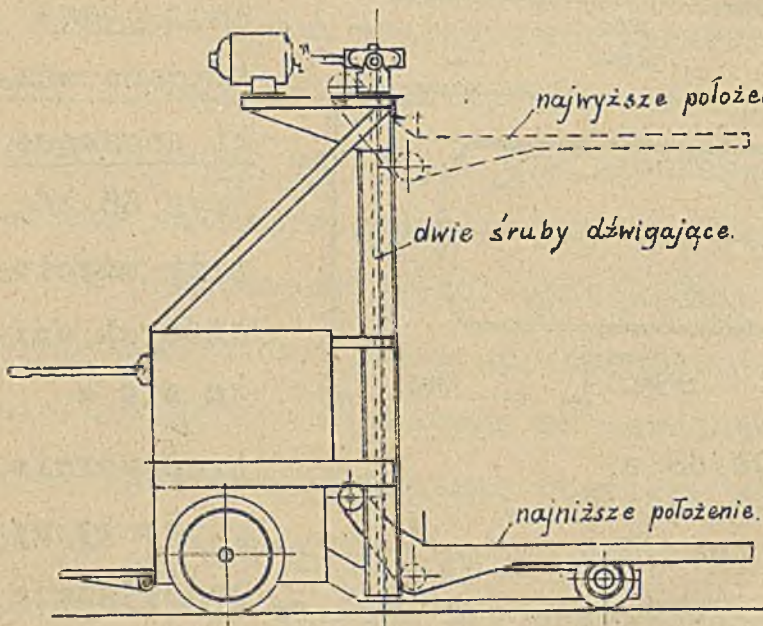


rys. 68 b.

portowane  
trzeba nakła-  
dać i zdejmować; elek-  
tryczne wóz-  
ki unoszące  
/rys. 68 b/,  
przy użyciu  
których uni-  
ka się w

transporcie  
potrzeby wy-  
ładowywania,  
mające prócz  
mechanizmu  
jazdy mecha-  
nizm unoszący  
platformę;  
wreszcie dla  
transportu i  
podnoszenia  
na obrabiarkę  
elektryczne  
podnośniki

przewożące /rys.68 c/, które prócz mechanizmu jazdy



mają mecha-  
nizm podno-  
szący plat-  
formę. Dzie-  
dzina tych  
ostatnio wy-  
mienionych  
dźwignie  
jest nowość-  
cią na tere-  
nie europej-  
skim, prze-  
niesioną z  
Ameryki. -

rys.68 c.

Pod względem

konstrukcji są to ustroje bardzo zwarte; wykorzysta-  
no tu całe doświadczenie techniki automobilowej,  
stosując materiały i elementy tam wypróbowane: stale  
chromniklowe na przekładnie zębate, tłoczone ra-  
my i tarcze kół, obręcze gumowe, dyferencjał, prze-  
guby Cardan'a, łożyska kulkowe i wałeczkowe i t.p.

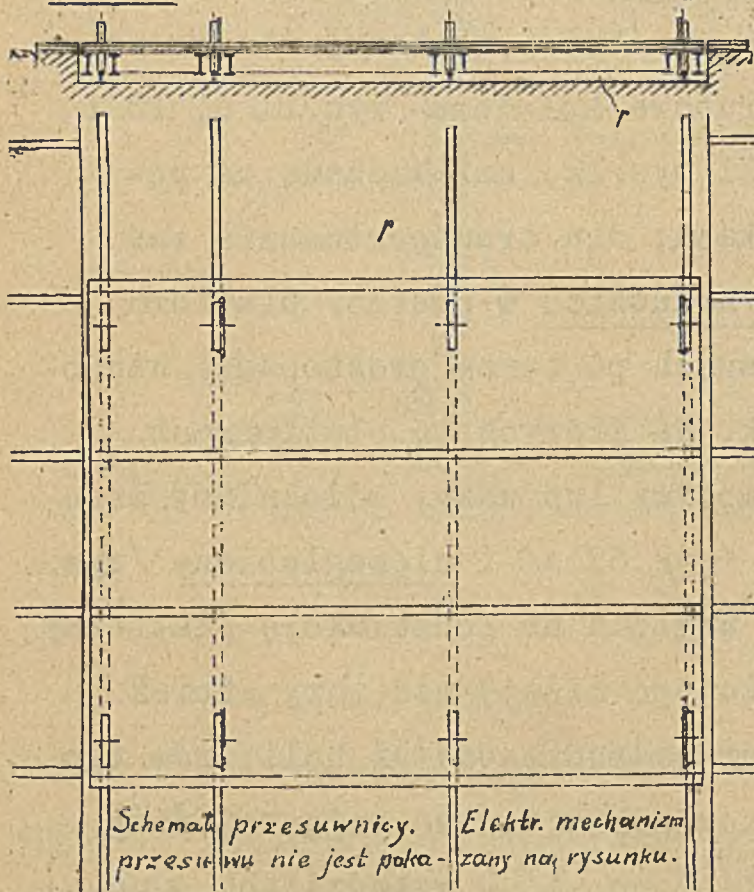
Wytwórnice do przedmiotów mniszejazych budowane są prze-  
ważnie jako piętrowe. Dla transportu między piętrami

służą podnośniki /pionowe wyciągi/ koszowe /p.wyżej B. 4, a i 8/. — Literatura: Hänchen "Das Förderwesen der Werkstättenbetriebe", C.T. Buff "Werkstattbau".

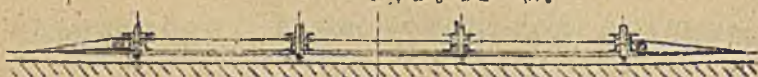
12. W naprawniach kolejowych i wytwórniach lokomotyw i wozów kolejowych, poza dźwignicami takimi, jak w innych halach obróbki i montażu, stosowane są: a/ Dźwigniki śrubowe kolejowe- rys.11 a, 13 i Tb.II rys.11, Tb.III rys.12, umieszczane na poszczególnych stoiskach; dla transportowania zaś między stoiskami przesuwnice w postaci platform mostowych, przesuwanych po torze prostopadle ułożonym do torów stoisk, na których to platformach przewożone są lokomotywy lub wozy; odróżniamy przesuwnice zagłębione /rys.69 a/ i niezagłębione /rys. 69 b/; pierwsze ze względu na konstrukcję platformy, wymagają toru położonego niżej, niż tory stoisk w rowie  $r$ , przeprowadzonym wzdłuż hali; rów ten przeszkadza innej komunikacji, nie mają tej wady przesuwnice niezagłębione. b/ W wytwórniach zaś nowszych specjalne suwnice lokomotywowe i tendrowe. Suwnice lokomotywowe są różnych systemów: w wypadku, gdy stoiska położone są równolegle jedno obok drugiego na poprzek hali, suwница składa się z jednego mostu z dwiema wciągarkami na nośnicach, mającemi



taki ustrój elektryczny, że podnoszenie obu końców lokomotywy odbywa się równo z jednaką szybkością; w wypadku, gdy stoiska położone są wzdłuż hali, suwnica składa się z zespołu dwóch oddzielnych suwnic, z których każda może pracować oddzielnie



rys. 69 a.




rys. 69 b.

do celów ogólnych, do podnoszenia zaś lokomotyw obie suwnice łączone są mechanicznie i elektrycznie w jedną całość, - sterowanie prowadzi się wtedy z jednego końca w ten sposób, że obie wciągarki obu suwnic jednocześnie i z jednaką szybkością uskuteczniają

podnoszenie lokomotywy. / Literatura Aumund "Hebe u. Förderanlagen", Dub "Kranbau", Barkhausen i inni "Eisenbahnmaschinen der Gegenwart" II Abschnitt. -

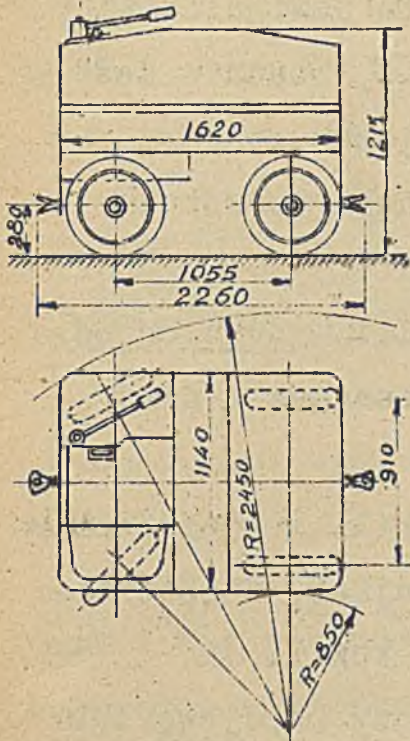
Usiłowaniami konstruktorów jest budować takie konstrukcje, któreby podciągały lokomotywę jaknajwyżej w stosunku do toru suwnic, aby tym sposobem budynek był jaknajniższy, a przeto tańszy. Przykład tych usiłowań p. czasopisma: Maschinenbau Mai 1926 str. 463 i 464, V.D.I. 1926 N. 9 str. 302.

13. W halach do wytwarzania konstrukcji żelaznych poza suwnicami wielką przysługę oddają przy nowoczesnym systemie roboty suwnice ścienne /rys. 64 a/. Przy tym systemie w konstrukcji, składającej się przeważnie z kształtowników zdwojonych np.  znaczone są tylko otwory na kształtowniku górnym oraz niektóre tylko otwory na kształtowniku dolnym i w blachach węzłowych, a mianowicie tylko otwory potrzebne do prowizorycznego powiązania konstrukcji śrubami. Po powiązaniu takim, wiertarkami elektrycznymi, zawieszonymi na wymienionych suwnicach ściennych, wierce się otwory naskroś przez oba kształtowniki i blachę węzłową. Hale do wielkich konstrukcji mostowych budowane są podobnie, jak rys. 65 i znajduje wtedy zastosowanie żóraw postropowy.

14. a/ W magazynach zamkniętych dla przedmiotów układanych na półkach stosuje się drabinki przesuwne i wciągarki ręczne przesuwne dla lekkich przedmiotów, dla cięższych zaś wciągarki elektryczne i słupowe podnośniki przesuwne, jak rys. 57 b, tylko znacznie wyższe, często z wysuwaniem /jakby teleskopowo/ słupem. Do rozwożenia po magazynie rozległym i do przewożenia z magazynu do hali obrabiarkowej używane są niekiedy kolejki elektryczne wiszące, sterowane przez kierowcę jeżdżącego z wciągarką.

b/. Dla transportu między poszczególnymi oddziałami fabrycznymi stosuje się również wymienione wyżej /11, b, 2/ wózki naziemne elektryczne. W fabrykach nowoczesnie urządzonych kursują one jak regularne pociągi, według określonego rozkładu. Przy wielkich transportowanych ilościach, zamiast oddzielnych platformowych wózków stosuje się elektryczne akumulatorowe ciągnice /traktory rys. 63 d/, które ciągną za sobą szereg przyczepnych bardzo zwrotnych wózków platformowych.

c/ Na placach składowych stosuje się przeważnie surnice, jeżdżące po torze górnym, położonym z obu stron składu. Dla uniknięcia przeładowań skład taki umieszcza się najlepiej na przedłużeniu hali fabrycznej, a surnica ma możliwość wjazdu



Rys. 68 d.

do hali i odwrotnie. Stosu-  
zamiast suwnicy  
jąc dźwignicę bramową prze-  
suwną unikamy toru górnego  
co jest oszczędnością, pozba-  
wiamy się natomiast bezpo-  
średniej, bez przeczepiania,  
komunikacji z halą.

15. W stalowniach stosowa-  
ne są różne dźwignice specjal-  
ne do spełniania różnorodnych  
prac, wykonywujące ruchy zło-  
żone i posiadające specjalne  
uchwyty.

a/ Do czerpania żelastwa z wagonów i ze składu  
i do przewożenia żelastwa tego do prasy - suwnice  
z uchwytem elektromagnetycznym opisany niżej  
/rys.70/, lecz zaopatrzonym często w cztery długie  
kły żelazne dla zwiększenia zdolności chwytania.

b/ Do wrzucania namiaru do pieców martenowskich -  
dźwignice wrzucające namiar, które drągiem chwyto-  
wym chwytają samoczynnie skrzynki z żelastwem, usta-  
wione naprzeciw pieców, wsuwają je do pieca, tam wy-  
wracają, wysypując ich zawartość, wysuwają skrzynkę  
z powrotem z pieca i składają skrzynki na miejsce

poprzednie. Dawniej umieszczano te dźwignice na wozach jeżdżących po podłodze hali, obecnie zaś wykonywane są one jako suwnice, jeżdżące górami, co jest o wiele lepsze, bo podłoga hali pozostaje wolną.

c/ Do wlewania staliwa do kokili - suwnice odlewnicze, przenoszące kadź i wylewające z niej staliwo.

d/ Do wytłaczania bloków z kokili i zdejmowania kokil z bloków - suwnice zdejmujące, zaopatrzone w specjalne cęgi do ohwywania kokili.

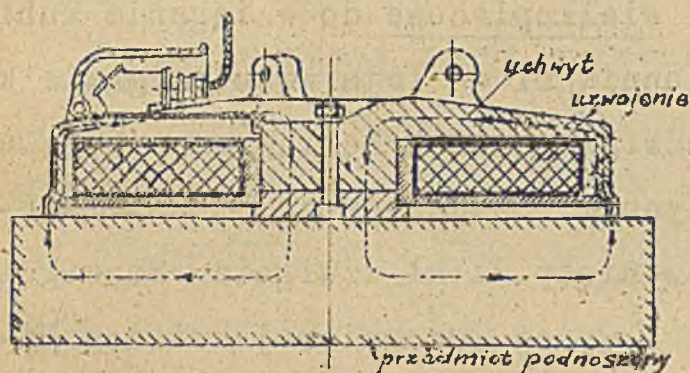
e/ Do ładowania bloków na wozy kolejowe lub do przenoszenia ich do hali z kotlinami, przechowywanymi bloki gorące - suwnice przenoszące z żórawiem lub bez, zaopatrzone w cęgi jak wyżej.

f/ Do wkładania i wyjmowania bloków z kotlin przechowywujących - suwnice kotlinowe, zaopatrzone w cęgi do bloków i w urządzenia do podnoszenia pokryw kotlin.

g/ Do wkładania bloków do pieców nagrzewających i wyjmowania - suwnice blokowe, zbudowane podobnie jak suwnice do wrzucania namiaru.

h/ Suwnice składowe na placach składowych i wewnątrz walcowni do układania i ładowania gotowych wyrobów: szys, kształtowników, rur, blach. Tu do

chwywania przedmiotów zastosowano z powodzeniem uchwyty elektromagnetyczne /rys. 70/, które chwytają



z łatwością każdą żelazny przedmiot wszelkich kształtów. Dla bezpieczeństwa przy przenoszeniu przedmiotu podnoszo-

Rys. 70.

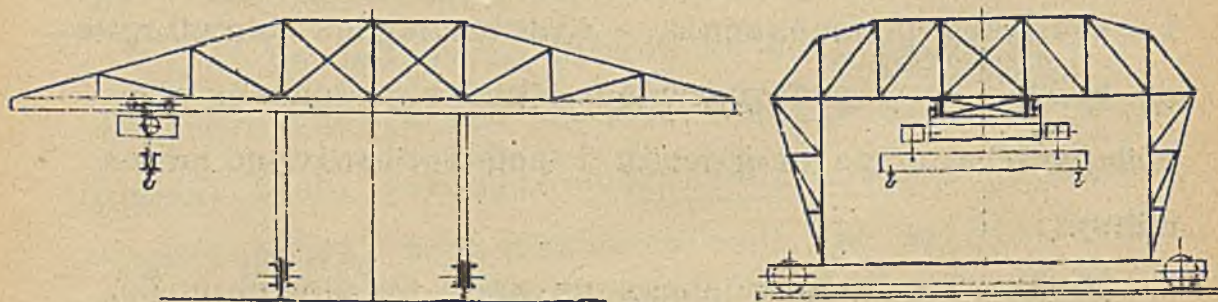
nego i aby nie zużywać prądu na trzymanie przedmiotu w czasie przenoszenia - elektromagnes zaopatrywany niekiedy bywa w łapy podtrzymujące, które podsuwają się pod przedmiot po chwyceniu i podniesieniu go przez uchwyt.

1/ Suwnice bramomostowe na wzór opisanych niżej p. 17 b 3 , albo suwnice bramowysięgikowe /rys. 71/ w postaci wysięgającego na obie strony mostu, spoczywającego na nogach, tworzących bramę z przepustem dla wciągarki przesuwnej, dostosowanej do przenoszenia długich belek, szyn i t.p.

Krótki opis dźwigni dla stalowni u Bethmann'a "Hebezeuge"; szczegółowy Aumund'a "Hebe u. Förderanlagen" oraz Michenfelder'a: "Kran u. Transportanlagen für Hütten - Hafen - Werft u. Werkstatt - Be-

triebe".

16. Na hutach do wielkich pieców stosowane są wy-  
ciągi /podnośniki/ wielkopieczowe do wciągania kublów  
z rudą, opalem i topnikami do leja wrzutowego wielkie-  
go pieca. Nowsze dźwigi są pochyłe i wrzucają zawar-  
tość kublów samoczynnie. Dziedzina ta stanowi spe-  
cjalny szeroko rozwinięty dział dźwignic. Szczegóły  
znajdzie czytelnik w wyżej wspomnianej książce Mi-  
chenfelder'a, w tomie II-gim dzieła v. Haufstengel  
"Die Förderung von Massengütern" oraz u Aumund'a  
"Hebe u. Förderanlagen".



rys. 71.

17. Na kolejach oraz na bocznicach fabrycznych  
i placach składowych:

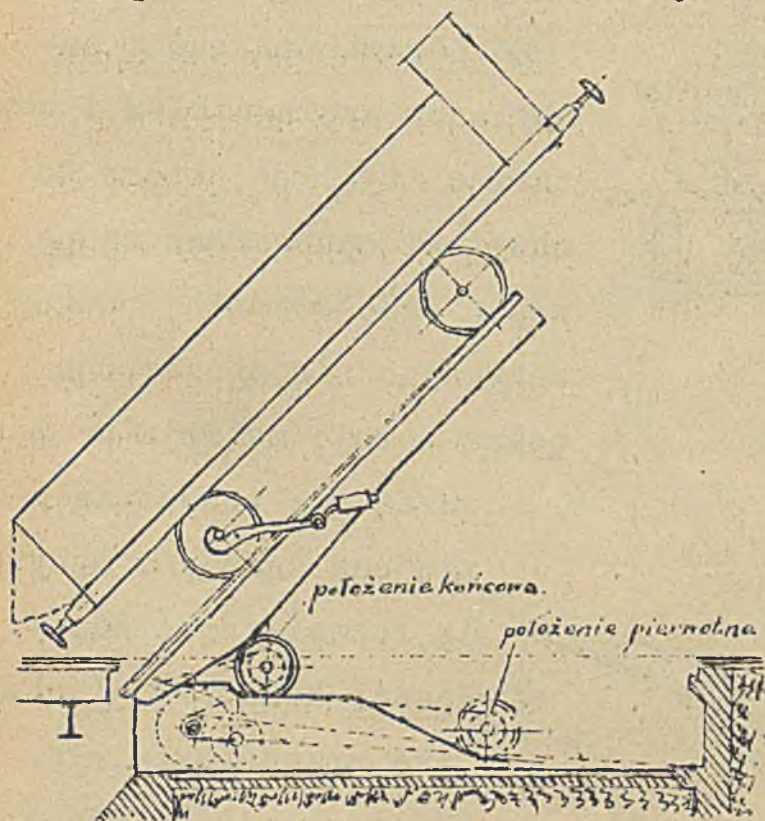
a/ Do przeładowywania skrzyń, bali i t.p. towarów  
kawałkowych niezbyt ciężkich stosowane są żorawie  
przy ścianach składow, podobne do rys. 49<sup>a</sup> z wciągarkami  
ręcznymi lub elektrycznymi; do przeładowywania  
do składu i ze składu oraz z wagonów na wagony,  
auta, wozy i odwrotnie towarów kawałkowych lekkich

i najcięższych /np. maszyny/, dźwignice bramowe stałe /Tabl. VII, rys 56/ lub przesuwne /rys. 56 <sup>a</sup>/ z wciągarkami ręcznymi lub elektrycznymi.

b/ Do wyładunku z wagonów materiałów rozdrobnionych np. węgla i składania tych materiałów na placach, poza przeładownicami, które wkraozają w dziedzinę przenośnio, nie stanowiących tematu tych wy-

kładów, stosowane są:

1/ Wywrotnice wzdłużne /rys. 72 a/ i naboczne /rys. 72 b/, które przechylają wóz w kierunku podłużnym lub nabok i wysypuje jego zawartość do zbiorników,



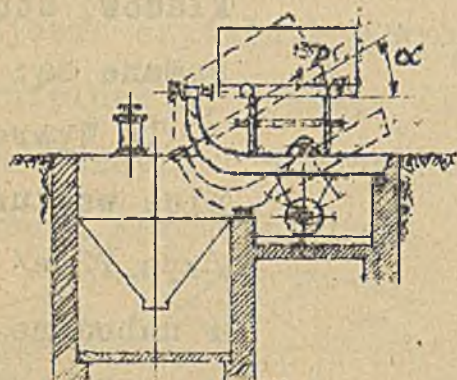
Rys. 72 <sup>b</sup>.

z których wynoszenie odbywa się z pomocą przenośników kubłowych lub pasowych, lub innych urządzeń.

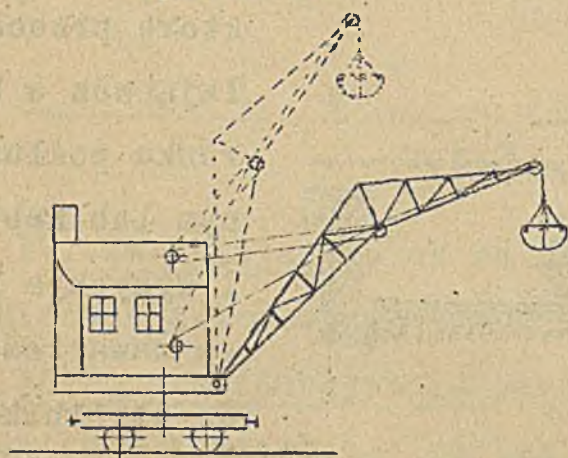
Rys. 72<sup>b</sup> wskazuje wywrotnicę naboczną, dla wozów małych z odchylną ścianą boczną. Ponieważ wozy duże



takich ścian przeważnie nie mają, wywrotnice dla nich muszą wywracać wóz o kąt  $\alpha$  prawie  $= 180^\circ$ , w każdym razie  $\alpha > 90^\circ$ . Dlatego mogą być używane tylko dla tych wozów, które mają łożyska osi smarowane smarem stałym, lub wałeczkowe, gdyż przy łożyskach ze smarem płynnym smar wylewałby się



Rys. 72 -



Rys. 73.

2/ Żórawie parowe z pochylanym wysięgnikiem i chwytakiem /rys. 73/, które to chwytaki opuszczane są na wagon jako otwarte, poczem, zamykając się, zaczerpują pewną porcję materiału, pod-

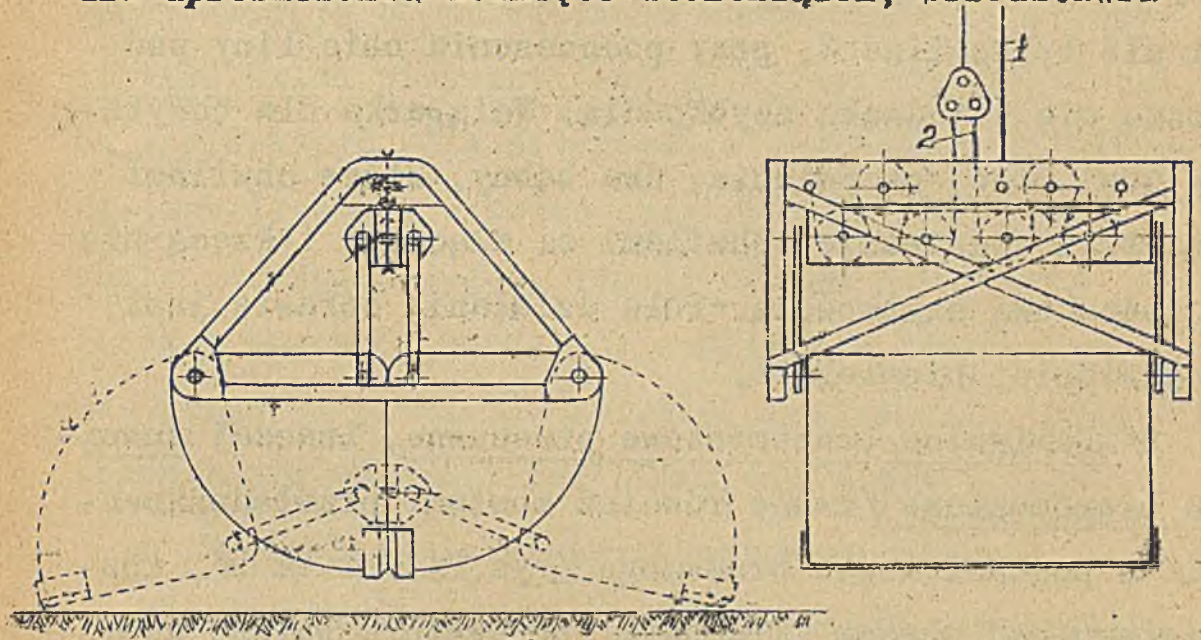
noszą go, przenoszą w miejsce żądane i wysypują, roztwierając się. -

Zasadę konstrukcji chwytaka przedstawia rys.

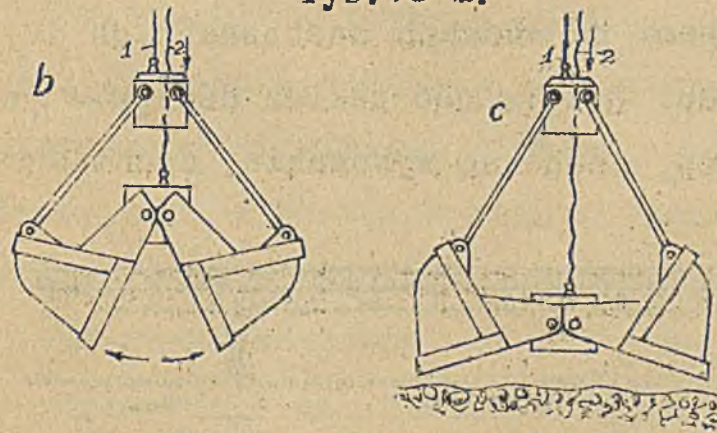
73 a; składa on się z dwóch połów, tworzących w położeniu zamkniętem

jeden kubeł, rama jego zawieszona jest na linie podnoszącej 1, liny 2, nawinięte dla wzmocnienia siły zamykającej na wielokrażek, są organem zamykającym względnie roztwierającym. Rys. 73 bode, na którym

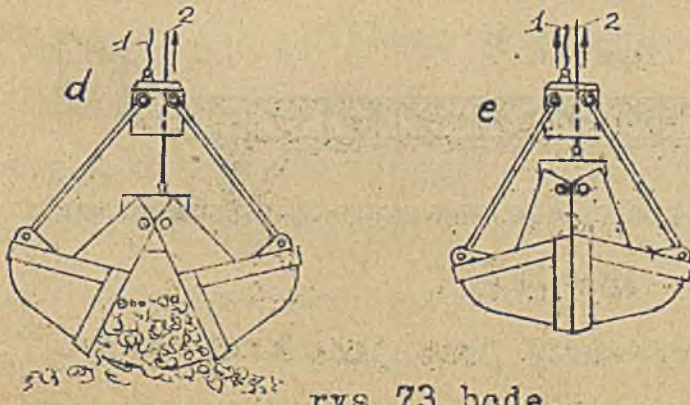
dla wpresszczenia usunięto wielokrażek, przedstawia



rys. 73 a.



stadja roz-  
twierania,  
opuszczania,  
chwytania  
/zamykania/ i  
podnoszenia.

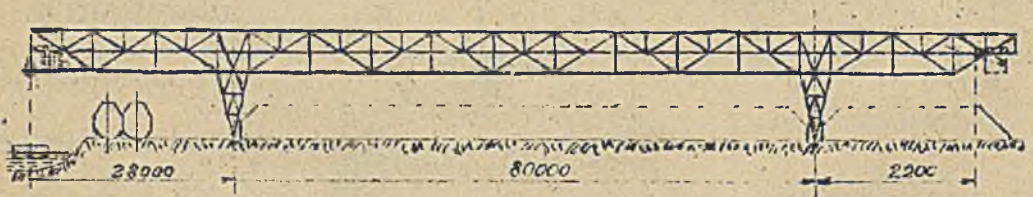


rys. 73 bode.

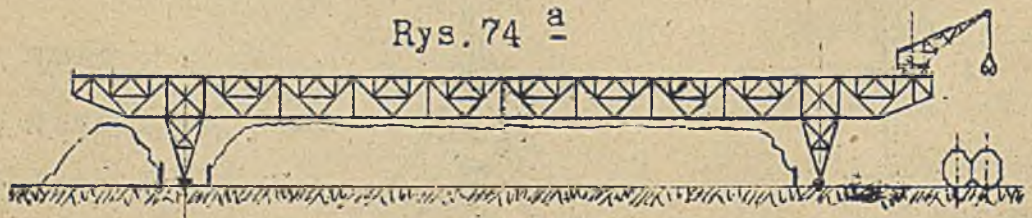
— Przy roz-  
twieraniu li-  
na 1, pozostaje  
nieruchoma,  
lina 2 opusz-  
cza się, przy

opuszczaniu obie liny opuszczają się równo z jednaką szybkością, przy zamykaniu lina 1 nie pracuje, podnosi się tylko lina 2, przy podnoszeniu obie liny podnoszą się z jednaką szybkością. Wciągarzka dla chwytaka musi mieć, oczywiście, dwa bębny, które chwilami działają oddzielnie, chwilami są złączone i kręcą się z jednakową szybkością. - Pole działania żurawia jest, oczywiście, niewielkie.

3/ Dźwignice bramomostowe przesuwne, inaczej suwnice bramomostowe /zwane również mostami przeładunkowymi/ w postaci mostu bramowego /rys. 74 a i 74 b/, rozpiętego nad placem składowym, przeważnie bardzo szerokim i wspartego nogami na wózkach zastosowanych do przejazdu po szynach. Rozpiętość takich dźwignic jest niekiedy bardzo duża, znane są wykonania, dochodzące do



Rys. 74 a



rys. 74 b.

150 m. Dlatego most wykonany jest jako kratownica. Elementem chwytającym, podnoszącym i przenoszącym jest

albo wciągarka przesuwna /rys.74 a/, jeżdżąca we-  
wnątrz mostu, zaopatrzona w chwytak, albo zóraw jeź-  
dzący /rys.74 b/ po wierzchu mostu, również z chwy-  
takiem. Układ pierwszy jest mniej zwrotny niż drugi,  
bo w pierwszym dla skierowania chwytaka w określone  
miejsce trzeba przesuwac cały most /w najlepszym  
razie przesuwac wagon, jeżeli odbywa się przeła-  
dunek z wagonu/, wtedy gdy w układzie drugim drob-  
ne, leżące w promieniu żórawia, nastawienia, usku-  
tecznia się żórawiem bez przesuwania mostu /lub  
wagonu/.

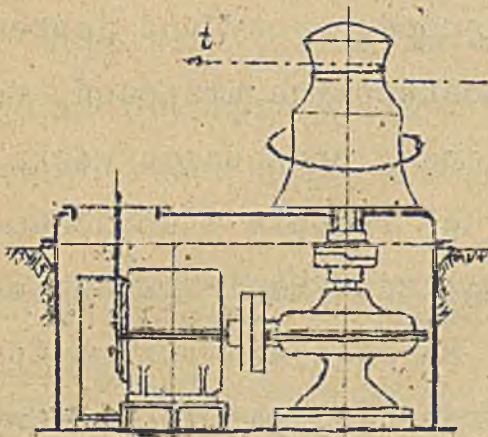
c/ Do nakładania węgla na parowozy służą:

1/. Na stacjach małych zórawie stałe elektryczne  
na wzór rys.51<sup>a</sup> /zórawie ręczne, spotykane jeszcze  
na kolejach, nie mających postępowych urządzeń, są  
nieracjonalne i nieekonomiczne/, podnoszące wózki,  
naładowywane w składzie węgla ręcznie i dopychane  
również ręcznie pod żóraw; naładowywanie składu wę-  
gla jest również ręczne. 2/. Na stacjach dużych żóra-  
wie przesuwne elektryczne /rzadziej parowe/ z chwyta-  
kami, jeżdżące po torze ułożonym na ziemi, albo lepiej  
po torze, ułożonym wyżej na konstrukcji żelaznej.  
Żóraw taki chwyta automatycznie węgiel ze składu,  
przenosi go nad tender i wysypuje, - oczywiście rów-  
nież żóraw ten zaopatruje skład w węgiel, czerpiąc  
z wagonów. 3/. Na dużych również stacjach - sawnice  
bramomostowe, z wciągarką i chwytakiem, o niedużej roz-

piętości, podobne do opisanych wyżej.

d/ Do sporadycznego przeładunku na linii, ewentualnie do uprzątnięcia torów w razie rozbicia się pociągów - żórawie przewoźne kolejowe ręczne opisane wyżej /rys.54d / lub parowe.

e/ Do przetaczania wozów kolejowych na bocznicach, podwórzach fabrycznych, małych stacjach, gdzie ilość przetaczaków nie jest duża i gdzie wobec tego nie opłaca się trzymać parowozu przetaczającego, stosowane są: 1. Przyciągarki szpulowe /rys.75 a/, frykcyjne ze szpulą pionową; tu ciągnięcie liny,



Rys.75 a.

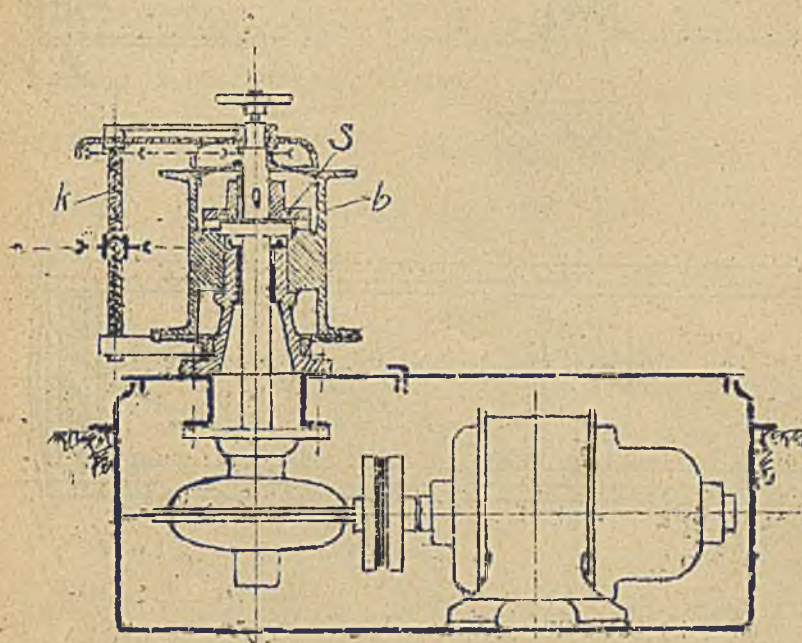
do której dołączony jest przetaczany wóz, odbywa się tym sposobem, że robotnik owija szpulę parokrotnie i podczas obrotu szpuli ciągnie lekko siłą  $t$  zbiegający koniec liny,

naskutek tarcia w ciągu  $T$  rozwija się siła

$$T = t \cdot e^{\mu \alpha} \quad / \text{gdzie } \mu - \text{spółczynnik tarcia, } \alpha$$

kąt owinięcia/ pokonywująca opór wozu, - opór ten pokonywany jest oczywiście wspólnymi siłami: ręki człowieka  $t$  i bębna  $P$ , a mianowicie:  $T = t + P$ .

2. Przyciągarki bębnowe, z przymocowaną do bębna liną, nawijającą się na bęben *b* wielokrotnie /rys. 75 b/,



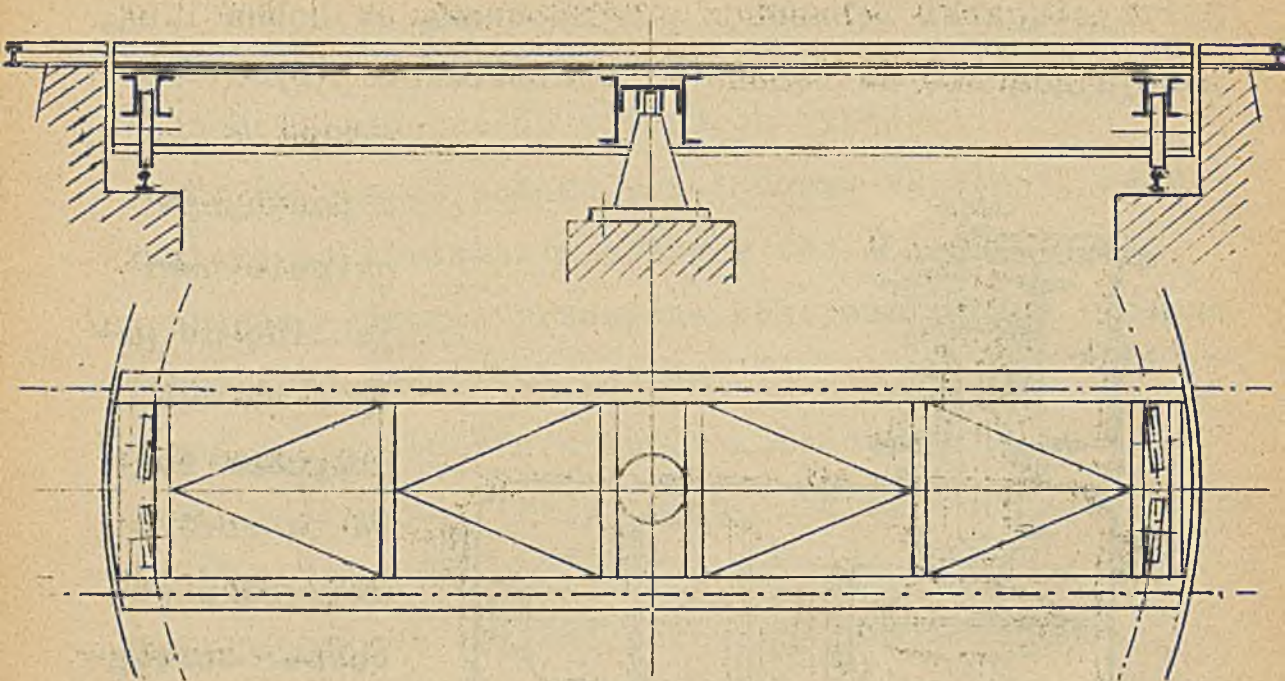
Rys. 75 <sup>b</sup>.

śruba *k*  
o podwójnym  
gwincie nawi-  
ja linę do gó-  
ry i na dół,  
przy czym śru-  
ba ta otrzy-  
muje ruch od  
bębna: sprząg-  
ło klawe *s*  
służy do od-

łączania bębna od mechanizmu podczas odwijania liny.

3. Ciągnice /traktery/ szynowe akumulatorowe czyli niewielkie niskie lokomotywy elektryczne, wreszcie ciągnice bezszynowe, akumulatorowe, opisane wyżej, lub ciągnice czołgowe z napędem spalinowym.

f/ Do przestawiania wozów z jednego toru na drugi, przecinający pierwszy pod kątem prostym - obrotnice kolejowe - rys. 76. Obrotnice podobne, lecz cięższej konstrukcji, służą do obracania lokomotyw, jak również do skierowywania ich z jednego względnie kilku torów, idących od stacji, na którykolwiek z wachlarzowo nastawionych torów, prowadzących do remizy, w pólkole zbudowanej.



rys. 76.

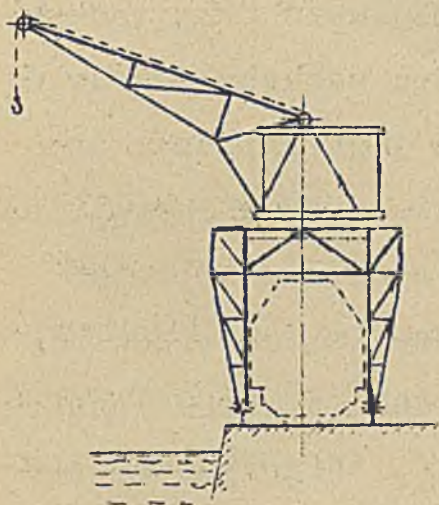
Literatura dźwignic na kolejach i bocznicach:

Aumund "Hebe u. Förderanlagen", Hänchen "Das Förderwesen der Werkstättenbetriebe", oraz "Der Eisenbahnbau 6 Bd Betriebseinrichtungen".

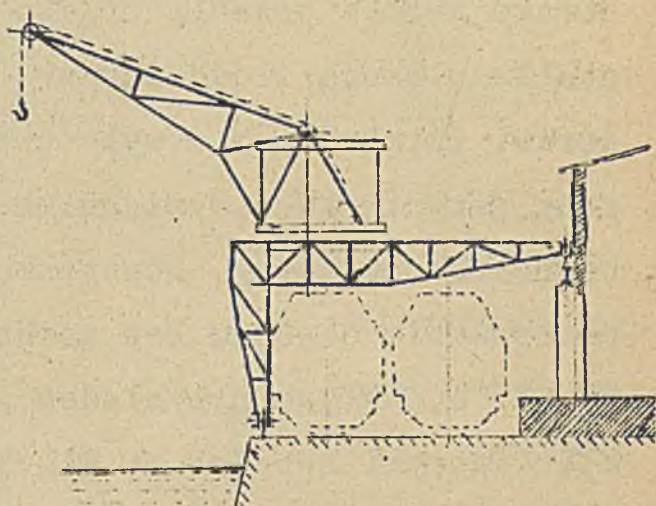
18. Na przystaniach rzecznych i morskich:

a/ Do przekładowywania skrzyń, bel, worków z mąką i t.p. towarów kawałkowych niezbyt ciężkich z wozów kolejowych lub ramp rozdzielni i magazynów na statki i odwrotnie, stosowane są: 1. Rzadko zórawie stałe przy ścianach magazynów na wzór rys. 49 a lub na brzegu na wzór rys. 51 b lub 50 <sup>c</sup>. 2. Rzadko również przesuwne zórawie na wózku na wzór rys. 54 b. 3. Najczęs-

ciężej zaś przesuwne żórawie bramowe /rys.77 a/ lub półbramowe /rys.77 b/ z żórawiem umieszczonym na wozie w postaci bramy, którą można przesuwac po torze, położonym na bulwarze, względnie w postaci półbramy, jeżeli w bliskości bramy znajduje się budynek



rys.77 a.



rys.77 b.

składowy; dźwignice takie nie zagradzają torów kolejowych /co robi żóraw na wózku rys.54 b/ i w tem jest ich wielka zaleta, wyładunek bowiem w portach musi być szybki, dostawa i odstawa przeto wagonów jaknajłatwiejsza. Olbrzymie ilości tych żórawi obsługują kontynentalne porty morskie europejskie; wysięgnik żórawia, obracając się, przenosi towar ze statku na ląd lub odwrotnie; szybkości podnoszenia i opuszczania są specjalnie wielkie. 3. Żórawie bramowe i półbramowe z wysięgnikiem przyciąganym, krócej "przyciągowe", używane głównie w portach angielskich. Wysięgnik takie

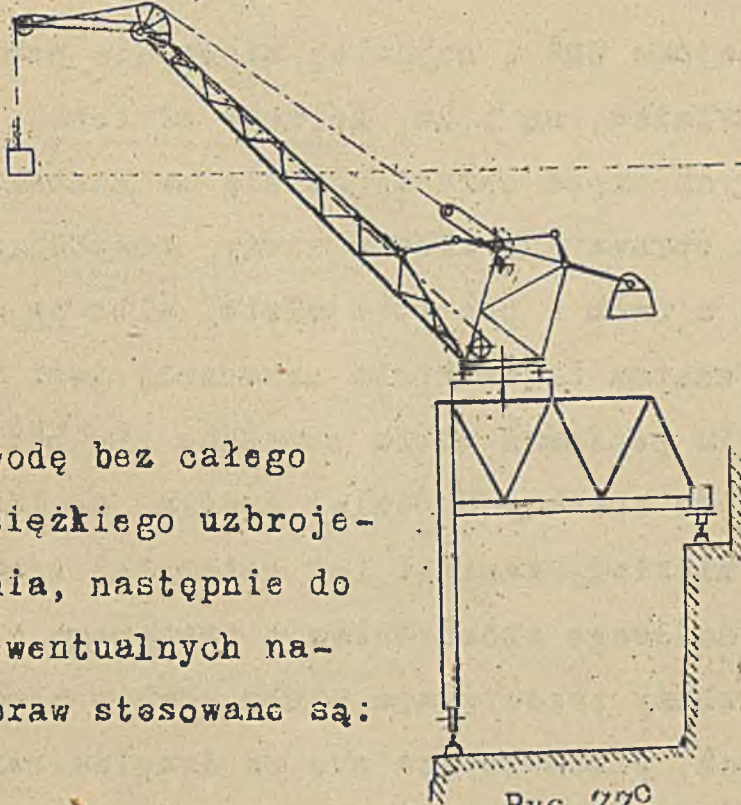


go żórawia, po podniesieniu ciężaru do pewnej wysokości, jest przyciągany ku środkowi /rys.77 c/, promień skraca się, potem dopiero następuje obrót; dzięki skróceniu temu żóraw może obracać się bez przeszkody, choć bardzo blisko odeń pracuje drugi; konstrukcja taka pozwala przeto postawić przy jednym statku większą ilość żórawi, niż możnaby postawić żórawi zwyczajnych i wyładunek jest szybszy; aby przy przyciąganiu wysięgnika nie zużywać energii na bezpotrzebne ruchy, konstrukcja musi umożliwiać przesuwanie ciężaru bez podnoszenia, co ilustruje rys.77 c, będący przykładem jednej z wielu konstrukcji /fabryki Babcock et Wilcox/, osiągających ten cel; ostatnimi czasy zaczęto wprowadzać żórawie przyciągowe na kontynencie europejskim.

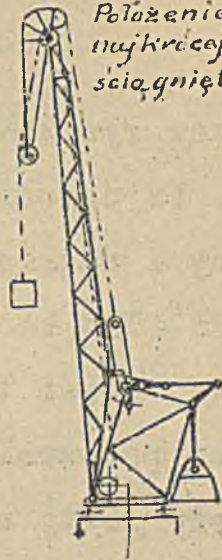
b/ Do rozwożenia towarów po rozdzielni oraz do ich składania, stosowane są w nowoczesnie postawionej organizacji portowej morskiej: 1. wózki elektryczne /rys.68 a/; 2. slupowe podnośniki przesuwne /porównaj wyżej p.14 a/ do układania towarów w ster-ty.

c/ Do ładowania przedmiotów, szczególnie ciężkich niekiedy powyżej 100 t., np. do ciężkich maszyn przewożonych w całości, do przenoszenia kotłów, maszyn i dział na okręty, które spuszczone są ze stoczni na

Położenie najdalej wysunięte.



Położenia najkrócej ściągnięte.



wodę bez całego ciężkiego uzbrojenia, następnie do ewentualnych napraw stosowane są:

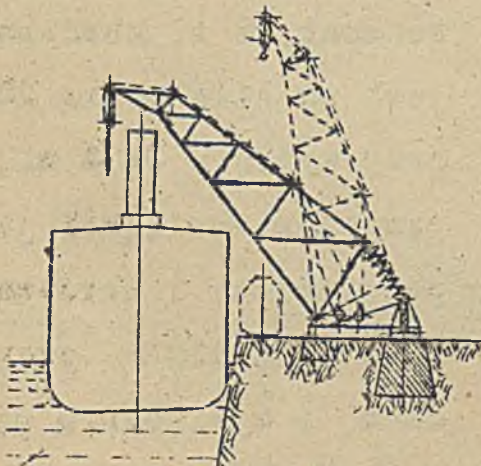
Rys. 77<sup>c</sup>.

1. dźwignia z wysięgnikiem załamany przyciąganym /rys. 78<sup>a</sup>/. Załamany kształt wysięgnika pozwala

na dalekie sięgnięcie ponad wysoką burtę statku.

Przenoszenie przedmiotu uskuteczniane jest przez

przyciąganie wysięgnika za pomocą wrzeciona śrubowego. Pole obsługi jest, oczywiście, niewielkie.

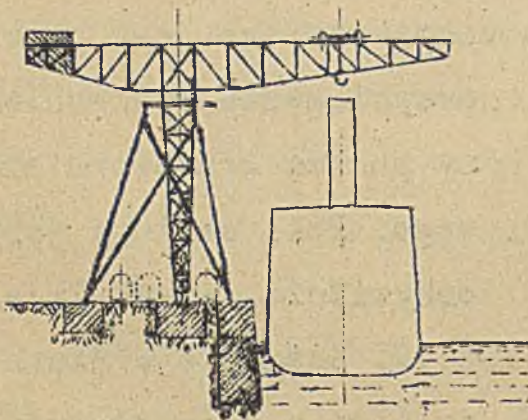


Rys. 78<sup>a</sup>.

2. Znacznie większe pole działania mają także zórawie, umieszczone na tarczy obrotowej albo trójnogowe,

na wzór rys. 49<sup>2</sup>.

3. Najdogodniejsze zaś i najdalej sięgające ponad kominy i maszty statku, są t.zw. żórawie młotowe, rys. 78<sup>b</sup> i 78<sup>c</sup>, których część obracająca się ma kształt młota, część ta obraca się albo w wieży, znajdując w niej podparcie u dołu i pośrodku młota, albo na wieży, gdy pusty wewnątrz trzon młota nasadzony jest na wieżę. Po ramieniu poziomem młota przesuwają się bliżej środka wciągarka do cięższych, dalej środka, do lżejszych ciężarów; niekiedy zamiast tej ostatniej żóraw na wózku; dla częściowego zrównoważenia znacznego ciężaru podnoszonego służy przeciwwaga stała, lub, w niektórych konstrukcjach, przesuwająca się po drugim ramieniu młota stosownie do momentu ciężaru podnoszonego. Jeden z największych żórawi tego rodzaju, według



Rys. 78<sup>c</sup>.

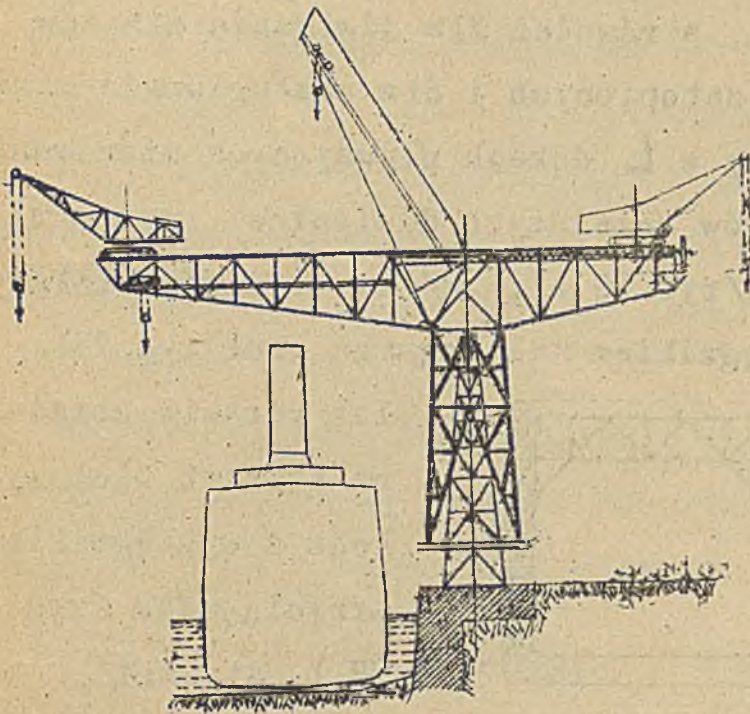
którego narysowany jest schemat 78 c, zbudowany jest na siłę nośną 250 t. przy wysięgu 34,5 m., przyczem wysięgnik jest podniesiony i skrócony i na siłę 110 t. przy

52 m. i wysięgniku pozio-

me postawionym, wysokość wierzchu wysięgnika od powierzchni bulwara 55 m. Konstrukcje tego rodzaju

należy zaliczyć do potężnych twerów i arcydzieł

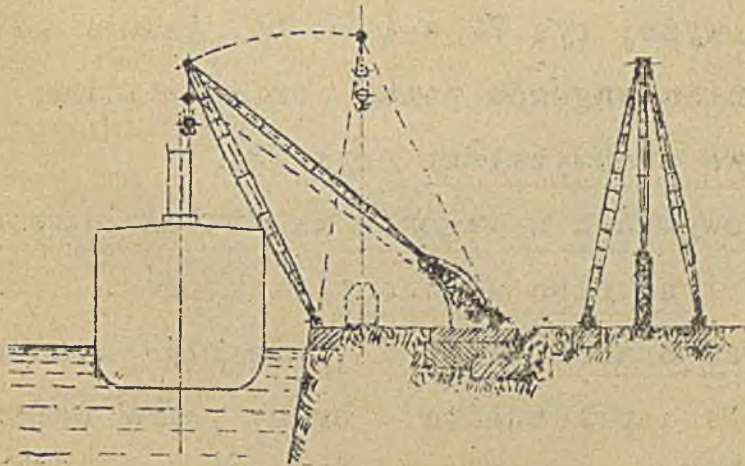
techniki! 4 Daw-  
niej zamiast  
dźwignie wy-  
mienionych wy-  
żej typów bu-  
dowane t.zw.  
dźwignice roz-  
kraki /rys. 78  
d/, złożone  
z dwu rezkra-  
czeniach nóg,  
pochyłanych  
w przegubach



rys. 78<sup>c</sup>.

dolnych i ściągaacza, który można przyciągać za pomocą

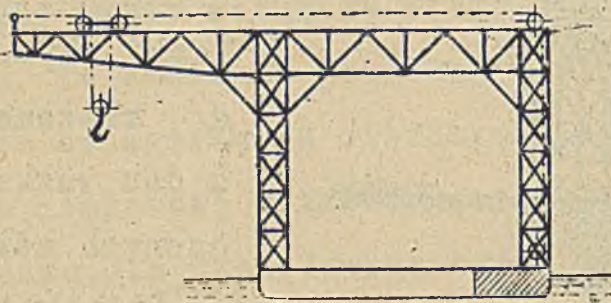
wielokrążków  
lub wrzeciona  
śrubowego. -  
Dźwignice te,  
spotykane jesz-  
cze w stoczniach  
dawniej zało-  
żonych, z po-  
wodu prostego  
profilu wysięg-



rys. 78 d.

nika nie mogą sięgać tak daleko, jak dźwignice z wy-  
sięgnikiem załamany.

d/ Do przeładowywania przedmiotów ciężkich ze statku na statek, a również dla dźwigania statków uszkodzonych lub zatopionych i dla obsługi statku podczas naprawy w L dokach pływających stosowane są: 1/ do ciężarów mniejszych dźwignice wysięgnikowe na pontonie /rys.79 a/; 2/ do ciężarów większych ~~plynające~~ dźwignice z wysięgnikiem załamany na wzór rys.78a,



rys.79 a.

lub żórawie obracane na kształt młotowych, lecz z wysięgnikiem przyciąganym /rys. 79 b. str.214/.

e/ Do przeładowywania gromadnych

towarów rozdrobnionych, jak:węgiel, ruda z wagonów na statek bezpośrednio stosowane są wywrotnice wzdłużne i naboczne /p.wyżej rys.72 a i 72 b/, jednak połączone z podnoszeniem wagonów ponad poziom statku;

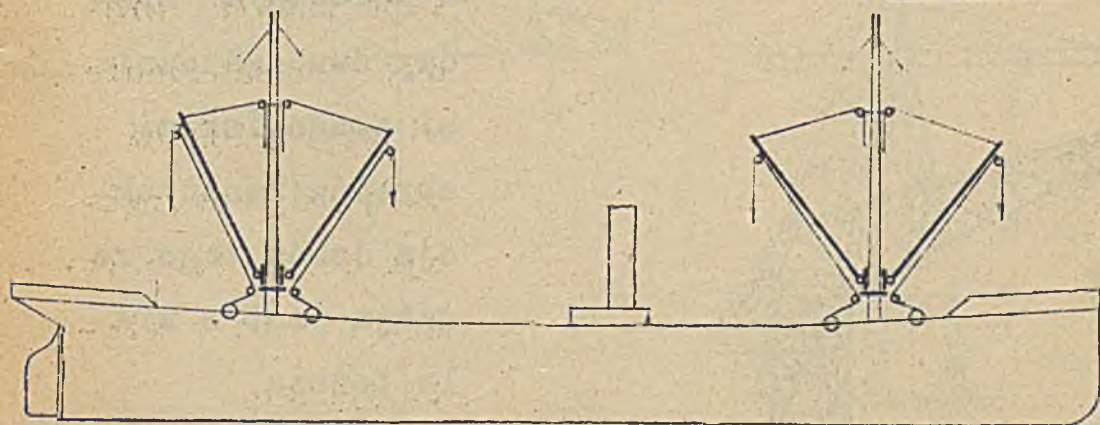
2/ żórawie bramowe z chwytakami /rys.73/.

f/ Do przeładowywania z wagonów na statek bezpośrednio, ale również i na plac składowy, z którego potem na statek—Sawnice bramomostowe z wysięgnikiem odchylanym dla umożliwienia przesunięcia bramy ponad masztami /rys.74 c. str.215/.

g/ Do wyładowywania ze statku na wagony i na składowy—takież sawnice bramomostowe.—Dziedziiny przeładownic

niezmiernie ważnej dla rozwijającego się morskiego eksportu polskiego ograniczony zakres wykładów <sup>tych</sup> róż-  
winąć szerzej nie pozwala. Literatura obszernej dzie-  
dziny dźwignie na przystaniach: Amund "Hebe u. För-  
deranlagen", Broughton "The Electrical Handling of  
Materials" t. II i III Brysson Cunningham "Cargo  
Handling at Ports".

19. Na okrętach znajdujemy: a/ Do przeładowywania  
towarów z okrętu na brzeg i odwrotnie - żórawie masz-  
towe rys. 80 z wciągarkami, przeważnie parowymi do



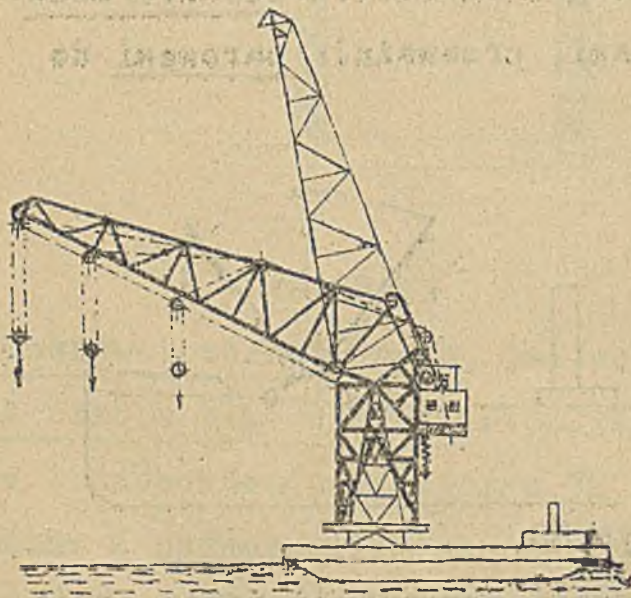
rys. 80.

wciągania ciężarów /z racji posiadanej przez okręt  
instalacji parowej do popędu/ oraz do obracania wy-  
sięgnika przez pociąganie to w tę, to w drugą stronę  
przez liny uciepione do końca wysięgnika; na lich-  
tugach czyli statkach mniejszych, ciągnionych przez  
holownik, nie mających własnej instalacji popędowej  
wciągarki są przeważnie spalinowe; b/ Do wyciągania  
i opuszczania kotwice specjalne wciągarki łańcuchowe.

20. W stoczniach okrętowych do budowy okrętów używane są:

a/ sawnice zwyczajne, sawnice z żórawiami i żórawie postropowe, które wymagają teru zawieszonogo, więc drogiej budowy stoczni, a mianowicie słupów, belkowań podłużnych pod ter i wiązarów poprzecznych, łączących belkowania.

b/ Sawnice wysięgnikowe /rys.81 a/, jeżdżące po

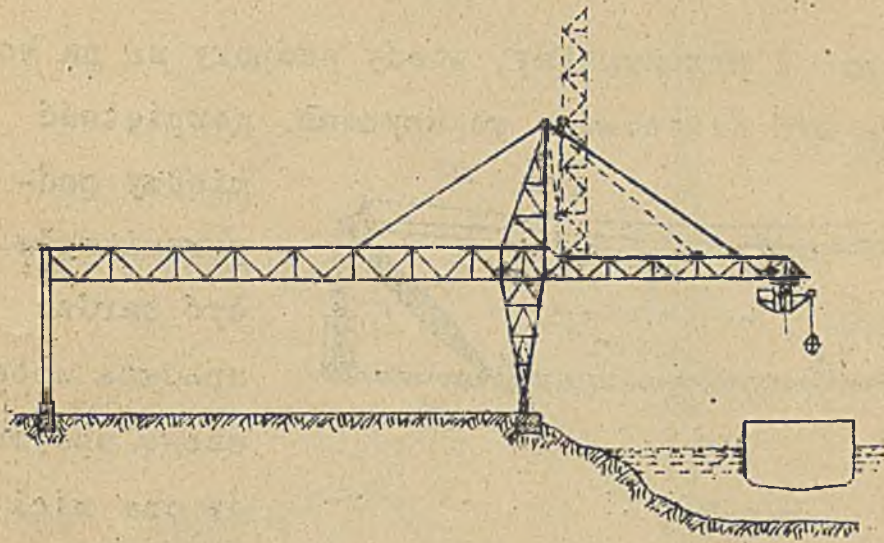


rys. 79 b.

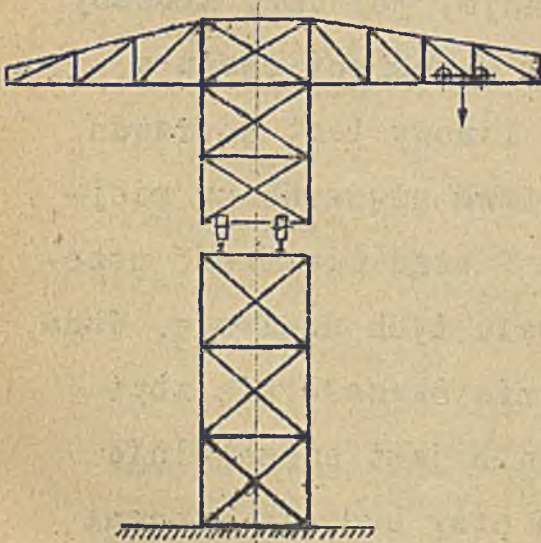
terze, wzniesienym i położonym między dwu sąsiednimi stanowiskami okrętów; konstrukcja deków tego rodzaju jest o wiele tańsza.

o/ Przeważnie żórawie wieżowe /rys.81 b/, które

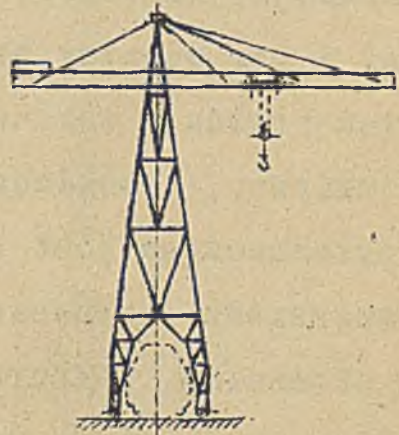
jeżdżą po terze naziemnym i są przeto jeszcze tańsze. Prócz konstrukcji, pokazanej na rysunku, t. j. żórawia na wieży, spotykane są podobnie działające żórawie w postaci lekkiego żórawia młotowego, obracanego w przesuwnej podstawie wieżowej, podobne do rys.83.



rys. 74 c.



rys. 81 a.



rys. 81 b.

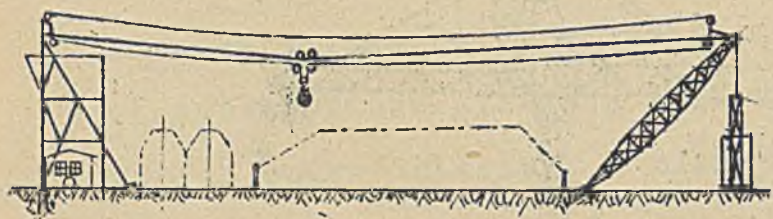
d/ Dźwignie linowe

/rys. 82/, których częś-

cią podnoszącą i przesuwającą ciężar jest wciągarka na wózku, a teren - lina rozpięta między dwoma podperami wahliwymi /lub jedną stałą, a drugą wahlivą/, trzymającymi linę w napięciu; ten może być nieruchomy, gdy lina napięta jest między punktami



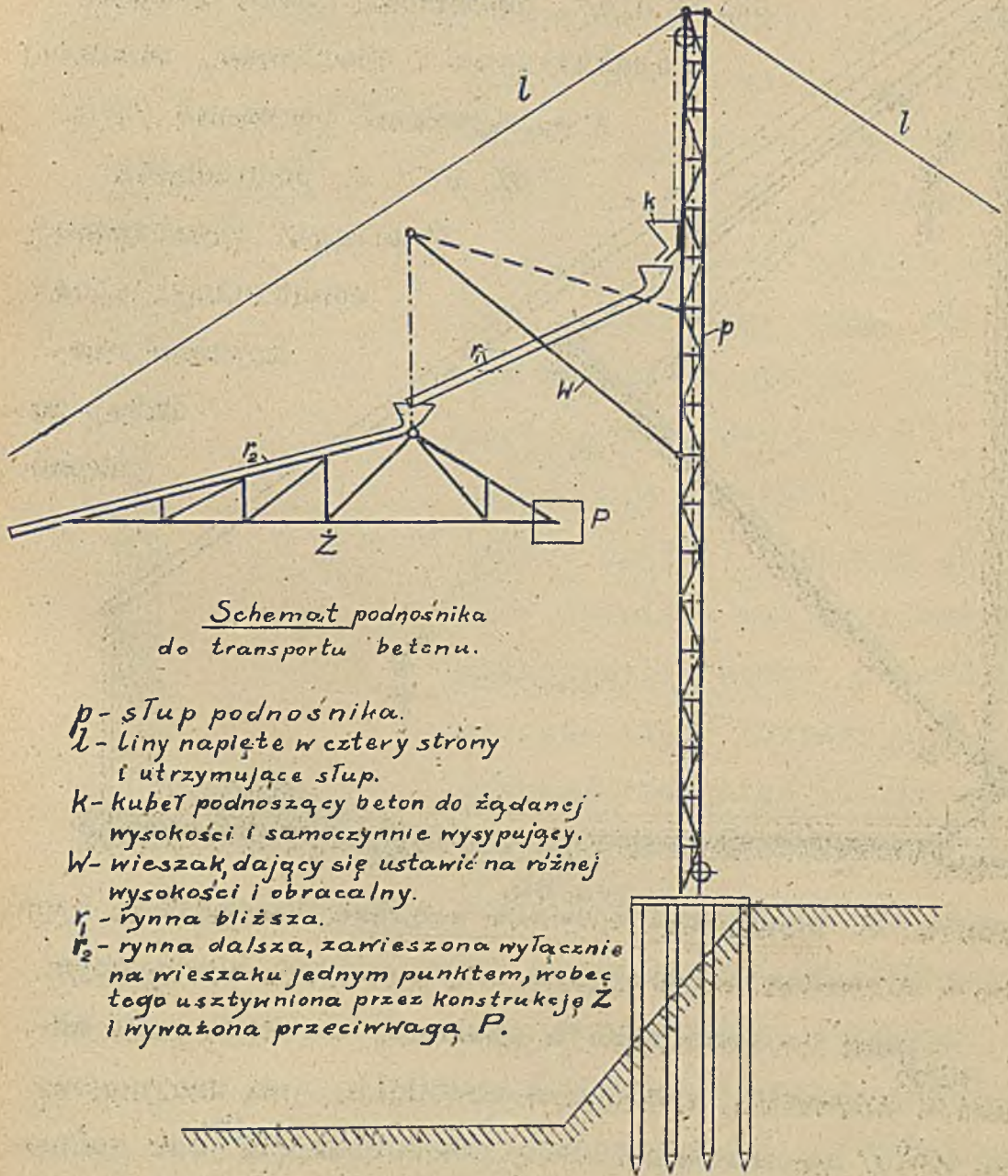
nieruchomemi i przesuwalny, wtedy podpery są na kołach i mogą być przesuwane po szynach. Rozpiętość



rys. 82.

między podporami może być bardzo znaczna wobec czego obejmuje ona wiel-

kie pole; dźwignice te prześcigają inne prostotą konstrukcji; istotnie, porównajmy jej tor, złożony z liny i tor suwnicy bramowej w postaci mostu z mnóstwa prętów i węzłów; tor linowy jest co prawda mało sztywny, dokładna dostawa ciężarów na miejsce przeznaczona jest trudna i stąd nieufność przeciw szerszemu rozpowszechnieniu tych dźwignic. Wada ta w stoczniach hamburskich nie okazała się zbyt dotkliwą, a prostotą urządzenia jest szczególnie cenną tak, że zastosowano je przy budowie stoczni najnowszych. Przy robotach ziemnych i budowlanych np.: przy budowie tam, mostów, w kopalniach odkrywkowych i t.d., dźwignice linowe są nader prostym, a oddającym wielkie usługi urządzeniem; rozpiętość dźwignie tych dotychczas budowanych sięga 500 m. i wyżej. - Literatura dźwignie w stoczniach: Aumund "Hebe u. Förderanlagen", Broughton "Electrical Handling of Materials".



Schemat podnosnika  
do transportu betonu.

- p* - słup podnosnika.
- l* - liny napięte w cztery strony i utrzymujące słup.
- k* - kubek podnoszący beton do żądanej wysokości i samoczynnie wysypujący.
- W* - wieszak, dający się ustawić na różnej wysokości i obracalny.
- r<sub>1</sub>* - rynna bliższa.
- r<sub>2</sub>* - rynna dalsza, zawieszona wyłacznie na wieszaku jednym punktem, wobec tego usztywniona przez konstrukcję *Z* i wyważona przeciwwagą *P*.

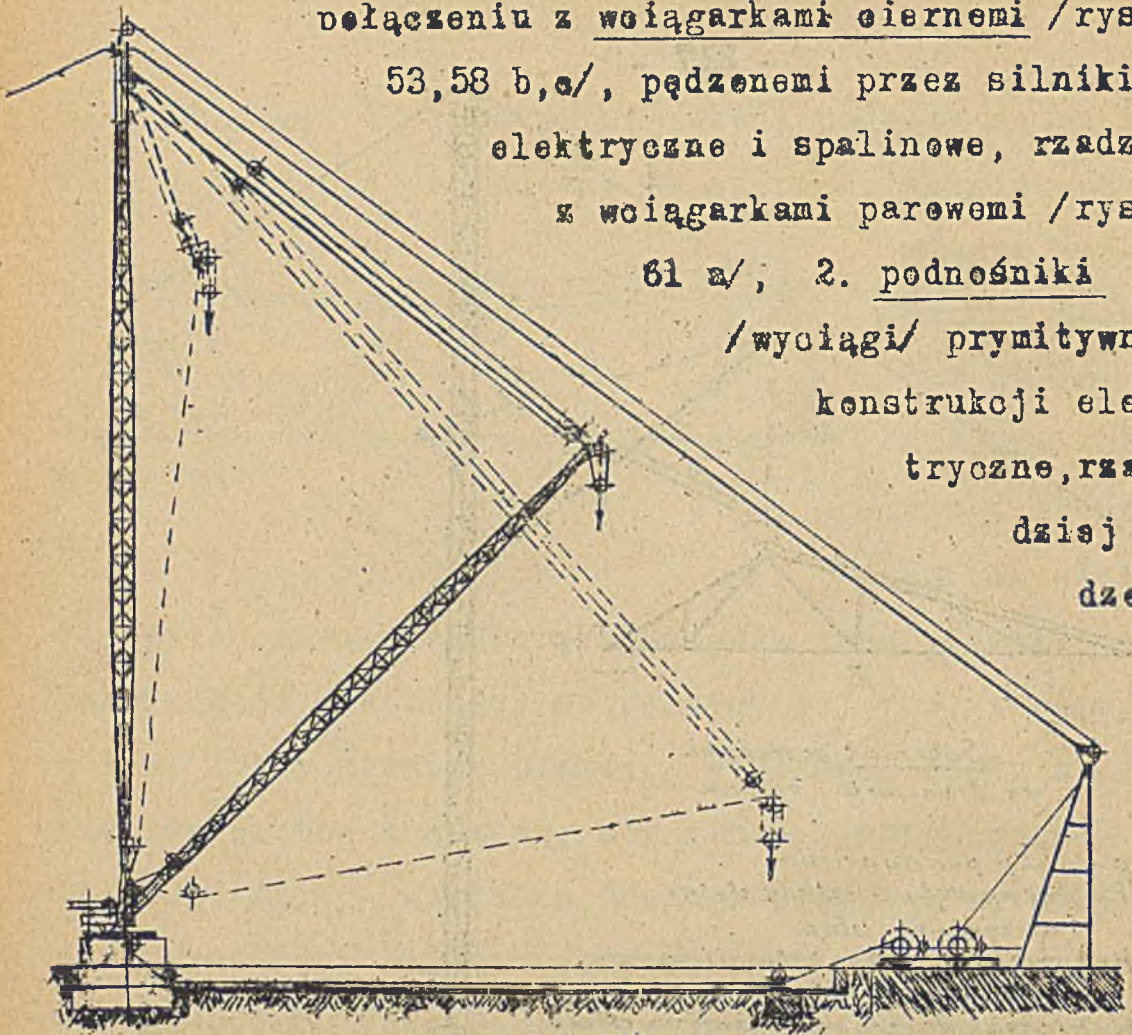
Rys. 34.

21. Na budowlach: a/ Przy budowie demów do wcią-  
gania cegieł, betonu, belek i t.d. stosowane są:  
1. źórawie stałe, przymocowywane do rusztowań w

połączeniu z wciągarkami ciężkimi /rys.

53, 58 b, c/, pędzonymi przez silniki elektryczne i spalinowe, rzadziej z wciągarkami parowymi /rys.

61 a/, 2. podnośniki /wyciągi/ prymitywnej konstrukcji elektryczne, rzadziej pędzone



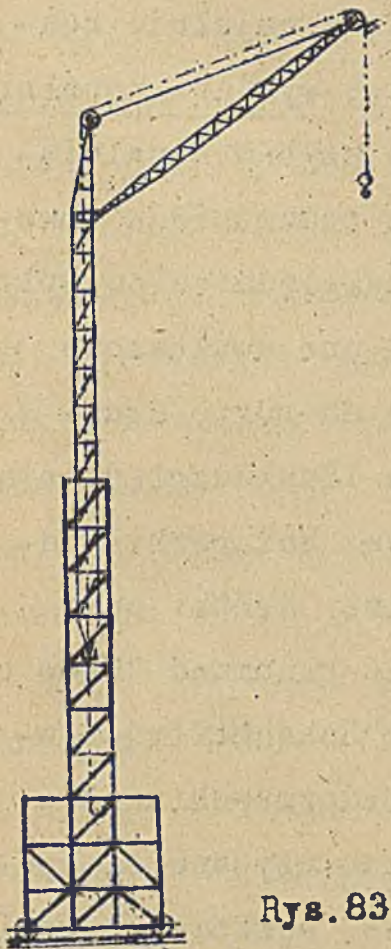
rys. 85.

ręcznie; 3. przesuwne żorawie wieżowe dwójakiego typu, albo z żorawiem obracającym się wewnątrz wieży /rys.

83, — jest to konstrukcja drewniana, ma duże pole obsługi /albo z żorawiem, wykonanym podobnie, jak trójnogowy /rys. 49<sup>c</sup> / na wierzchu wieży. /konstrukcja<sup>ta</sup> jest tańsza,

na mniejsze pole obsługi/. b/ Przy budowie domów z wielką ilością betonu, sposobem t.zw. betonu lanego: podnośniki wieżowe /rys. 84/ z samoczynnym wysypywaniem betonu do rynien rozprowadzających. c/ Do budowy mostów i do pomocy przy montażu dźwigni ręczne i hydrauliczne, suwnice i dźwignice bramowe ręczne i

elektryczne /przyczem najczęściej mosty ich i bramy



buduje się na miejscu z drzewa/  
zórawie pływające, wreszcie  
dźwignice linowe, opisane wyżej

p.20 d. Do dostarczenia mater-  
jału z brzegu na wodę, ewentual-  
nie wprost na miejsce składania:  
zórawie masztowe /rys.85/, skła-  
dające się z masztu, utrzymywa-  
nego w pozycji pionowej przez  
liny rozpięte wokół i wysięg-  
nika przyciąganego. Całość może  
obracać się w łożysku dolnem i  
górnem dźwignice linowe. d/ Do  
rozmaitych robót ziemnych przy

Rys.83. budowie dróg, kanałów i t.p.

dźwignice skombinowane z wyrabiarkami do kopania,  
czyli dźwignice kopaczki, a mianowicie przesuwne  
zórawie-kopaczki łyżkowe i zórawie-kopaczki chwyt-  
kowe, najczęściej parowe, w nowszych czasach również  
spalinowe, przesuwane po szynach, a w nowszych cza-  
sach również bez szyn na taśmach czołgowych; dźwigni-  
ce kopaczki linowe. Dział ten jako specjalny i wy-  
kraczający poza ramy dźwignie nie może tu być sze-  
rzej potraktowany.

Literatura: "Handbuch d. Ingenieurwissenschaften"

IV Teil. Przegląd techniczny z r.1918 Nr.5 i 6 oraz czasopismo Fördertechnik od r.1920 do ostatnich lat.

22. Dziedzinę techniki dźwignie, specjalnie rozwiniętą stanowią podnośniki, inaczej wyciągi kopalnia-  
ne do wyciągania wózków z węglem z szybów kopalnia-  
nych. Zasada ich jest ta sama, jak podnośników towa-  
rowych i osobowych ze specjalnem uwzględnieniem wpły-  
wu ciężaru liny bardzo długiej. Są one dwukoszowe  
tak, że gdy jeden kosz podnosi się do góry, drugi  
opuszcza się na dół. Wpływ ciężaru liny uwzględniają:  
przeciwliny, bobiny, bębny stożkowe. Wciągarki pod-  
nośników bywają parowe i elektryczne. Krótki opis  
p. "Hütte". Szczegółowe rozwinięcie p.Aumund "Hebe u.  
Förderanlagen". Teiweis u. Förster "Schachtförderma-  
schinen". Philippi: "Elektrische Fördermaschinen".

23. Do wiercenia szybów naftowych używane są spe-  
cjalne wciągarki, przeważnie parowe, aczkolwiek możli-  
wy jest i napęd inny.

24. Z pobieżnego poglądu powyższego, nie wyczerpu-  
jącego bynajmniej całości, widzimy, jak olbrzymią jest  
dziedzina zastosowania dźwignie, ile najróżnorodniej-  
szych zagadnień wysuwa do rozstrzygnięcia i jak różno-  
rodne są konstrukcje dźwignie. Stworzono tu już rzeczy  
wspaniałe i zdumiewające. Wobec rozległości i wagi  
zadań należy przewidywać dalszy bogaty rozwój techniki  
dźwignie!

25. Szybkości dźwignic z napędem silnikowym.

Szybkości ruchów dźwignicy zależą od celu, wielkości udźwigu, długości dróg i żądanej wydajności.

Najprędzej pracują dźwignice na placach przeładunkowych, przystaniach i w hutach, bo tu przenosić trzeba wielkie ilości i na duże odległości. Również prędko pracują podnośniki i dźwignice budowlane, ze średnią prędkością natomiast dźwignice w warsztatach, gdzie ilość ciężarów, częstość podnoszeń i przenoszeń nie są już tak wielkie, a odległości bardzo krótkie, najwolniej w odlewniach, gdzie chodzi o ostrożne podnoszenie skrzynek i modeli.

Szybkość opuszczania, zależnie od potrzeby, bywa mniejsza, równa i większa od szybkości podnoszenia. Osiągnąć to można przez różne systemy hamowań elektrycznych /p. niżej cz. IV/. Poniższa tablica zawiera wykaz przeciętnych szybkości, stosowanych w większości wypadków dla:

Siła nośna wt.	Prędkości w m/min.			
	podnoszenia ciężaru.	przesuwu wciągaruki	obracania wysięwnika	przesuwu mostu lub całej dźwignicy
0,5	15-75	30-50	120-150	90-120
1	9-60	25-45	110-140	80-110
2	6-10	25-45	100-130	70-100
5	4-7	20-35	70-100	60-80
10	3-6	18-30	60-80	50-70
20	2-5	15-25	50-60	40-60
50	1,25-2,5	12-18	35-45	30-50
100	0,5-1	8-12	20-30	25-45

Dźwignice specjalne pracują niekiedy szybciej tak np. zórawie przystaniowe 5 t mają szybkość podnoszenia nawet  $> 30 \text{ m/min.}$

### III. KONSTRUKCJA CZĘŚCI DŹWIGNIC I CHARAKTERYSTYCZNYCH ZESPÓLÓW DŹWIGNICOWYCH: WARUNKI OBCIĄŻENIA I PRACY, KONSTRUKCJA, OBLICZANIE, WYRÓB.

A. Mechanika mechanizmu podnoszącego, wpływy dynamiczne na ten mechanizm;

Obciążenie poszczególnych elementów mechanizmu i moc w okresach rozruchu, biegu i zatrzymywania.

1. W założeniu, że mechanizm składa się z elementów absolutnie sztywnych.

Dźwignice, z natury swego przeznaczenia, są maszynami, wykonywującymi ruch przerywany i zmiennego kierunku. Ze względu na szybkość działania rozruch musi trwać <sup>przeciętnie</sup> krótko, 2 - 6 sec. Wobec tego w mechanizmach powstają dość znaczne dodatkowe obciążenia dynamiczne i rodzi się odpowiednie zapotrzebowanie mocy. Wynika konieczność zbadania tych obciążeń i zapotrzebowanej mocy dla ustalenia właściwych wymiarów części dźwigni oraz silnika. Zbadamy mechanizm podnoszący zajpierw w idealnym założeniu, że składa on się z elementów absolutnie sztywnych: poszczególnych absolutnie sztywnych brył oraz absolutnie sztywnych ogniw łączących, nie podlegających zupełnie odkształceniu.

W mechanizmie tym ciężar, zawieszony na haku, wykonywa  ruch prostoliniowy, części zaś wciągar ki  ruch wirowy.

Rozdzielimy badanie na poszczególne elementy:

a/ Ruch prostoliniowy ciężaru o wadze Q:

∞. W założeniu rozruchu prostoliniowego, jednostajnie przyspieszonego /rys.86 a/, przy stałym przyspieszeniu  $\alpha_r = const.$  i stałej sile przyspieszającej:—  
szybkość rozruchu  $v = \alpha_r \cdot t$  zmieniałaby się prostolini  
nijnie, szybkość biegu ustalonego  $c = \alpha_r \cdot t_r$  /gdzie  $t_r$ —  
- czas rozruchu/, przyspieszenie rozruchu:

$$\alpha_r = \frac{dv}{dt} = \operatorname{tg} \alpha = \frac{c}{t_r},$$

zwolnienie zatrzymywania:

$$\alpha_z = \frac{c}{t_z},$$

/gdzie  $t_z$  - czas zatrzymywania/. Siły przyspieszające i obciążenia dynamiczne z powodu bezwładności:

przy rozruchu:

$$(P_d)_r = \frac{Q}{g} \cdot \frac{c}{t_r} = const.,$$

przy zatrzymaniu:

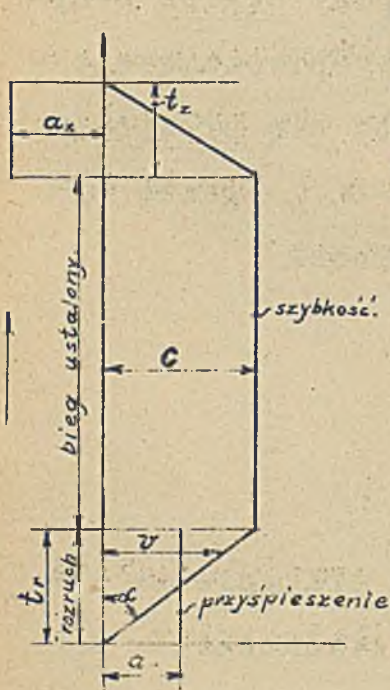
$$(P_d)_z = -\frac{Q}{g} \cdot \frac{c}{t_z};$$

Moc dynamiczna /na pokonanie bezwładności/ w okresie rozruchu:

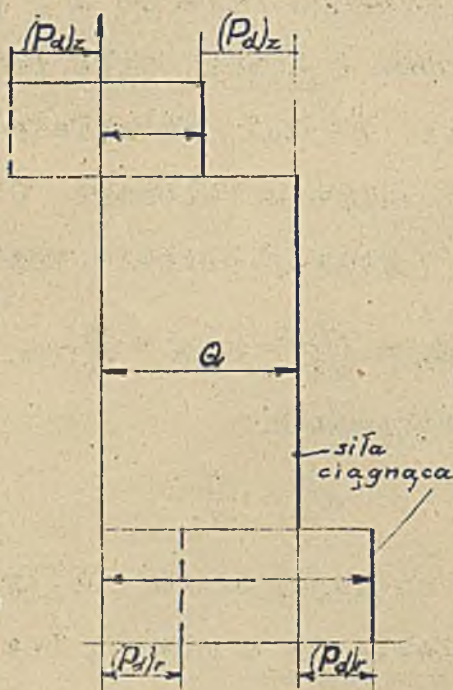
$$(N_d)_r = \frac{Q}{g} \cdot \frac{c}{t_r} \cdot v \cdot \frac{1}{75}, \quad (N_d)_{r \max.} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{c^2}{t_r} \cdot \frac{1}{75}.$$



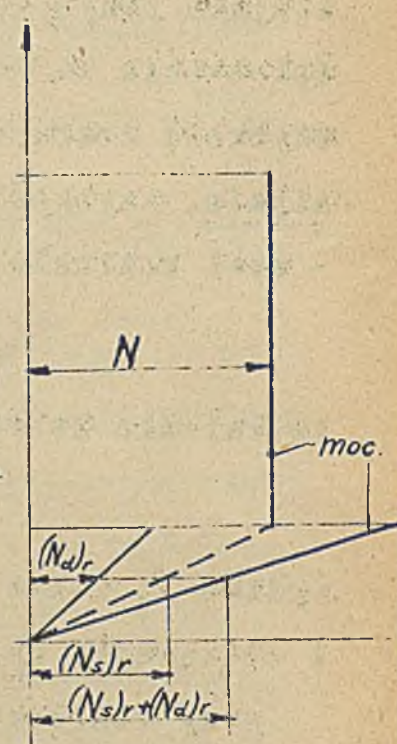
Przy takim założeniu podczas podnoszenia siła ciągnąca /zarazem obciążenie haka/, składające się w okresie biegu ustalonego jedynie z sił statycznych, a w okresie rozruchu z sił statycznych + dynamiczne zmieniałyby się według rys.86 b; moc zaś na podnoszenie ciężaru, analogicznie złożona /moc statyczna  $N_s$  moc dynamiczna  $N_d$  / - według rys.86 c.



Rys.86 a.



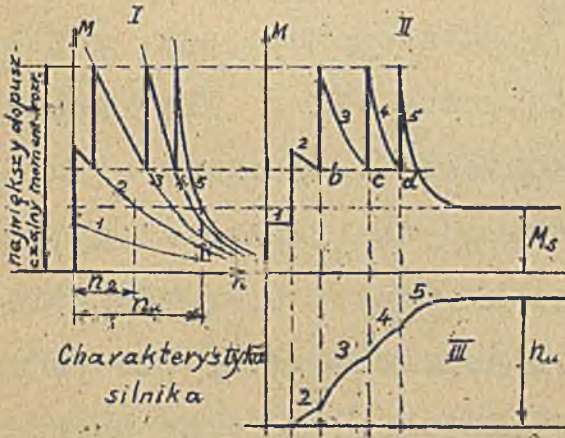
Rys.86 b.



Rys.86 c.

Największe zapotrzebowanie mocy byłoby zaś w końcu okresu rozruchu. Siła ciągnąca, pozostając stałą w całym okresie rozruchu, zmieniałaby raptownie swą wielkość w jego końcu. W rzeczywistości silniki elektryczne poruszające dźwignice, nie zachowują stałego momentu napędowego w okresie rozruchu i nie zmieniają go raptownie

nie. Moment ten zmienia swą wielkość od największego rozruchowego, dopuszczalnego ze względu na dopuszczalną siłę prądu, do normalnego ustalonego, nie raptownie, lecz mniej lub więcej stopniowo, z nawrotami /zygzakowato/ na przejściach od jednej sekcji oporów rozruchowych, do drugiej, zależnie od operowania rozrusznikiem oraz od ustroju rozrusznika i silnika. Rys. 87 a i 87 c ilustrują przebieg zmian momentów rozruchowych i zmiany liczby obrotów w mechanizmie, przy silnikach elektrycznych<sup>x/</sup>. Zgodnem z rzeczywistością, co do samego zmniejszania siły napędnej - lecz nie co do przebiegu zmniejsz-



rys. 87 a.

Zmiana momentów napędnych i wzrostu liczby obrotów obciążonego mechanizmu, pędzonego przez silnik szeregowy na prąd stały, w okresie rozruchu.

x/ Rys. I przedstawia charakterystykę silnika, czyli zależność momentów napędnych od liczby obrotów, przy czem każda z krzywych 1, 2, 3, .... przedstawia zależność tę przy włączeniu w obieg odpowiedniej sekcji oporów /rys. 87 b/. Momenty krzywej 1 rucho

szania tej siły - jest:

$\beta$  / Założenie rozruchu parabolicznego z przyspieszeniem rozruchu jednostajnie zmniejszającym się /rys.88 a/  $a_r = \frac{dv}{dt} = a_0 - a_0 \frac{t}{t_r}$  i z jednostajnie zmniejszającą się siłą przyspieszającą: szybkość rozruchu

$$v = a_0 t - \frac{a_0}{t_r} \cdot \frac{t^2}{2} + C ; \quad \text{ponieważ zaś dla } t=0 \\ v=0 \quad \text{przeto } C=0 \quad \text{oraz } v = a_0 t - \frac{a_0}{t_r} \cdot \frac{t^2}{2},$$

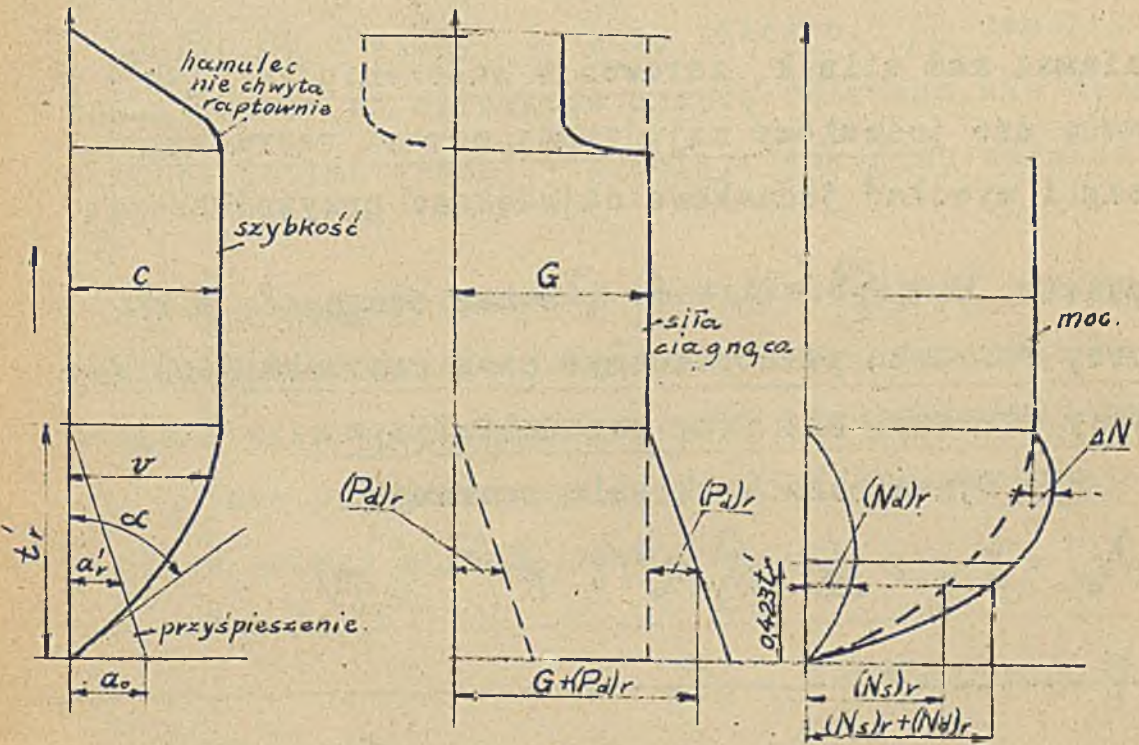
czyli zmiana szybkości następuje według paraboli, której wierzchołek znajduje się na rzędnej, w odległości



nie dają, gdyż są mniejsze, niż obciążenie statyczne  $M_s$ . Przy przesunięciu na kontakt 2 momenty silnika, jako większe od obciążenia statycznego, nadają mechanizmowi bieg przyspieszający, nie doprowadziłyby one jednak do normalnej, ustalonej, liczby obrotów  $n_n$ ,

rys.87 b. gdyż już przy  $n_2 < n_n$  momenty te stają się  $< M_s$ . Wobec tego kierowca w punkcie b przesunęwa na kontakt 3, skutkiem czego moment raptownie wzrasta; następuje nowa faza przyspieszeń, dalsze przesunięcie w p. c na kontakt 4 i t.d., aż dopiero momentem na ostatnim kontakcie doprowadza się mechanizm do ustalonej, normalnej, liczby obrotów. Dla

$t_r'$ . Zmianę siły ciągnącej, zarazem obciążenia haka oraz mocy, przy takim założeniu, ilustrują rys. 88 b i 88 c.



rys. 88 a.

rys. 88 b.

rys. 88 c.

miejsce punktów  $b$ ,  $c$  i  $d$  miarodajnym jest wzgląd, aby przy przesunięciu z kontaktu na kontakt otrzymać możliwie największy dopuszczalny moment rozruchowy, ale jednocześnie go nie przekroczyć, co miałyby np. miejsce, gdyby przeskok  $b$  uczyniono za wcześnie. - Pod momentem dopuszczalnym rozumie się tu taki, który jest jeszcze bezpieczny dla silnika, zarówno pod względem wytrzymałości, jak i natężenia prądu.

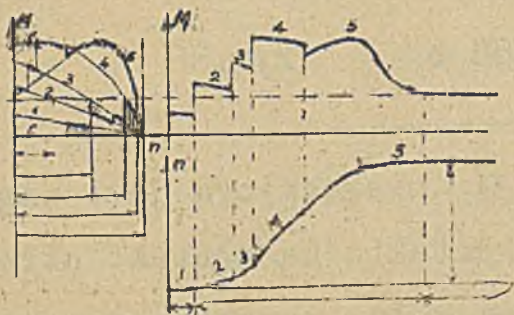
Z równania dla  $v$ , zważywszy iż przy  $t = t'_r$  szybkość  $v = c$ , otrzymujemy:  $a_0 = \frac{2c}{t'_r}$ . Po-

niował zaś silnik, zarówno w założeniu  $\alpha$ , jak i  $\beta$  może dać jednakowy największy moment rozruchowy, czyli wywołać jednakowe największe przyśpieszenie,

przeto  $a_0 = \frac{2c}{t'_r} = a_r = \frac{c}{t_r}$ , wobec czego  $t'_r = 2t_r$  — przy rozruchu parabolicznym czas rozruchu jest dwa razy dłuższy, niż przy prostoliniowym.

Moc dynamiczna w okresie rozruchu:

$$(N_d)_r = \frac{Q}{g} a_r v \cdot \frac{1}{75} = \frac{Q}{75g} a_0^2 \left( t - \frac{3}{2} \frac{t^2}{t_r} + \frac{t^3}{2(t'_r)^2} \right)$$



rys. 87 c.

Analogicznie powsta-  
je wykres dla silnika  
asynchronicznego na prąd  
trójfazowy /rys. 87 c/.  
Wykresy powyższe otrzy-  
muje się na podstawie  
metody, podanej przez  
inż. F. Blanc'a w r. 1919,

której zasada jest następująca:

Moment przyśpieszający  $M_a = M - M_a$ , gdzie  
 $M$  moment silnika,  $M_a$  moment obciążający mechanizm.

zmienia się od 0 do 0 , przycozem osiąga:

$$(N_d)_{r_{max}} \approx 0,77 \frac{Q}{75} \frac{c^2}{t'_r}$$

przy  $t = 0,423 t'_r$ .

Z rys.88 c widać, że przy założeniu  $\beta$  zapotrzebowanie mocy od silnika, w czasie rozruchu, nie dochodziłoby do tak wysokiej granicy, jak przy założeniu  $\alpha$ .

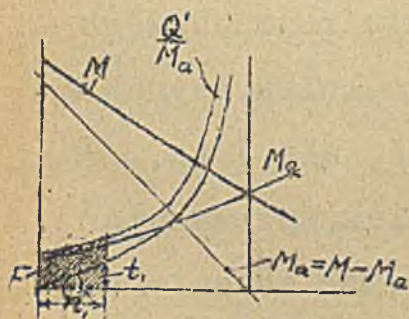
Siła ciągnąca /zarazem obciążenie haka/ w czasie rozruchu, zmniejszałaby się stopniowo, przycozem największa siła w początku rozruchu, byłaby równa tej sile, jaka przy rozruchu prostoliniowym występuje w ciągu całego okresu rozruchu.

$$\begin{aligned} M_\alpha &= J' \frac{d\omega}{dt} = 2\pi J' \frac{dn}{dt} = \\ &= \Theta' \frac{dn}{dt}, \end{aligned}$$

gdzie  $J'$  - sprężalony na oś silnika moment oporu bezwładności wszystkich mas wirujących i wykonywających ruch prostoliniowy,  $\Theta'$  - szybkość kątowa.

Stąd czas do osiągnięcia pewnej liczby obrotów  $n_1$ :

$$t_1 = \int_0^{n_1} \frac{\Theta'}{M} dn = \text{prosta } F$$



rys.87 d.

W rzeczywistości, jak wskazuje rys.87 a /silnik szeregowy na prąd stały/ moment silnika, w okresie rozruchu, nie zmniejsza się stopniowo, w sposób ciągły, lecz zmienia swą wielkość zygzakowato, to zmniejszając się, to powiększając powrotnie do największej pierwotnej wielkości, dochodząc na ostatnim stopniu do momentu biegu ustalonego. Żadne z wyżej rozpatrzonych założeń /  $\alpha$  i  $\beta$  / nie ujmują wiernie tego przebiegu. Wywnioskować jednak można, że pierwsze stopnie rozruchu aż do ostatniego, najbliżej ujmują założenie  $\alpha$ , ostatni zaś stopień założenie  $\beta$ .  
Faktyczny czas rozruchu  $t_r$ , jest:  $\frac{c}{a_r} < t_r < \frac{2c}{a_r}$ ;

wzrost mocy  $\Delta N$  /rys.88 c/ ponad moc biegu ustalonego większy, niż przy rozruchu parabolicznym; największy wzrost jednak obciążenia haka, z powodu wpływów dynamicznych, takiż, bo zależy tylko od największego rozwijanego przez silnik momentu rozruchowego. —  
Odmienne nieco przebiega rozruch w silniku asynchronicznym na prąd trójfazowy /rys.87 c/, ale i tu, upraszczając zagadnienie, można również sprowadzić rozruch do podobnego przebiegu /pierwsze stopnie najbliżej do założenia  $\alpha$ , ostatni według założenia  $\beta$ /.

b / Ruch wirowy jakiegokolwiek części wciągarki.

$\alpha$  / W założeniu rozruchu jednostajnie przyspieszonego prostoliniowego, z przyspieszeniem kątowym

$$\varepsilon = \text{const.} = \frac{\omega}{t} \text{ sec}^{-2}, \quad \text{gdzie } \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} =$$

=szybkość kątowna przy  $n$  obr/min.

Moment oporu bezwładności w okresie rozruchu:

$M = J\varepsilon = J \frac{\omega}{t_r} \text{ kgm}$ , gdzie  $J$  w  $\text{kgmsec}^2$  - moment bezwładności masy względem osi wirowania. Przy tym założeniu, moment pozostaje stałym, przez cały okres rozruchu.

Moc dynamiczna największa, w końcu okresu rozruchu:

$$(N_d)_{r \max} = \frac{J\omega}{t_r} \cdot \frac{\omega}{75}$$

$\beta$ . / W założeniu rozruchu parabolicznego, z przyspieszeniem jednostajnie zmniejszającym się:

$$(M_r)_{\max} = J \frac{2\omega}{t_r}$$

$(N_d)_r$  zmienia się od 0 do 0, podobnie <sup>jak</sup> dla masy wykonywującej ruch prostoliniowy /p. wyżej/. —

Rzeczywisty przebieg rozruchu masy wirującej, jest analogiczny do wyjaśnionego już wyżej dla masy, wykonywującej ruch prostoliniowy.

Dla obliczenia momentu oporu bezwładności wirników silnikowych, korzystamy z podawanego w katalogach silników momentu rozpędu  $GD^2 \text{ kg.m}^2$ , gdzie  $G$  waga wirnika,  $D = 2\rho$ , zaś  $\rho$  - promień bezwładności:

$$J = \frac{G}{g} \rho^2 = \frac{G}{g} \frac{D^2}{4};$$



dla rozruchu prostoliniijnego:

$$M_r = \frac{GD^2}{g \cdot 4} \cdot \frac{\pi n}{30 t_r} \approx \frac{GD^2}{400} \cdot \frac{n}{t_r} (\text{kgm}) = \\ = \frac{GD^2}{4} \cdot \frac{n}{t_r} (\text{kgcm});$$

dla rozruchu parabolicznego:

$$(M_r)_{\max} \approx \frac{GD^2}{200} \cdot \frac{n}{t_r} (\text{kgm}).$$

a/ Obciążenie poszczególnych części mechanizmu podnoszącego, w okresie rozruchu.

Na podstawie powyższych wyjaśnień / a i b / zbadamy, do jakich największych wielkości dochodzi obciążenie poszczególnych części dwóch typowych mechanizmów podnoszących / z przekładnią ślimakową i wyłącznie zębaty / w okresie rozruchu:

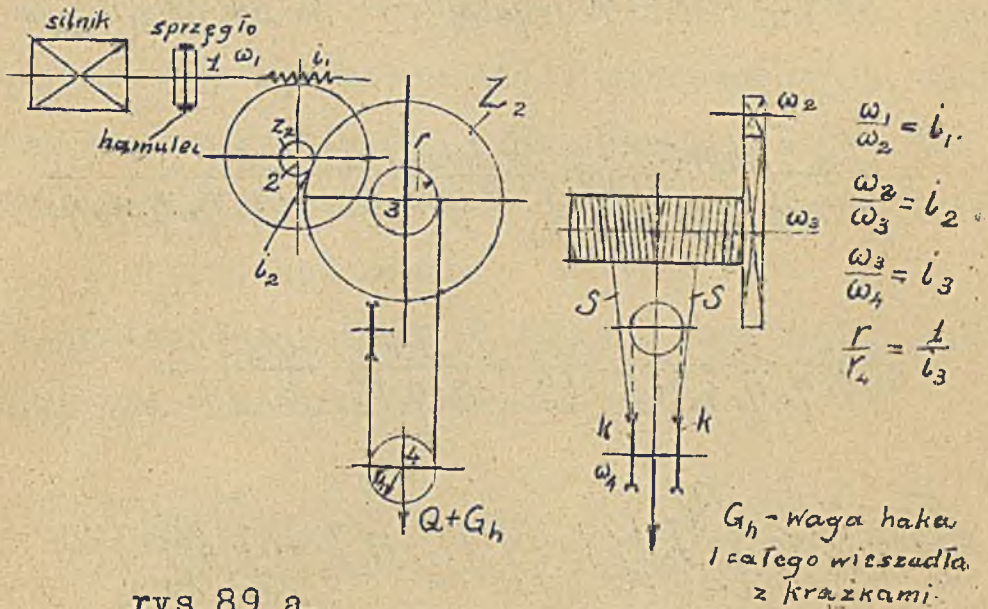
α. / Mechanizm z przekładnią ślimakową: / rys. 89 a /

Największe przyspieszenia, miarodajne dla obliczenia największego obciążenia, przyjmiemy zgodnie z wyjaśnionem wyżej:

$$\frac{c}{t_r} = \frac{2c}{t_r'}, \quad \text{wzgl.} \quad \frac{\omega}{t_r} = \frac{2\omega}{t_r'}$$

gdzie  $t_r$  - czas rozruchu, jakoby był przy przebiegu prostoliniijnym,  $t_r' = 2t_r$ , czas rozruchu, jakoby był przy przebiegu parabolicznym.

Obciążenie haka:  $P_h = Q + \frac{Q}{g} \cdot \frac{c}{t_r}.$



Obciążenie obu ramion ciężarów S liny

$$(P_s)_r = \left[ \frac{Q + G_h}{2 \eta_k} \right] + \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{Q + G_h \cdot c}{g \cdot t_r \cdot \eta_k} + \frac{J_4 \cdot \omega_4}{t_r \cdot r_4 \cdot \eta_{rw}} \right) \right] =$$

$$= \left[ \text{siła statyczna} \right] + \left[ \text{dodatek dynamiczny} \right]$$

gdzie  $J_4$  - moment bezwładności masy obu krążków  $k$ .

Moment obciążający koło zębate  $Z_2$ , wywierany przezeń na pędzenie wałka 3 wraz ze wszystkimi masami na tym wałku /moment ten jest miarodajny dla wymiarów kół  $Z_2$  i  $Z_2$  /:

$$\begin{aligned}
 (M_{2z})_r &= \left[ (P_s)_r \cdot r \frac{1}{\eta_b \eta_w \eta_z l_2} \right] + \left[ J_3 \frac{\omega_3 \cdot 1}{t_r \eta_w \eta_z l_2} \right] = \\
 &= \left[ \frac{(Q + G_h) r}{2 \eta_w \eta_b \eta_w \eta_z l_2} \right] + \left[ \frac{Q + G_h \cdot c}{2g} \frac{r}{t_r \eta_w \eta_b \eta_w \eta_z l_2} \right] + \\
 &+ \left[ \frac{J_4}{\eta_w \eta_b \eta_w \eta_z l_3^2 l_2^2} \frac{\omega_2}{t_r} + \frac{J_3}{\eta_w \eta_z l_2^2} \frac{\omega_2}{t_r} \right] = \\
 &= \left[ (M'_Q)_{2z} \right] + \left\{ \left[ (J'_Q)_{2z} + (J'_4)_{2z} + (J'_3)_{2z} \right] \frac{\omega_2}{t_r} \right\} = \\
 &= \left[ \text{moment statyczny} \right] + \left\{ \text{dodatek dynamiczny} \right\}
 \end{aligned}$$

gdzie  $J_3$  moment bezwładności wszystkich mas wirujących około osi 3, t.j.  $J_{\text{bębna}} + J_{\text{koła zębatego}}$

/przeważnie kręcą się one na osi, dlatego nie dolicza się  $J$  wałka/.

Moment, obciążający kółko  $Z_2$ , jest sumą momentu statycznego, sprowadzonego na oś kółka  $Z_2$  oraz momentów oporu mas, wykonywujących ruch postępowy i wirujący, sprowadzonych na tęż oś. Te ostatnie zaś momenty mogą być, podług powyższego wzoru, wyrażone jako iloczyny z t.zw. momentów bezwładności zredukowanych:

$$(J'_Q)_{2z}, (J'_4)_{2z}, (J'_3)_{2z}$$

t.j. sprowadzonych na oś kółka  $Z_2$ . Przez wprowadzenie tego pojęcia, można opór bezwładności mas mechanizmu, znajdujących się na różnych osiach, ująć rachunkowo, jako opór mas odpowiednio zredukowanych, znajdujących się wszystkie na jednej rozpatrywanej osi. Zredukowanie /sprowadzenie/ uwzględnia wpływ przekładni i stopni sprawności.

Analogicznie: moment obciążający wałek 2 /miarodajny dla wymiarów ślimacznicy/

$$\begin{aligned} (M_{2s\dot{l}})_r &= \frac{(M_{2z})_r}{\eta_w} + \frac{J_2 \omega_2}{t_r \eta_w} = \\ &= \left[ (M_a)_{2s\dot{l}} \right] + \left\{ \left[ (J_a)_{2s\dot{l}} + (J_4)_{2s\dot{l}} + (J_3)_{2s\dot{l}} + (J_2)_{s\dot{l}} \right] \frac{\omega_2}{t_r} \right\} = \\ &= \left[ \text{moment statyczny} \right] + \left\{ \text{dodatek dynamiczny} \right\}, \end{aligned}$$

gdzie:

$$J_2 = J_{\text{małego kółka zęb.}} + J_{\text{kółka ślimakowego}} + J_{\text{wałka 2}}.$$

Moment obciążający wałek ślimacznicy, poza sprzęgłem /miarodajny dla wymiarów tego wałka/

$$(M_1)_r = \frac{(M_{2s\dot{l}})_r}{i_r \eta_{s\dot{l}} \eta_{w_s}} + \frac{J_{s\dot{l}} \omega_1}{t_r \eta_w} =$$

$$\begin{aligned}
 &= \left[ \frac{(Q + G_h) \cdot r}{2 \eta_K \eta_b \eta_w \eta_z \eta_w \eta_{sl} \eta_{ws} l_2 l_1} \right] + \left[ \frac{(Q + G_h) \cdot c \cdot r}{2 g t_r \eta_K \eta_b \eta_w \eta_z \eta_w \eta_{sl} \eta_{ws} l_2 l_1} \right] + \\
 &+ \frac{J_4}{\eta_w \eta_b \eta_w \eta_z \eta_w \eta_{sl} \eta_{ws} l_3^2 l_2^2 l_1^2} \cdot \frac{\omega_1}{t_r} + \frac{J_3}{\eta_w \eta_z \eta_w \eta_{sl} \eta_{ws} l_2^2 l_1^2} \cdot \frac{\omega_1}{t_r} \\
 &+ \left[ \frac{J_2}{\eta_w \eta_{sl} \eta_{ws} l_1^2} \cdot \frac{\omega_1}{t_r} + \frac{J_{sl}}{\eta_w} \cdot \frac{\omega_1}{t_r} \right] = \\
 &= \left[ (M'_{a,1}) \right] + \left\{ \left[ (J'_{a,1}) + (J'_{4,1}) + (J'_{3,1}) + (J'_{2,1}) + (J'_{sl,1}) \right] \frac{\omega_1}{t_r} \right\} =
 \end{aligned}$$

= [moment statyczny] + {dodatek dynamiczny},  
 gdzie  $J_{sl}$  - moment bezwładności ślimaka.

Wreszcie moment pędzący wirnik, obejmujący wszelkie obciążenia statyczne i dynamiczne wszystkich mas, począwszy od masy wirnika w silniku:

$$(M_s)_r = (M_1)_r + (J_{sp} + J_w) \frac{\omega_1}{t_r \eta_w}$$

gdzie  $J_{sp}$ ,  $J_w$  momenty bezwładności sprzęgła i wirnika.

Rozpatrując dodatek dynamiczny dla  $(M_{2z})_r$ , lub dla  $(M_{2sl})_r$ , lub dla  $(M_1)_r$ , albo dla  $(M_s)_r$ , widzimy, że wpływ bezwładności mas wirujących na osiach, oddalonych od osi rozpatrywanej, jest nieznaczący, gdyż w mianownikach odpowiednich wyrazów znajdujemy kwadraty przekładni lub nawet iloczyny z tych kwadratów, jak:  $l_2^2, l_2^2 \cdot l_1^2$  / dla niżej obliczonego przykładu:

$$l_2^2 = 49, l_1^2 = 1369, l_2^2 \cdot l_1^2 = 67081 \text{ } \beta \text{ wpływ główny pochodzi}$$

od mas, znajdujących się tuż na osi rozpatrywanej.

Obliczając dla jednego z wykonan konstrukcyjnych /a m. wciągar ki firmy Stork dla  $Q = 10t$ ,  $c = 2^m/min$ . według danych, przytoczonych w art.: Kammerer, "Hebe- maschinen auf der Weltausstellung in Paris 1900".

Z.d.V.d.I. 1901/, momenty bezwładności mas i przyjmuj

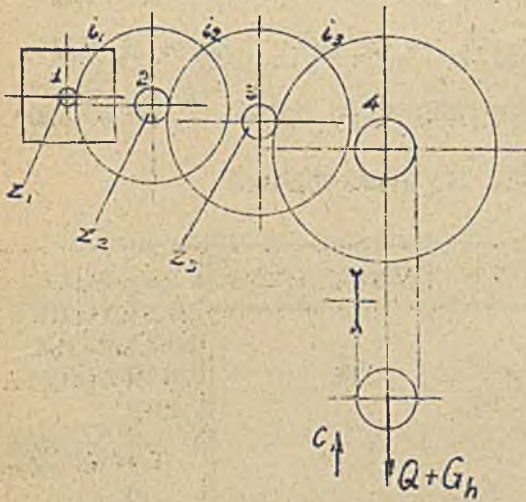
ając  $\eta_k = 0,98$ ,  $\eta_b = 0,98$ ,  $\eta_w = 0,97$ ,  $\eta_z = 0,96$

$\eta_{sl} = 0,70$ ,  $\eta_{ws} = 0,94$ , otrzymujemy dla  $t_r = 2^sec$ . następujące procentowe dodatki dynamiczne:

Organ wciągar ki.	Obciążenie: siła kg. lub moment kg.cm. statyczne.	Dodatki dynamiczne.		Przybliż. wartości dodatków dynamiczn. przy $c = 6^m/min$ %
		kg. lub kg.cm.	%	
Liny	5180 kg.	8,8 kg.	0,17	0,51
Koło zęba- te $z_1$	16500 kg.cm.	55 kg.cm.	0,3	0,9
Slimacznica	16900 "	77,7 "	0,46	1,35
Slimak	695	4,35	0,62	1.86
Części łączące sprzęg- ła	700	10,75	1,53	
Walek wirnika	700	17,15	2,45	
Wirnik	700	288,3	41,3	123,9

Gdyby szybkość podnoszenia była najwyższa /jaka spo- tykana jest dla dźwignio przeciętnych według wykazu

przytoczonego wyżej/  $C = 6 \text{ m/min.}$ , to konstrukcja wciągarki zmieniałaby się co do silnika /większa moc i inna liczba obrotów/ i co do ślimacznicy /mniejsza  $i_1$  /, inne części pozostałyby niezmiennie lub prawie niezmiennie. Dla tej szybkości podane są w grubem przybliżeniu procentowe dodatki dynamiczne.



rys. 89 b.

$\beta$  / Mechanizm z przekładnią zębatą: /rys. 89 b.

Momenty obciążające oblicza się analogicznie - do poprzedniego, np. moment obciążający kółko zębate  $z_1$  :

$$(M_w) =$$

$$= \frac{Q + G_h}{2} \frac{r}{\eta_k \eta_b \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z l_3 l_2 l_1} +$$

$$+ \frac{Q + G_h}{2g} \frac{c}{t_r} \frac{r}{\eta_k \eta_b \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z l_3 l_2 l_1} +$$

$$+ \left[ \frac{J_5}{\eta_w \eta_b \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z l_4^2 l_3^2 l_2^2 l_1^2} + \frac{J_4}{\eta_w \eta_z \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z l_3^2 l_2^2 l_1^2} + \right. \\ \left. + \frac{J_3}{\eta_w \eta_z \eta_w \eta_z l_2^2 l_1^2} + \frac{J_2}{\eta_w \eta_z l_1^2} \right] \frac{\omega_1}{t_r}$$

Obliczając dla jednego z wykonań konstrukcyjnych /z mianowicie wciągar-ki firmy Duisburger Maschinenbau A.G. dla  $Q = 30t$ ,  $c = 2,84 \frac{m}{min}$  według danych, przyto-  
czonych w pracy C. Pflöiderer'a "Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen"/ procentowe dodatki dyna-  
miczne dla  $t_r = 2sec$ , otrzymujemy następujące wyniki:

Organ wciągar-ki.	Obciążenie: siła kg. moment kgcm. statyczne.	Dodatki dynamiczne.	
			%
Lina	5520 kg.	13,26	0,24
Koło zę- bate $z_3$	55200 kg.cm.	310,6	0,56
$z_2$	19800 "	150,5	0,76
$z_1$	4260 "	121,4	2,85
Części łą- czące sprzęgła	4380 "	163,5	3,74
Walek sil- nika	4380 "	192,1	4,38
Wirnik	4380 "	1892,1	43,2

d/ Wnioski, co do wpływów dynamicznych na obciążenia części dźwigniocy i moc silnika.

Z powyższych obu obliczeń  $\alpha$  i  $\beta$  widzimy, że przy przeciętnych szybkościach, dodatki dynamiczne wywierają bardzo nieznaczny wpływ na obciążenia części mechanizmu podnoszącego, w stosunku do obciążeń



statycznych. Ponieważ zaś pożądanem jest w pracy konstruktorskiej operować jaknajprostszymi rachunkami, z reguły wpływ ten pomijamy, licząc części podług obciążeń statycznych.

Peważnie odbija się ten wpływ jedynie na silniku. Tu moment, wywierany na wirnik, musi poruszyć nie tylko części mechanizmu, lecz i dużą masę wirnika. Z obliczenia  $\alpha$  widać jednak, że silniki dźwigniowe, wybrane według momentu statycznego, w zupełności mogą wystarczyć, gdyż budowane są tak, iż ich moment rezruchowy może być przeciętnie nawet 2,5 - - 3 razy większy, niż statyczny.

Czy przy przeciętnych szybkościach otrzymuje się pewien przyrost mocy  $\Delta N$  /patrz wyżej rys. 88 c/ ponad moc statyczną, jest to dla konstruktora z punktu praktycznego obojętne. Gdyby bowiem nawet przyrost taki się pojawiał, to wobec bardzo krótkich okresów trwania tego nadatku, silnik, wybrany według mocy statycznej, wytrzyma go bez niedopuszczalnego zagrzania się /p. str. 17/. Pod względem zaś wytrzymałości mechanicznej, silnik taki jest zupełnie dostateczny, jak już wyjaśniono wyżej. Z reguły przeto, dla przeciętnych szybkości wybieramy silnik według mocy statycznej:

$$N = \frac{(Q + G_h) C}{75 \eta}$$

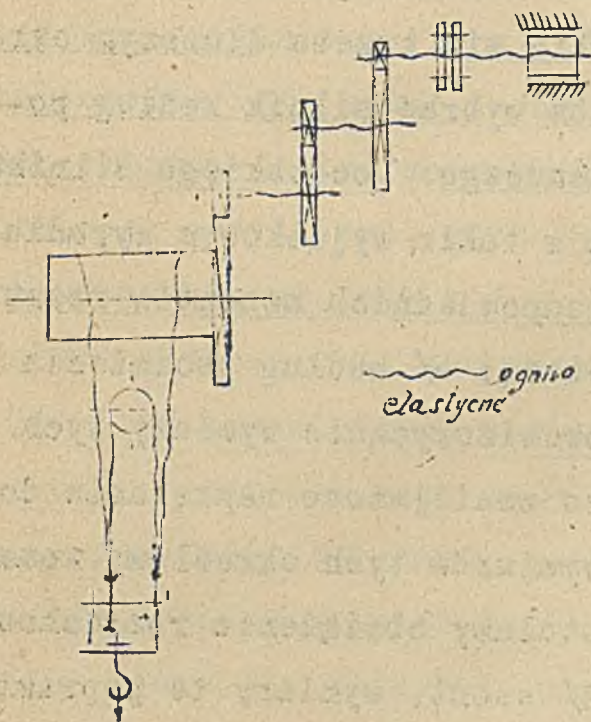
Jedynie tylko w wyjątkowych wypadkach dla szybkości bardzo dużych i przy bardzo częstej pracy /np. różnicach portowe/ może zajść potrzeba uwzględnienia wpływów dynamicznych przy wyborze silnika. Jeżeli bowiem moment rozruchowy silnika, wybranego według mocy statycznej  $N$  wypadnie  $<$  niż konieczny moment rozruchowy, to albo zadowolili się trzeba dłuższym okresem rozruchu, albo trzeba wybrać silnik według potrzebnego momentu rozruchowego. Moc takiego silnika  $N' > N$ . Części mechanizmu w takim wyjątkowym wypadku należy obliczać według odpowiednich momentów rozruchowych, następującą metodą: a/ według obciążenia statycznego obliczamy prowizorycznie wymiary tych części, przyjmując nieco zmniejszone naprężenia dopuszczalne, b/ według wymiarów tych określamy momenty bezwładności  $J$ , ustalamy obciążenia rozruchowe i sprawdzamy wymiary, c/ ewent. wymiary te poprawiamy

2. W założeniu, że mechanizm składa się z brył sztywnych, połączonych ogniwami elastycznymi.

W rzeczywistości żaden mechanizm nie jest zespołem elementów absolutnie sztywnych, jak to przyjmuje zało

-----

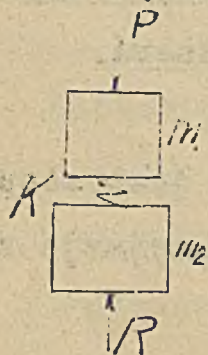
lenie 1. Wszystkie miejsca łączące są, wskutek sprężystości materiału, mniej lub więcej elastyczne tak, że rzeczywisty mechanizm należy wyobrazić raczej /rys. 90 a/ jako szereg brył sztywnych /wirnik, koła zębate, bęben, wieszadło haka, ciężar/, połączonych



rys. 90 a.

ogniwami mniej lub więcej elastycznymi; najczęściej elastyczne są wałki i lina, najmniej zęby kół. Podczas rozruchu siły występujące w tych elastycznych ogniwach nie są, wskutek ich sprężystej podatności równe tym obciążeniom, jakiet wypro-

wadzono przy założeniu /1/ absolutnej sztywności. -



rys. 90 b.

Ogniwo elastyczne zachowuje się tak jak bufory między wagonem, a lokomotywą, pchającą wagon z tyłu, wtedy, gdy lokomotywa przyśpiesza bieg wagonu /rys. 90 b/; bufery te narazie zostają zgniecione, dopóki wagon nie ruszy, po-

czem rozprężają się, znowu zgniatają, przy dalszym impulsie przyspieszającym, poczem znowu rozprężają się i t.d. - są jednym słowem w stanie drgań sprężystych. Siły w ogniwie elastycznym, odpowiadające tym drganiom sprężystym, wahają się około tej wartości, jakaby występowała w tym ogniwie przy absolutnej jego sztywności, przyczem zależnie od warunków wzrost ponad tę wartość bywa w pewnych wypadkach bardzo duży. Zbadaniu tej sprawy poświęcił C. Pfleiderer pracę: "Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen", której główne wyniki są niżej przytoczone: gdyby mechanizm składał się z dwóch tylko brył, położonych na jednej osi geometrycznej i połączonych jednym ogniwem elastycznym, to analizę jego możnaby przeprowadzić na układzie /rys. 90 b/ dwóch mas wykonywujących ruch prostoliniowy. Przy założeniu, że w okresie rozruchu działają stałe siły: pędząca  $P = const$  i opór  $R = const$  - masa  $m_1$  po upływie czasu  $t$  przejdzie drogę  $S_1$ , gdy w tym samym czasie masa  $m_2$  wskutek elastyczności ogniwa - drogę  $S_2$  i ogniwie pojawi się nateżenie  $K = \frac{S_1 - S_2}{\gamma}$ , gdzie  $\gamma$  współczynnik sprężystej podatności ogniwa; w momencie tym, pokonywując opór  $K$  i nadając masie  $m_1$  dalsze przyspieszenie  $\frac{d^2 S_1}{dt^2}$ , siła  $P = K + m_1 \frac{d^2 S_1}{dt^2}$  i

jednocześnie, pokonywując opór  $R$  i nadając masie  $m_2$  dalsze przyspieszenie  $\frac{a \cdot s_2}{dt^2}$  siła

$$K = R + m_2 \frac{d^2 s_2}{dt^2}$$

Po przeróbkach i scałkowaniu otrzymalibyśmy dla  $K$  następującą od czasu  $t$  zależność:

$$K = A - B \cos[\beta + C(t - t_0)]$$

która wskazuje, iż natężenie ogniwa elastycznego w okresie rozruchu zmienia się cosinusoidalnie odpowiednio do drgań sprężystych. Dodać trzeba, że dla uproszczenia nie wprowadzamy tu Pfleiderer żadnego tłumienia drgań.

$$\left. \begin{matrix} K_{max} \\ K_{min} \end{matrix} \right\} = \frac{Rm_1 + Pm_2}{m_1 + m_2} \pm \sqrt{\frac{1}{m_2} + 1} R [2P - R] + \left[ \frac{1}{m_2} + 1 \right] (P - R)^2$$

lub wprowadzając przyspieszenie, jakie siła  $P - R$  nadawałaby obu masom  $(m_1 + m_2)$  satyrno połączonym

$$a = \frac{P - R}{m_1 + m_2}$$

$$\left. \begin{matrix} K_{max} \\ K_{min} \end{matrix} \right\} = (R + a m_2) \pm \sqrt{[R + a m_2]^2 - R^2} \sqrt{1 + \frac{1}{\mu_2}}$$

Powyższe dwa równania wskazują:

1. że natężenia ogniwa elastycznego wahają się około wartości średniej  $R + am_2$ , która pojawiłaby się w tem ogniwie w wypadku jego absolutnej sztywności.

2. że natężenia te nie zmieniają kierunku  $\sqrt{\quad}$  bowiem  $> 0$  /,

3. że amplituda wahań jest tem większa, im mniejszy stosunek  $\frac{m_1}{m_2}$ , to znaczy, im mniej masy tkwi w silniku, a im więcej masy przy sile pokonywanej,

4. że w najgorszych krańcowych okolicznościach natężenie w ogniwie elastycznym  $K_{max}$  osiągnąć może najwyższą wartość  $2(R + am_2)$  podwójnie wielką w stosunku do natężenia przy absolutnej sztywności; do tej krańcowej okoliczności bliski jest wypadek, gdy silnik rusza przy nieodhamowanym hamulcu /eo matematycznie równoznaczne jest  $m_2 = \infty$ : wtedy  $K_{max} = 2P$ ; mniej, ale również wielce niekorzystnym jest wypadek, gdy wciągarka podrywa nagle ciężar leżący, przyczepiony do początkowo luźnej liny,

5. że przy wymienionem wyżej opuszczeniu wpływów, tłumiących drgania, wahania natężenia ogniwa elastycznego nie zależą zupełnie od t.j. od sprężystej podatności ogniwa. Według tego wyniku

wpływ drgań w czasie rozruchu odbijałby się w jednako-  
kowej mierze na wszystkich podatnych ogniwach mecha-  
 nizmu zupełnie elastycznych, jak i bardzo mało elas-  
 tycznych, prawie że sztywnych. - W rzeczywistości jed-  
 nak niewątpliwie tłumliwość drgań w ogniwach mało  
podatnych stawia je w warunkach korzystniejszych.

Faktycznie mechanizm podnoszący składa się z wie-  
lu brył, rozłożonych na różnych osiach i wielu elas-  
tycznych ogniw łączących. Chcąc przeprowadzić dokład-  
ną analizę naprężeń w jednym z ogniw elastycznych  
 np. wałku silnika, należy wszystkie masy zastąpić  
 masami sprowadzonymi na oś tego wałka /patrz wyżej  
 str. 235/, pozatem współczynnik podatności zastąpić  
sprowadzonymi również na tę oś współczynnikami<sup>x/</sup>.

x/ Pojęcie sprowadzonego współczynnika podatności  
 wypływa z następującego: na wałku  $K$  siła  $P$  wywołuje  
 odkształcenie  $S = P \delta_K$ , wykonawszy pracę  $P S$ ,  
 odkształcenie to wywołałaby siła  $P' = \frac{S}{\delta_K}$  i praca  
 $P' S'$ , przyłożona do innej osi, na którą zrobiono  
 sprowadzenie mas; oczywiście  $\eta_K P' S' = P S$

$$\eta_K \frac{S'^2}{\delta_K} = \frac{S^2}{\delta_K}$$

a ponieważ  $\frac{S'}{\delta_K} = i_K$ , to sprowadzamy współczynnik podat-  
 ności  $\delta_K' = \eta_K i_K^2 \delta_K$

Dałoby to układ /rys. 90 c/, względem którego możnaby wypisać cały zespół równań, sformowanych według powyższego rozważania i otrzymać wielce skomplikowane równania dla natężenia w ogniwach elastycznych. Na szczególnie obliczonych przykładach wykazuje Pfeiderer, że między wynikiem, otrzymanym z układu wielobryłowego, a wynikiem z układu o dwóch tylko bryłach, połączonym jednym tylko interesującym nas



w danej chwili ogniem - ale po wprowadzeniu do rachunku wypadkowego współczynnika podatności, zastępującego podatność całego mechanizmu - różnica jest nieznacząca. Wobec tego wnioskuje, że równanie wyżej wprowadzone

$$K_{max} = (R + a m_2) + \sqrt{(R + a m_2)^2 - R^2 \frac{1}{1 + \frac{m_1}{m_2}}}$$

rys 90 c. jest praktycznie zupełnie wystarczające dla znalezienia największego natężenia w poszczególnych ogniwach elastycznych, występującego w nich podczas rozruchu pod wpływem sił dynamicznych i drgań sprężystych. Stąd wynika, że dla obciążenia ogniwa elastycznych mechanizmu wykonywującego ruch obrotowy jest miarodajny moment:



$$(M_{d/r}) = M'_a + \sum_2 J \frac{\omega}{T} + \sqrt{(M'_a + \sum_2 J \frac{\omega}{T})^2 - \frac{M_a^2}{1 + \frac{\sum_2 J'}{\sum_1 J}}}$$

gdzie oznaczają:  $M'_a$  - moment od ciężaru zredukowa-  
ny na oś danego ogniwa elastycznego,  $\sum_2 J$  - sumę  
zredukowanych na tę że oś momentów bezwładności  
wszystkich mas ( $m_2$ ) od ciężaru do danego ogniwa,

$\sum_1 J$  - sumę zredukowanych na tęże oś momentów bez-  
władności wszystkich mas  $m_1$  od ogniwa aż do miejsca  
przyłożenia momentu napędnego,  $\frac{\omega}{T}$  przyspieszenie  
kątowe osi ogniwa.

Oczywiście ze wszystkich ogniw elastycznych me-  
chanizmu podnoszącego najniekorzystniej / największe  
 $m_2$ , najmniejsze  $m_1$  / narażony jest wałek silnika,  
inne wałki i łączniki elastyczne im dalej od silnika  
tem mniej cierpią z powodu elastyczności.

Dla wsiągarki wymienionej na str. 239 otrzymuje  
Pfleiderer dla wałka silnika przy  $T = 4 \text{ sec}$ .

$$K_{max} = 15050 + 66/ + 1574 = 6690$$

natężenie  $0 \frac{6690 - 5050}{5050} \cdot 100 = 32,5 \%$

wyższe od natężenia, które występuje w biegu ustalonym pod obciążeniem statycznym; przy  $t_r = 2 \text{ sec}$ .

$K_{max}$  byłoby:  $/5050 + 132/ + 1700 = 6882$ ,  
czyli o 36 % wyższe. Dla części łączących sprzęgła  $K_{max}$  byłoby już tylko o 31 % wyższe od natężenia statycznego. Dla wałka kółka zębatego  $Z_1$  o 29 %; dla wałka koła zębatego  $Z_2$  nadwyżka wyniosłaby 9%. Są to nadwyżki nieznaczne /od 10 % do 30 % zaokrąglając liczby otrzymane/; choć pamiętać należy, że przy zapóźno odhamowanym hamulec /p.wyżej/ nadwyżki te w ogniwach położonych pomiędzy silnikiem a hamulcem mogą wzrosnąć do  $2P$ , co stanowi przeszło 100 % obciążenia statycznego.

### B. Wnioski co do obliczenia wałków i innych części mechanizmu podnoszącego.

Z uwagi na powyższe wałek silnika jest wykonywany zawsze bardzo mocno ponad wymiar, odpowiadający obciążeniu statycznemu, wałki zaś mechanizmu podnoszącego, jako ogniwa elastyczne, należy liczyć, - koregując regułę wprowadzoną wyżej na str.240 - podług obciążeń statycznych, ale przyjmując naprężenia dopuszczalne zmniejszone o 10 do 30 % /stopniowo ku silnikowi/. Części łączące sprzęgła również podług obciążeń sta-

tycznych, lecz przy naprężeniach dopuszczalnych, zmniejszonych o 30 %. Inne natomiast części, które mogą być uważane za sztywne, zgodnie z wypowiedzianą już regułą /str.240/, według obciążeń statycznych i niezmnieszonych naprężeń dopuszczalnych.

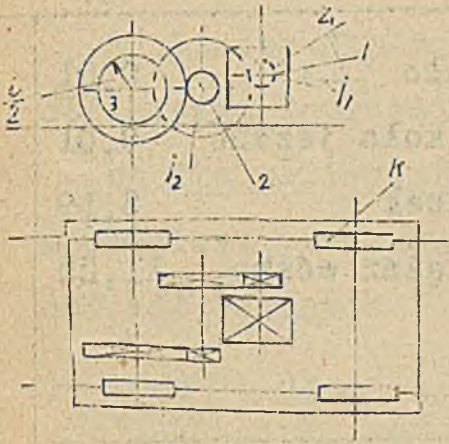
C, Dynamika mechanizmu przesuwu wózka dźwigni elektrycznej i wnioski co do wyboru silnika oraz co do obliczenia wałków i innych części mechanizmu.

1. W mechanizmie przesuwu wózka w okresie rozruchu moment pędzący wirnik

$$\begin{aligned} (M_s)_r &= \frac{M_j}{\eta_2 \eta_w \eta_z \eta_w l_2 l_1} + \frac{(Q + G_h + G_w) \cdot C \cdot \frac{D_2}{2}}{g \eta_r \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z \eta_w l_2 l_1} + \\ &+ J_3 \frac{\omega_2}{\eta_r \eta_w \eta_z \eta_w \eta_z \eta_w l_2 l_1} + J_2 \frac{\omega_2}{\eta_r \eta_w \eta_z \eta_w l_1} + (J_z + J_w) \frac{\omega_1}{\eta_r \eta_w} = \\ &= [(M'_j)_1] + \left\{ [(J'_3)_1 + (J'_2)_1 + (J'_z)_1 + (J'_w)_1] \frac{\omega_1}{\eta_r} \right\} = \end{aligned}$$

= [moment statyczny] + {dodatek dynamiczny}

gdzie oznaczają:  $M_j$  - sumaryczny moment oporu przesuwu /składający się z oporu toczenia, oporu tarcia osi, oporu bocznego ześlizgiwania, oporu tarcia obrze-



rys. 91 a.

ży i oporu tarcia piast /p.niżej rozdział o kołach jezdnych i oporze jazdy /przesuwu/ na osi kół  $K$  ;  
 $Q$  - waga ciężaru zawieszono-  
nego;  $G_h$  - waga haka lub  
innego uchwyty;  $G_w$  - waga  
wózka;  $C$  - szybkość biegu  
ustalonego,  $\tau$  - czas rozruchu,  $J$  - odpowiednie  
momenty bezwładności mas wirujących:  $(J'_1), (J'_2), \dots$   
- odpowiednie zredukowane /p.str.231 i 236/ momenty  
bezwładności, sprowadzone na wałek 1, którego szyb-  
kość kątowa =  $\omega$ . W mechanizmach przesuwu wobec  
sporej szybkości  $C$ , przekładnia ogólna  $i_1, i_2$  jest  
mniejsza, niż w mechanizmach podnoszących, dlatego  
wpływ dynamiczny mas wykonujących ruch prostoli-  
nijny jest znaczny. Z mas wirujących natomiast tylko  
te, które znajdują się bezpośrednio na danej osi,  
wywierają wpływ poważniejszy, inne zaś bardzo drobny  
Tak np. w mechanizmie przesuwu wciągarki, analizo-  
wanej przez Pflsiederera /p.str:237/ z trzema prze-  
kładniami  $i_1 = 64:16, i_2 = 62:1, i_3 = 50:15$  zredukowane  
na oś wirnika momenty bezwładności mas wynoszą:

wirnik kg.cm.sec. <sup>2</sup>	1,50	koło $Z_3$	0,01
kółko $Z_1$	0,19	4 koła jezdne	0,01
koło $Z_1$	0,92	wózek	3,19
kółko $Z_2$	0,01	ciężar wózka	11,55
koło $Z_2$	0,05		
kółko $Z_3$	$\approx 0$		

Obliczając dodatki dynamiczne przy uwzględnieniu wszystkich mas, otrzymujemy:

Organ mechanizmu	Moment statyczny kg.cm.	Dodatki dynamiczne	
		kg.cm.	%
Wałek kół jezdnych	23 500	10 200	43,5 ( $\bar{t}_r = 4 \text{ sec}$ )
		20 400	87 ( $\bar{t}_r = 2 \text{ sec}$ )
Wirnik	545	274	50
		548	100

Przytem przy obliczeniu momentu statycznego przyjęto 30 % na opory boczno-zęślizgiwania, obrzeży i piast.

Pomijając zaś zupełnie wszystkie masy wirujące mechanizmu z wyjątkiem wirnika otrzymujemy:

Wirnik	545	256	47
		272	94

2. Liczby dla momentów bezwładności i powyższe obliczenia doprowadzają do wniosków, że

a/ dla obliczenia wszystkich części sztywnych mechanizmu przesuwu wychodzić należy z momentu na osi kół jezdnych

$$(M_i)_r = M_i + \frac{\sum G \cdot c D}{g \cdot \frac{tr}{2}}$$

gdzie  $\sum G = Q + G_h + G_w$

przytem  $G_w$  waga wózka, redukując go dla innych osi odpowiednio, lecz nie dodając już drobnego dalszego wpływu mas wirujących.

b/ moment pędzący wirnika należy praktycznie przyjmować:

$$(M_s)_r = \frac{M_i}{\eta_2 \eta_w \eta_z \eta_w \eta_2 \eta_1} + \frac{(Q + G_h + G_w) \cdot c \frac{D}{2}}{g \cdot \frac{tr}{2} \eta_w \eta_2 \eta_w \eta_2 \eta_w \eta_2 \eta_1} + \frac{J_w \omega_1}{tr \eta_w}$$

- to znaczy, przyjmując pod uwagę jedynie masy ciężaru uchwytu i wózka oraz wirnika.

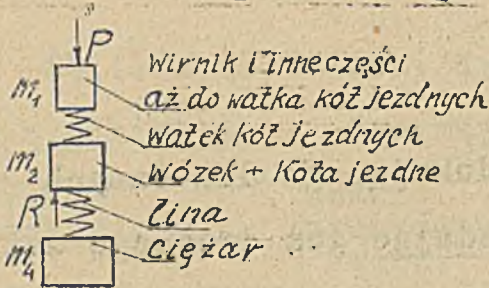
3. Silnik wybierać należy według mocy statycznej

$$N = \frac{M_i \cdot c}{D/2 \cdot 60 \cdot \eta_5 \cdot \eta}$$

sprawdzając z reguły, czy największy dopuszczalny moment rozruchowy tego silnika  $(M_s)_{max} > (M_s)_r$

W wypadku gdyby  $(M_s)_{max} < (M_s)_r$  i czas rozruchu  $t_r$  nie mógłby być mniejszony, należy przyjąć odpowiednio większy silnik według potrzebnego momentu rozruchowego.

4. Rozpatrując mechanizm przesuwu jako składający się z brył prawie sztywnych i ogniw elastycznych Pflöiderer sprowadza go do następującego układu



/rys. 91 b/, gdzie uwidatniono dwa najwięcej elastyczne ogniwa: wałek kół jezdnych i linę.

rys. 91. b.

Obliczając ściśle

według tego układu i uwzględniając wszystkie masy otrzymuje wskutek drgań największy moment nateżający w wałku kół jezdnych  $(M_k)_{max} \approx 2000 \text{ g.cm}$

przy  $t_r = 4 \text{ sec.}$  Pomijając zaś elastyczność liny, czyli przechodząc do układu dwubryłowego, z jednym ogniwem elastycznym i pomijając masy wirujące /prócz wirnika/ samego mechanizmu  $(M_k)_{max} = 2100 \text{ kg.cm.}^*$

Na podstawie tego wnioskuje, że dla obliczania ogniw elastycznych /wałków mechanizmu, ewent. części łączących sprzęgła/ praktycznie wystarczy wychodzić

\*) przy tym rachunku na opory obrzeży i t.d. przyjmuje Pflöiderer 100%.

z równania dla wałka kół jezdnych

$$(M)_{\text{otr}} = \left( M_j + \frac{\Sigma G c D}{g t_r 2} \right) +$$

$$+ \sqrt{\left( M_j + \frac{\Sigma G c D}{g t_r} \right)^2 - M_j^2 \frac{1}{1 + \frac{\Sigma G g \left( \frac{D}{2} \right)^2}{J_w l^2 \eta}}}$$

gdzie  $l$  - przekładnia między wałkiem silnika i wałkiem kół jezdnych;  $\eta \approx \eta_{1-3}$  - stopień sprawności wszystkich organów od wirnika aż do wałka kół jezdnych, równający się prawie ogólnej sprawności. Przy obliczaniu innych wałków moment ten należy odpowiednio zredukować, lecz nie dodając już drabnego dalszego wpływu mas wirujących.

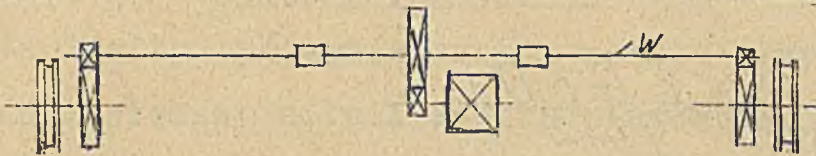
Według równania tego wzrost momentu natężającego wyniósłby 180 % przy  $t_r$  równe 4 sek., względnie 267 % przy  $t_r = 2$  sek. obciążenia statycznego.

Wskazuje to, jak niebezpiecznym byłoby obliczać ogniwa elastyczne tylko według obciążenia statycznego.

D. Dynamika mechanizmu przesuwu mostu lub bramy dźwignicy elektrycznej i wnioski co do wyboru



silnika oraz co do obliczeń wałków i części mecha-  
nizmu.



rys. 92 a.

Warunki pracy tego mechanizmu są analogiczne do mechanizmu przesuwu wózka. Tu również praktycznie miarodajnymi są tylko masy wirnika i masy poruszające się prostolinijnie: ciężar, wózek i cały most lub brama, przytem masa mostu lub bramy wpływa dodatkowo nader poważnie na zwiększenie obciążeń; tak np. w moście suwnicy analizowanej przez Pfleiderera dodatek dynamiczny wynosi przy  $t_r = 4$  sec. 170% obciążenia statycznego /jeżeli na opory zeslizgiwania obr i piast przyjąć 60 %/.

Wnioski p.  $G_2 \dots G_3$  - dotyczą analogicznie mechanizmu przesuwu mostu z tem, że jako  $\sum G$  należy przyjmować  $Q + G_h + G_w + G_m$ , gdzie  $G_m$  - waga mostu.

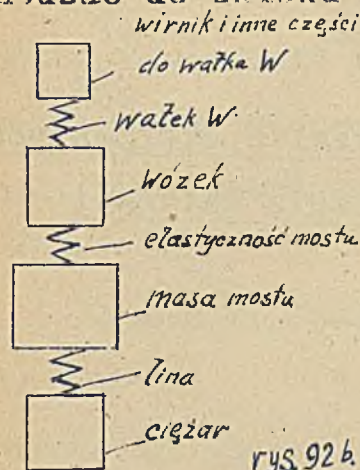
Analizując wpływ drgań sprężystych, sprowadza Pfleiderer mechanizm przesuwu mostu do układu /rys. 92 b/.

Obliczenie dokładne według tego układu daje największy moment nateżający wałka

$$(M_k)_{max} = 12750 \text{ kg. om.}$$

przyczem na tarcie obrzeży i t.d. przyjęto 100 % .

Pomijając zaś elastyczność liny i mostu, czyli przechodząc do układu dwubryłowego z jednym ogniwem elas-



tycznem, i pomijając masy wirujące mechanizmu, prócz samego wirnika,

$$M_{Kmax} = 13616, \text{ co nieznacznie różni}$$

się od wartości dokładnej. Dlatego

Pfleiderer wnioskuje, iż praktycznie

dla obliczenia ogniw elastycznych

mechanizmu wychodzić należy z  $(M_j)_{elr}$ ,

przytoczonego w p. 4 z odpowiednią  $\sum G$  Według powyż-

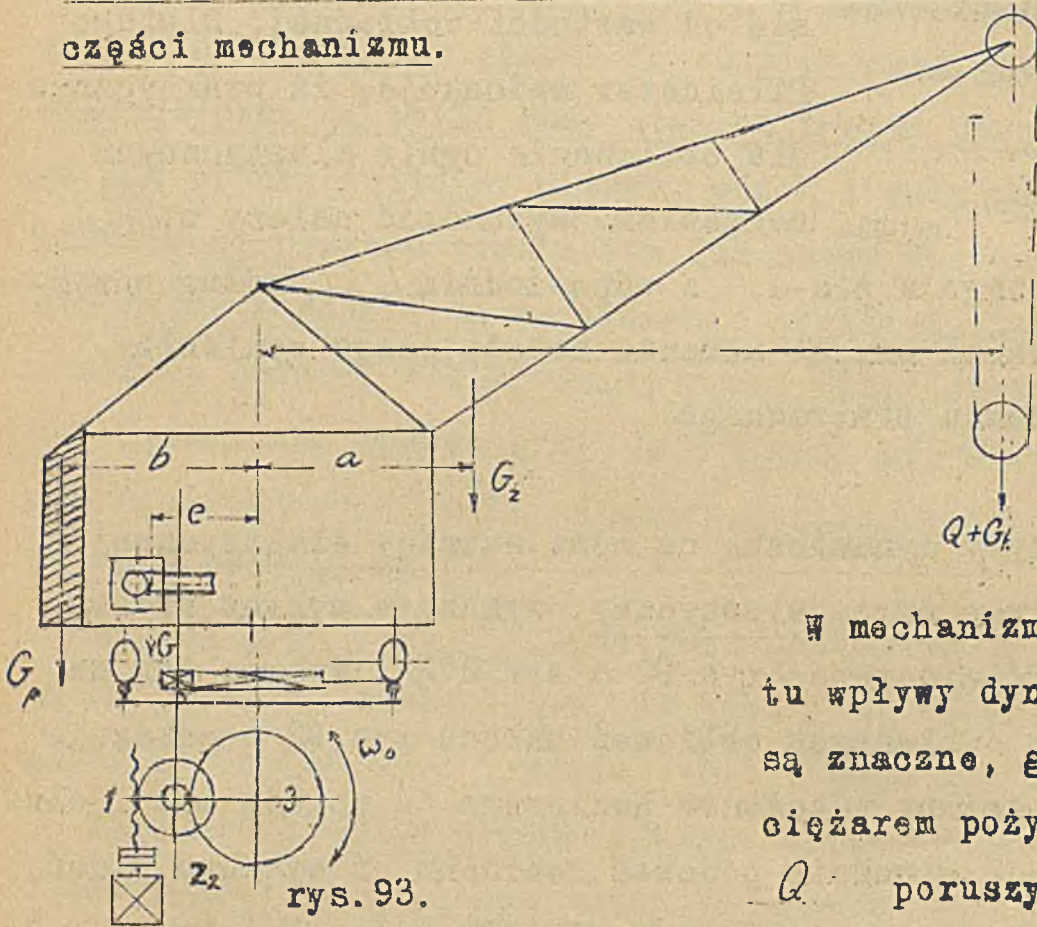
szej wartości wzrost momentu natężającego wyniósłby

366 % momentu statycznego.

E. Wpływy dynamiczne na most suwnicy elektrycznej uważany jako organ elastyczny, wykazuje wykres wyjęty z pracy Pfleiderera /rys. 92 c str. 272/. Wykres ten na podstawie dokładnych obliczeń układu rys. 92 b wskazuje przebieg zmiany natężenia poziomego /z powodu mas i elastyeczności/ w moście podczas rozruchu. Z wykresu widać, że największe natężenie wynosi 4400 kg.; obciążenie zaś dynamiczne w moście uważanym za ogniwo absolutnie sztywne byłoby 1470 kg., - wpływ przeto elastyeczności, potroił wielkość natężenia. Natężenie to, aczkol-

wiek bardzo małe w stosunku do obciążeń pionowych, powinny być jednak przy mostach szybko jeżdżących brane pod uwagę.

F. Dynamika mechanizmu obrotu żórawi elektrycznych, wybór silnika i wnioski co do obliczenia wałków i części mechanizmu.



rys. 93.

W mechanizmach obrotu wpływy dynamiczne są znaczne, gdyż poza ciężarem pożytecznym  $Q$  poruszyć tu

trzeba bardzo duże masy przeciwwagi  $G_p$  i żórawia  $G_2$ .

Dlatego analogicznie do wyników w p. d. :

1. Przy obliczaniu części sztywnych mechanizmu wychodzić należy z momentu na osi obrotu 3:

$$(M_o)_r = M_o \left( \frac{Q+G_h}{g} L^2 + \frac{G_p}{g} b^2 + J_z + \frac{G}{g} L^2 \right) \frac{\omega_o}{Lr}$$

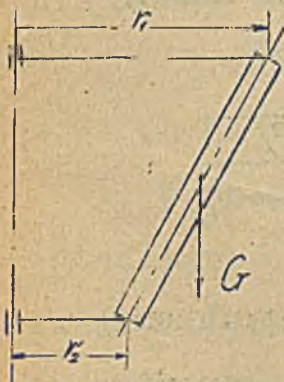
gdzie  $M_o$  - moment oporu przy obracaniu żórawia /p.ni-  
żej odpowiednie rozdziały dla poszczególnych żórawi/  
 $\omega_o$  - szybkość kątowna obracania żórawia względem osi  
obrotu,

$J_z$  - moment bezwładności całego tułowia żórawia<sup>x/</sup>

$GL^2$  - " " " mechanizmu, -

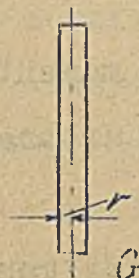
redukując odpowiednio moment ten dla poszczególnych  
osi, lecz nie dotychczas dalszego bardzo nieznacznego  
wpływu mas wirujących mechanizmu.

x/ Moment  $J_z$  oblicza się jako sumę momentów bezwład-  
ności poszczególnych prętów tułowia, do czego służą  
następujące równania: dla pręta dowolnie nachylonego:



$$J = \frac{G}{3g} (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2)$$

Dla pełnego obracającego  
się słupa



$$J = \frac{G}{2g} r^2$$

2. Dla obliczenia momentu rozruchowego silnika należy przyjąć:

$$(M_{s})_r = \frac{(M_o)_r}{\eta l} + J_w \frac{\omega_1}{tr \eta_w}$$

gdzie  $J_w$  - moment bezwładności wirnika.

3. Silnik należy dobierać tak, aby największy dopuszczalny moment rozruchowy silnika

$$(M_s)_{max} \geq (M_s)_r$$

Silnik obrany według mocy statycznej:

$$N = \frac{M_o \omega_o}{75 \eta}$$

gdzie  $M_o$  w kgm., prawie zawsze jest pod względem momentu rozruchowego zbyt słaby i trzeba wybierać o większej mocy.

4. Dla obliczenia części elastycznych mechanizmu /wałki, części łączące sprzęgła/, wychodzić należy z równania dla osi obrotu „3”:

$$(M_o)_{kl.r} = (M_o)_r + \sqrt{(M_o)_r^2 - M_e^2} \frac{J_w}{J_w + \frac{J_z}{l^2 \eta}}$$

odpowiednio redukując ten moment dla dalszych osi, lecz nie dodając dalszego drobnego wpływu mas wirujących mechanizmu.

W zórawiach z olbrzymimi masami własnymi, jak np.

źóraw młotowy /str.210/, wpływ mas jest tak wielki, że moment rozruchowy silnika przy  $t_r = 10_{sec}$ .względnie  $t_r = 5_{sec}$ .byłby 6-o, względnie 10-o krotnie większy, niż moment w biegu ustalonym, a natężenie w ogniwach elastycznych 11-o względnie 19-o krotnie większe niż obciążenie statyczne.

#### G. Długość czasu rozruchu.

Z ostatnio /w końcu p.F/ przytoczonych liczb wynika, że krótkie czasy rozruchu powodowałyby w niektórych mechanizmach konieczność nadawania wymiarom części mechanizmu nader dużego zapasu w stosunku do obciążeń statycznych przy biegu ustalonym. Zachodzi wobec tego pytanie, czy należy stosować bardzo krótkie czasy rozruchu, gdyż na zasadzie powyższego wydają się one nieekonomiczne. Odpowiedź streszcza się w dwóch następujących tezach:

1. W dźwignicach, gdzie nie zależy na wielkiej intensywności pracy /a zatem skracania pracy poszczególnych ruchów/, czas rozruchu może być dłuższy; jednak z uwagi na wykorzystanie wymiarów części mechanizmu może być tak krótki, aby dawał przy rozruchu te same natężenia, jakie wywołuje zatrzymywanie

ruchu; przy zatrzymywaniu zaś czas zatrzymywania nie może być bardzo długi tam, gdzie konieczna jest precyzyjność zatrzymywania, a zatem krótka droga zatrzymywania.

2. W dźwignicach intensywnie pracujących czas rozruchu powinien być krótki, jednak zważyć należy, że im dłuższe drogi ma stale wykonywać dźwignica, tem mniej znaczącem dla ekonomji całkowitego czasu pracy dźwignicy jest skrócanie czasu rozruchu,

Tak np: w intensywnie pracujących żórawiach przeładunkowych z chwytakami, gdzie droga podnoszenia wynosi najwyżej 9 m, przy szybkości 60 m/min. = 1 m/sec., dla czasu rozruchu  $t_r = 3$  sec. i czasu zatrzymania  $t_z$  . całkowity czas na przebycie drogi

$$t_c = 3 + \frac{9 - \frac{1}{2} \cdot 3 - \frac{1}{2} t_z}{1} + t_z = 10,5 + t_z/2$$

przy zaś  $t_r = 1$  sec.

$$t_c'' = 1 + \frac{9 - \frac{1}{2} \cdot 1 - \frac{1}{2} t_z}{1} + t_z = 9,5 + t_z/2$$

tak, iż oszczędność na czasie wynosi

$$\frac{1}{10,5 + t_z/2} \approx 9\%$$

W żórawiach zaś budowlanych, gdzie wysokość podno-

szenia może wynosić np. 32 m. oszczędność ta wyniesie tylko

$$\frac{1}{32,5 + \frac{1}{2}} \approx 3\%$$

Tymczasem to skrócenie czasu rozruchu wywołuje niepożądany wzrost obciążeń mechanizmu.

H. Wybór wielkości naprężeń dopuszczalnych i dopuszczalnych współczynników zużywalności dla mechanizmów dźwigni silnikowych.

Materiały używane w budowie dźwigni.

Podobnie, jak w innych działach budownictwa maszyn, przy obliczaniu wymiarów części dźwigni, narażonych ze strony wytrzymałości, winniśmy posilkować się tablicą naprężeń dopuszczalnych, ustaloną przez C. Bacha<sup>x/</sup>; przy obliczaniu zaś części ścieranych opierać się musimy na tych /niestety jeszcze mało naukowo uzasadnionych/ współczynnikach zużywalności, jakie

---

x/ Wobec tego, że najnowsze normy wprowadzone przez Bacha od 12-go wydania "Maschinenelemente" są wyższe, niż normy dawniejsze, ale te normy nowe w wielu, nawet nowszych podręcznikach, nie są jeszcze ogłoszone, niżej je przytaczam, w rubryce "do" liczba górna ozna-



przepisuje dotychczasowa wiedza o częściach maszyn. Na str. już jednak 16 i dalszych zwróciłem uwagę na znaczną różnicę w natężeniach pracy dźwignic różnych kategorii. Wielka jest różnica w natężeniu pracy mię-

Tablica 2. Naprężenia dopuszczalne dla maszyn według C. Bacha w kg/cm<sup>2</sup>.

Naprężenia dopuszczalne	Kategoria obciążenia	Żelazo szipne	Żelazo sztywne		Stal sztywne		Żelazo	Stalowo	
			od	do	od	do		od	do
Rozciąganie kr	II	600	600	800/1000	800	1000/1200	200	400	600/800
	III	300	300	400/500	400	500/600	100	200	300/400
Ściskanie kc	II	600	600	800/1000	800	1000/1200	600	600	900/1000
Zginanie kg	II	600	600	800/1000	800	1000/1200	1)	500	700/800
	III	300	300	400/500	400	500/600		250	350/400
Ścinanie kt	II	480	480	640/800	640	800/960	200	320	560/640
	III	240	240	320/400	320	400/480	100	160	280/320
Skrećcanie ko	II	240	400	560/800	600	800/960		320	560/640
	III	120	200	280/400	300	400/480		160	280/320

oza granicę według norm dawnych, dolna według norm nowych.

1/ Dla żeliwa z powierzchnią bez skóry nieobrobioną (skóra)

dla prętów okrągłych	$K_g = 1,7$	$K_g = 2,05$ kr
" " prostokątnych	$K_g = 1,4$	$K_g = 1,7$ kr
" " o przekroju I	$K_g = 1,2$	$K_g = 1,45$ kr

dzy suwnicą dla siłowni przeznaczoną dla napraw, która wykona kilkanaście, najwięcej zaś kilkadziesiąt ruchów w przeciągu roku, a suwnicą dla hali obrabiarerek, a tembardziej suwnicą dla walcowni, pracującą

---

Dla odlewów ścisłych i bardzo starannie wykonanych podane dla  $K_r$  i  $K_g$  naprężenia mogą być zwiększone o najwyżej 50 % .

2/ Dla staliwa naprężenia dopuszczalne należy stosować z ostrożnością, w zależności od stopnia gwarancji co do wartości materiału i wykonania.

Powyższa tablica naprężeń dopuszczalnych Bacha dotyczy normalnych materiałów, a mianowicie:

żelaza zlewne /używanego na żelazo profilowe i blachy, z których wykonywane są konstrukcje żelazne mostów, żurawi, bram, ostojnice i t.p., jak również kute dźwignie, wałki mniej obciążone i t.d./ o wytrzymałości doraźnej  $K_r = 3600 - 4500 \text{ kg/cm}^2$  i ciągliwości  $\varphi = 28 - 20 \%$  .

stali zlewnej /używanej na osie, wałki, haki, wiszadła i t.p. części, które są silnie obciążone/.

$K_r = 4500 - 6000 \text{ kg/cm}^2$        $\varphi = 25 - 15 \%$  .

żeliwa /na koła zębate, biegowe, hamulcowe, bębny, łożyska, skrzynki i t.p./  $K_r =$  conajmniej  $1200 \text{ kg/cm}^2$  .

nieustannie dzień i noc. Nieracjonalnym byłoby obliczać wszystkie te sumnice według jednych i tych samych współczynników wytrzymałości i zużywalności, niezależnie od stopnia natężenia pracy. Byłyby one

---

$K_c$  = conajmniej 5000 kg/cm<sup>2</sup>.

Staliwa /na koła zębate, biegowe, krążki łańcuchowe i t.p./  $K_r = 4500 - 5500$  kg/cm<sup>2</sup>  $\varphi = 22-15\%$ .

Poza temi materiałami używane są w razie potrzeby materiały mocniejsze, a mianowicie:

stal zlewna na osie, wały mocno obciążone i na ślimaki  $K_r$  do 7500 kg/cm<sup>2</sup>, przy czem ślimaki te często pozatem cementowane i hartowane;

stale specjalne węgliste na liny druciane;

stale niklowe, chromoniklowe i t.p. na kółka zębate do ciasno zbudowanych wciągników elektrycznych;

bronz fosforowy na koła ślimakowe i niektóre kółka zębate. - Dane co do naprężeń dopuszczalnych dla tych materiałów będą przytaczane nżej w miejscach właściwych.

W niektórych wypadkach dla osiągnięcia większej wytrzymałości w żeliwie, używanym na koła zębate, koła jezdne, hamulcowe, bębny, dodawane są do namiaru wióry stalows/.

albo zbyt silnie nieekonomicznie mocne, albo zbyt słabe i szybko zużywające się, a przez to narażone na kosztowne remonty i przerwy w pracy. Musi być poczyniona przy obliczaniu pewna gradacja w wyborze współczynników. Części ścierające się muszą być obliczane z tym większym zapasem, im większe natężenie pracy; części narażone ze strony wytrzymałości muszą być również mocniejsze, a tem samem sztywniejsze, aby zmniejszyć drgania i przez to zużycie części ścieranych; drgania bowiem w tych częściach /np. kołach zębatych/ powiększają zużycie; dobrze jest zatem mieć większy zapas przeciw zmęczeniu materiału. -

Na str. 17, 18 i 19 wyjaśniam i proponuję przyjmować podział mechanizmów dźwignic silnikowych według czterech natężeń pracy  $S_I, S_{II}, S_{III}$  i  $S_{IV}$ , analogicznie do podziału przy wyborze silników elektrycznych.

Stosownie do tej propozycji mechanizmy dla różnych typowych zastosowań należy zaliczać przy obliczaniu do następujących stopni natężenia:

---

Na łożyska kulkowe i wałeczkowe używana jest przeważnie stal chromowa o zawartości 1 % C, 1,5 % C o dużej bardzo twardości.

RODZAJ DŹWIGNICY:	Podno- szenie.	Przesuw wózka.	Przesuw mostu lub bramy.	Obrót żórawia.
Małe wciągniki i wciągarki prze- sowne	$S_{II}$	$S_{II}$		
Suwnice warszta- towe i składowe	$S_{II}$	$S_{II}$	$S_{III}$	
Suwnice i suwni- ce ścienne w odlewniach i halach do wytwarzania kon- strukcji żelaz.	$S_{III}$	$S_{II}$	$S_{III}$	
Suwnice do stalow- ni str. 195 i 196, a, b, c, h	$S_{III}$	$S_{III}$	$S_{IV}$	
Suwnice do stalow- ni str. 196 d, e, f	$S_{IV}$	$S_{IV}$	$S_{IV}$	
Żórawie portowe dla towarów ka- wałkowych	$S_{III}$		$S_I$	$S_{III}$
Żórawie z chwyta- kami dla towa- rów gromadnych rozdrobnionych	$S_{IV}$		$S_I$	$S_{II}$
Dźwignice bramo- mostowe, mosty przeładunkowe	$S_{IV}$	$S_{IV}$	$S_I$	
Suwnice do siłowni	$S_I$	$S_I$	$S_I$	

Tablicę powyższą oparłem na normach, zalecanych

przez A.E.G. dla wyboru silników elektrycznych, a otrzymanych na podstawie obserwacji i pomiarów /p.C.Schiebeler "Elektromotoren für aussetzenden

Betrieb u. Planung von Hebezeugmotoren"/ nad różnemi dźwignicami; wprowadziłem jeno pewne uproszczenia i zmiany z racji różnicy, jaka zachodzi w pewnych wypadkach między pracą silnika elektrycznego, dla którego miarodajną jest głównie wytrzymałość termiczna, a pracą mechanizmu.

Potrzeba gradacji nie ulega wątpliwości. Zachodzi pytanie: jaki ma być stosunek liczbowy w tej gradacji. Brak na to, niestety, dostatecznych danych doświadczalnych. Trzeba zresztą stwierdzić, że nader trudno byłoby otrzymać z doświadczenia odpowiedź ostateczną dla części obliczanych według wytrzymałości; zbyt skomplikowany bowiem zespół czynników okazuje tu wpływ. Prościej, acz również zawikłanie, przedstawia się sprawa części obliczanych według ścieralności. W braku odpowiedzi eksperymentalnej dochodzę poniżej do uzasadnionych w pewnym stopniu wartości liczbowych drogą następującą: a/ Podstawą gradacji musi być właściwy zapas przeciw zużyciu. Ten zapas zależy w częściach, obliczanych według wytrzymałości, od ich szttywności i od naprężenia dopuszczalnego, warunkującego tę szttywność

w częściach zaś obliczanych według współczynników ścisralności, od tych współczynników.

b/ Konieczna przy obliczaniu mechanizmów sztwywność zależność powinna od iloczynu  $Wg$  /p.str.18/, gdyż oba te czynniki /czasu pracy i obciążenia/ są decydujące dla koniecznego zapasu przeciw zużyciu. Sztwywność części zginanych odwrotnie proporcjonalna do strzałki ugięcia jest prawie  $= A k_g^{-1/2}$ , wałków okręcanych/odwrotnie proporcjonalna do kąta skręcania/  $= B k_o^{-4/5}$ , gdzie  $k_g$  i  $k_o$  - odpowiednie naprężenia dopuszczalne. Przyjmuję dla gradacji tych naprężeń najprostszą prostoliniową zależność od iloczynu  $Wg$ . Założenie to jest korzystne dla mechanizmów coraz wyteżeniej pracujących, gdyż sztywność wzrasta prędzej /p.rys.94/. Krańcowe wartości naprężeń dopuszczalnych przy natężeniach  $S_I$  i  $S_{IV}$  niech odpowiadają krańcowym wartościom nowej tablicy Bacha.

Obliczając według tych założeń stosunki liczbowe dla dwóch najwięcej miarodajnych obciążeń: zginania i skręcania i dwóch głównych materiałów żelaza zlew- nego i stali zlewnej, otrzymuję następujące średnie zaokrąglone stosunki liczbowe dla naprężeń dopuszczalnych:

$$S_I : S_{II} : S_{III} : S_{IV} = 16 : 14 : 12,5 : 10 .$$

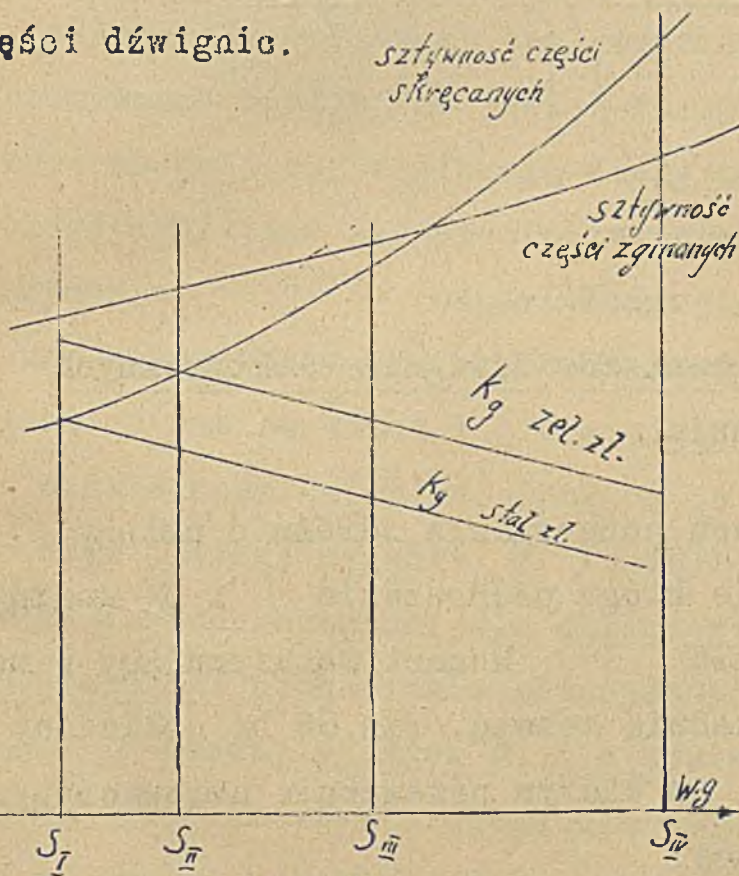
Tak więc np. belki suwnic ze zwykłego żelaza zlewnego obliczać będziemy według naprężeń:

dla	$S_I$	$S_{II}$	$S_{III}$	$S_{IV}$
$Kg =$	960	840	750	600

Części żeliwne o przekroju  $\square$  lub  $I$ , o ile obciążenie ich jest kategorii II, obliczać będziemy odpowiednio według:

$$Kg = 375 - 330 - 290 - 240$$

w zasadzie czyniąc niekiedy pewne odchylenia. Szczegółowe dane będą przytoczane niżej przy obliczeniach części dźwignic.

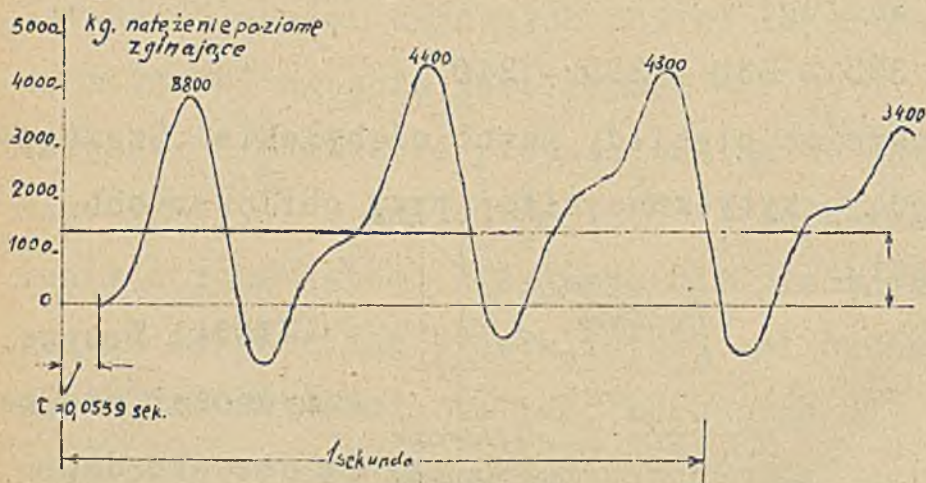


rys. 94.

UWAGA: Krzywe sztywności nie mają na celu dać liczb absolutnych, ani porównawczych względem innej sztywności, lecz tylko zmianę danej sztywności przy założeniu prostolinjowej zmiany naprężeń dopuszczalnych.



c/ Zależności od iloczynu  $Wg$  i otrzymane stosunki liczbowe rozciągają również w zasadzie na dopuszczalne współczynniki ścieralności, gdyż oczywiście oba czynniki  $W$  i  $g$  mają wpływ na ścieranie, a zależność prosto-  
linjowa i otrzymana różnica procentowa pomiędzy  $S_I$  i  $S_{II}$  odpowiada praktyce.



rys. 92 o.

### J. Dynamika mechanizmów dźwignic elektrycznych w okresie zatrzymania.

1. W mechanizmach podnoszenia odróżnić należy:

a/ zatrzymywanie biegu podnoszenia ↑ i b/ zatrzymywania biegu opadania ↓. Moment zatrzymujący w mechanizmie z przekładnią zębatą /rys.89 b/ obliczony dla wałka silnikowego, na którym przeważnie umieszczony jest hamulec zatrzymujący:

$$(M_1)_z = \left[ \pm \frac{Q + G_h}{2} + \frac{Q + G_h C}{2 g t_z} \right] \frac{r}{l_3 l_2 l_1} \eta'_x \eta'_b \eta'_w \eta'_z \eta'_w \eta'_z \eta'_w \eta'_z \eta'_w$$

$$+ \left[ \frac{J_5}{l_4^2 l_3^2 l_2^2 l_1} \eta'_w \eta'_b \eta'_z \eta'_w \eta'_z \eta'_w \eta'_z \eta'_w + \frac{J_4}{l_3^2 l_2^2 l_1} \eta'_w \eta'_z \eta'_w \eta'_z \eta'_w \eta'_z \eta'_w \right]$$

$$+ \frac{J_3}{l_2^2 l_1} \eta'_w \eta'_z \eta'_w \eta'_z \eta'_w + \frac{J_2}{l_1^2} \eta'_w \eta'_z \eta'_w + J_1 \eta'_w + J_w \eta'_w \left] \frac{\omega_1}{t_z} -$$

w założeniu, że moment ten pozostaje w okresie zatrzymywania stałym /co jest w rzeczywistości, bo hamulce mechaniczne wywierają stały moment/ - i że szybkość zmniejsza się prostolinijnie,  $t_z$  - czas zatrzymania,  $\eta'$  - odpowiednie stopnie sprawności przy opuszczaniu,  $J_1$  - moment bezwładności wszystkich mas na wałku 1 prócz wirnika,  $J_w$  - moment bezwładności wirnika. Znak + w wyrazie pierwszym dotyczy wypadku *b* /opadanie / znak - wypadku *a* /podnoszenie/. Dla obliczenia hamulca zatrzymującego w mechanizmie podnoszącym za miarodajny przyjąć musimy wypadek b, przypuszczając okoliczność najniekorzystniejszą dla hamulca, że będzie on musiał zahamować pełną szybkość bez uprzedniego /drogą elektryczną, p.niżej część IV/ zmniejsz-

szenia tej szybkości.

Analogiczne równanie łatwo napisać dla mecha-  
nizmu z przekładnią ślimakową /rys.89 a/. Porówna-  
nie z odpowiednimi momentami rozruchowymi wskazu-  
je, iż gdyby czas zatrzymania  $t_z$  przy opuszcza-  
niu  $\downarrow$  był przyjęty równym czasowi rozruchu  $t_r$ ,  
to moment zatrzymujący byłby mniejszy, niż moment  
rozruchowy, szczególnie w mechanizmie z przekładnią  
ślimakową, gdzie  $\eta'_{sl}$  jest dość poważnie  $<$  niż  
 $\eta'_{s2}$  /p.str.125 - spis poprawek/. Również mniejsze-  
mi w stosunku do momentów w czasie rozruchu byłyby  
momenty obciążające podczas zatrzymywania poszcze-  
gólne części mechanizmu. Mając na uwadze wytrzyma-  
łość tych części wnioskujemy, że czas zatrzymania  
 $t_z$  może być mniejszy, niż czas rozruchu  $t_r$ . Jest  
to korzystnem, bo precyzyjność zatrzymywania wymaga  
krótkich dróg zatrzymania  $S_z = \frac{c t_z^2}{2}$ , a przeto  
krótkich  $t_z$ .

Dla dźwignic przeciętnych wobec znikomego wpływu  
dynamicznego mas ciężaru i części mechanizmu /p.str.  
237 i 239/, prócz wirnika i sprzęgła, będącego naj-  
częściej również kołem hamulcowem, - moment hamulco-  
wy można praktycznie obliczać według równania:

$$M_h = \frac{Q + G_h}{2} \cdot \frac{r}{l_1 l_2 l_3} \eta' + (J_{sp} + J_w) \frac{\omega_r}{t_z} \eta'_w,$$

/gdzie  $\eta'$  - ogólny stopień sprawności przy opuszczaniu/, lub analogicznego, jeżeli hamulec nie jest na pierwszym wałku. Wobec tego znikomego również wpływu dynamicznego mas dla dźwignic przeciętnych  $t_z$  może być śmiało  $= \frac{t_r}{2}$ , a nawet  $\frac{t_r}{3}$ , co dla najwyższej spotykanej dla dźwignic przeciętnych szybkości podnoszenia 6 m/min. i  $t_r = 2_{sec.}$ , da drogę zatrzymania  $S_z = 50$  wzgl. 33 mm.

Dla dźwignic wyjątkowych z bardzo dużymi szybkościami podnoszenia i opuszczania i przy konieczności dość dokładnego zatrzymywania, koniecznym jest:

a/ ustalenie dopuszczalnej wielkości drogi zatrzymania i wynikającego stąd potrzebnego czasu zatrzymania, oraz

b/ wobec niedającego się tu już pominąć wpływu bezwładności poszczególnych mas ciężaru i części mechanizmu - obliczenie, przy uwzględnieniu tych mas, momentów obciążających części mechanizmu podczas zatrzymywania i sprawdzenie, czy wymiary części mechanizmu są dostateczne; przy czym wobec krótkotrwałości  $t_z$  pewne przekroczenie naprężeń dopuszczalnych jest możliwe.

przeważnie niema żadnego hamulca zatrzymującego /rys. 91 a/; zatrzymywanie biegu uskuteczniają jedynie same opory: zewnętrzny /jazdy/ i wewnętrzne w samym mechanizmie. Ponieważ opory te można przyjąć jako stałe, to /pomijając drobny wpływ mas wirujących mechanizmu prócz wirnika/ w czasie zatrzymywania otrzymujemy z równowagi momentów:

$$\frac{(Q + G_n + G_w) \cdot c \cdot D/2}{g \cdot l_2 \cdot l_1} \eta'_w \eta'_{l_2} \eta'_{l_1} \eta'_w \eta'_w - \frac{M_j}{l_2 \cdot l_1} \eta'_{l_2} \eta'_{l_1} \eta'_w \eta'_w + \frac{J_w \omega_1}{l_2} \eta'_w = 0$$

i z równowagi prac /mnożąc powyższą przez  $\frac{\omega_1 l_1}{2}$  /:

$$\begin{aligned} & \left( \frac{Q + G_n + G_w}{g} \right) \frac{c^2}{2} \eta'_{w l_2} \eta'_{w l_2} \eta'_w + \frac{J_w \omega_1^2}{2} \eta'_w = \\ & = \frac{M_j \omega_1 l_1}{2} \eta'_{l_2} \eta'_{l_1} \eta'_w = P_j S_z \eta'_{l_2} \eta'_{l_1} \eta'_w \end{aligned}$$

gdzie  $P_j = \frac{M_j}{D/2}$  - siła oporu jazdy. Z ostatniego określić można wielkość  $S_z$ , która wskazo.

czy przy żądanej precyzyjności zatrzymania można obejść się bez pomocy dodatkowego hamowania drogą elektryczną /p.niżej część IV - prądnicowe prądzie stałym, przeciwprądowe przy prądzie trójfazowym/ lub w wyjątkowych wypadkach hamulcem mechanicznym.

3. W mechanizmie przesuwu mostu suwnicy lub bramy - wobec wielkich mas i dużych szybkości zachodzi z reguły konieczność stosowania hamulców mechanicznych, przytem często otrzymuje on dodatkową pomoc elektryczną przez uprzednie zmniejszenie szybkości biegu. Wielkość momentu hamulcowego analogicznie do p.2 i na podstawie rys.92 a :

$$M_h = \frac{(Q + G_h + G_w + G) \cdot c' \cdot D_2}{g \cdot t_2 \cdot l_2 \cdot l_1} \cdot \eta'_w \eta'_z \eta'_w \eta'_z \eta'_w -$$

$$- \frac{M_1}{l_w \cdot l_1} \eta'_w \eta'_z \eta'_w \eta'_z \eta'_w + \frac{(J_h + J_w) \omega'_1}{t_w} \eta'_w,$$

jeżeli hamulec  $(J_h)$  jest na wałku wirnika; lub według równania analogicznego, jeżeli hamulec jest na innym wałku.

$C_1'$   $\omega_1'$  - szybkości zmniejszone przez uprzednie hamowanie elektryczne. Czas  $t_z$  określa dopuszczalna długość drogi zatrzymania  $S_z = \frac{C_1' t_z}{2}$

Gdyby nawet w powyższym równaniu dla  $M_h$  odrzucić uprzednie elektryczne zmniejszenie szybkości, to i tak porównując  $M_h$  z odpowiednim momentem rozruchu /str.257/ dochodzimy do przekonania, że czas  $t_z$  może bez szkody dla wytrzymałości mechanizmu być mniejszy, niż czas  $t_r$ . Mamy przeto możliwość zmniejszać oba czynniki, warunkujące długość drogi zatrzymania: czas  $t_z$  i szybkość  $C$ . Jeżeli samo zmniejszenie czasu  $t_z$  do granicy nieprzekraczalnego /ze względu na wytrzymałość/  $M_h$ , nie osiągnie jeszcze dostatecznie małej drogi  $S_z$ , to wypada użyć dotychczasowego zmniejszenia szybkości  $C$ . A równoległe z tym zmniejszeniem może pójść dalsze jeszcze zmniejszenie czasu  $t_z$ .

4. W mechanizmie obrotu żórawia - wobec wielkich mas stosowany jest również z reguły hamulec mechaniczny na wałku silnika /i ewentualna dodatkowa pomoc elektryczna przez uprzednie zmniejszenie szybkości obrotu; wobec tego, że w żórawiach przeciętnych całkowity okres ruchu mechanizmu jest

bardzo krótki, niema tu faktycznie czasu na uprzednie stłumienie szybkości/.

Wielkość momentu hamulcowego i drogę zatrzymania określamy analogicznie do p.3 i na podstawie rys.93 z równań:

$$M_h = \left[ \left( \frac{Q + G_n}{g} L^2 + \frac{G_p}{g} b^2 + J_z + \frac{G}{g} e^2 \right) \frac{\omega_0}{t_z} - \right. \\ \left. - M_0 \right] \frac{\eta'_w \eta'_z \eta'_w \eta'_{sz} \eta'_w}{l_2 l_1} + (J_{sp} + J_w) \frac{\omega_1}{t_z} \eta'_w$$

oraz  $S_2 = \frac{L \omega_0}{2} t_z$ ,

zmniejszając  $t_z$  do takiej granicy, aby momenty obciążające mechanizm przy zatrzymywaniu nie były większe niż przy rozruchu.

Gdyby w wypadkach wyjątkowych żądana precyzja zatrzymywania /krótkość drogi  $S_2$  / nie mogła być osiągnięta, czas  $t_z$  wypadłoby jeszcze dalej obniżyć i z tego powodu ewentualnie powiększyć wymiary części mechanizmu.

W mechanizmach obrotu spotkać można niekiedy przy ślimacznicy sprzęgło obsuwne /Zbiór rysunków Tb.XIX rys.158 b/. Jest ono konieczne w tych mechanizmach, gdzie ślimak jest jednozwojny. Taka bowiem przekładnia ślimakowa przy zatrzymywaniu



/gdy napęd idzie od rozpedzonych mas/ jest prawie samohamowną /p.str.125, 40, 41/, to znaczy może dać prawie nieograniczenie wielki moment hamujący. Przez to przy zatrzymywaniu obciążenie części mechanizmu doszłoby do niedozwolonych granic, grożących połamaniem; sprzęgło obsuwne zapobiega temu, pozwalając wzrosć tym obciążeniom tylko do tej granicy, przy jakiej sprzęgło się obsuwa.

## 7. Mechanizmy dźwignic ręcznych - wnioski co do obliczeń i hamulców.

### 1. Obciążenie w okresie rozruchu i obliczanie mechanizmów.

Ruch dźwignic ręcznych bywa ciągły, jak np. wciągarki poruszanej korbą, albo urywany, jak np. wciągnika poruszanego przez urywane pociągnięcia łańcucha napędowego. W pierwszym wypadku pracę rozruchu wykonać trzeba tylko na początku, w drugim praca rozruchu powtarza się za każdym pociągnięciem. W pierwszym wypadku można przewidywać znaczniejsze wzmoczenie wysiłku robotnika przy rozruchu, chwila jednak rozruchu jest krótka i rzadka; w drugim nie może być mowy o stałym znacznym wzmoczeniu wysiłku. Dlatego wzrost obciążenia w

okresie rozruchu nie ma w dźwignicach ręcznych wpływu na obliczenie mechanizmów: z reguły obliczamy je według obciążeń statycznych.

2. Zachodzi jednak pytanie, jak silne mają być w dźwignicach ręcznych hamulce i czy nie spowodują one dodatkowych obciążeń w okresie zatrzymywania?

W mechanizmach podnoszenia zębatych, np. we wciąggarce naziemnej /str.101/, moment statyczny, obciążający hamulec na wałku II przy opuszczaniu

$$M_{st} = Qr \frac{z_3}{z_4} \eta'_b \eta'_w \eta'_z ;$$

jeżeli hamulec ten wykonamy według

$$M_h = M_{st} = Qr \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{1}{\eta_b \eta_w \eta_z}$$

t.j. według momentu, jaki statycznie obciąża ten wałek przy podnoszeniu, to nadmiar na pokonanie rozpędu mas wyniesie

$$\frac{M_h - M_{st}}{M_{st}} = \frac{\frac{1}{\eta_b \eta_w \eta_z} - \eta_b \eta_w \eta_z}{\eta_b \eta_w \eta_z} = 29\%$$

W mechanizmach podnoszenia ślimakowych, np. we wciągniku str.90 analogiczny nadmiar wynosi

$$\frac{\frac{1}{\eta_b \eta_{st} \eta_w} - \eta_b \eta_{st} \eta_w}{\eta_b \eta_{st} \eta_w} = 280\%$$

Rozpatrując procentowe dodatki dynamiczne w tablicach na str. 237 i 239 /które dotyczą wprowadzie wciągarek elektrycznych, ale mogą dać niejakię dane do analizy wciągarek ręcznych, gdyż wciągarka ręczna przy danem  $Q$  jest zbudowana prawie tak jak elektryczna jedynie odpada wirnik i może dojść dodatkowa przekładnia/ wnioskujemy, że nadmiar powyższy mógłby w mechanizmie zębatym /tabl. na str. 239/ zatamować po 2 sec. prędkość opadania przeszło 20 m/min. na drodze  $S_2 = 0,33$  m.

Z powyższego jest jasne, że a/ we wciągarkach i wciągarkach zębatych z hamulcami opuszczającymi powoli przymusowo /hamulec dociskowy Westona str. 93, korby zabezpieczone str. 105/, hamulec obliczony według  $M_h = M_{st}$  jest aż nadto wystarczający, bo daje zabezpieczenie  $\approx 25\%$ ; b/ we wciągarkach zębatych z hamulcem taśmowym /str. 103/ hamulec taki może być za słaby, bo ciężarowi spadającemu pozwala- my się rozpędzić; pożądane liczyć go według

$M_h = 1,25 M_{st}$  i należałoby wtedy części wciągarki /nieodzownie chociaż wałki/ obliczyć mocniej; c/ we wciągarkach i wciągarkach ślimakowych opuszczających powoli, nadmiar obliczony wyżej jest zbyt duży - wystarczy liczyć hamulec według momentu  $M_h = 1,5 M_{st}$

We wciągarkach zaopatrzonych wyłącznie tylko w wchwyty zębate /str.102 i str.59/ bez żadnego łączącego z wchwytem połączenia ciernego /mogącego być uważane za sprzęgło obsuwne p.wyżej p.J,4/, przy zetknięciu zapadki z zębem powstaje uderzenie, wywołujące tem dotkliwsze obciążenie w mechanizmie, im podziałka wchwytu jest dłuższa; środki zapobiegawcze p.niżej dział o wchwytaach zębatych.

Mechanizmy przesuwu i obrotu dźwignic ręcznych mają ruch tak powolny, że nie zachodzi potrzeba zakładania na nich hamulców.

### 3. Dopuszczalne naprężenia i współczynniki ścieralności.

W pracy dźwignic ręcznych, podobnie jak i silnikowych, odróżnić można stopnie nateżenia pracy  $R_I$  i  $R_{II}$ , wyjaśnione jak na str.16. Wedle stopni tych można przyjmować gradację w dopuszczalnych naprężeniach i współczynnikach ścieralności. Dla stopnia  $R_{II}$  przyjmować będą te same wielkości, jak dla silnikowego  $S_I$  /p.str.268 /, dla stopnia zaś  $R_I$   $\sim$  o 10 % większe.

## K. CZĘŚCI MECHANIZMÓW DŹWIGNIC.

### 1. Haki i ucha.

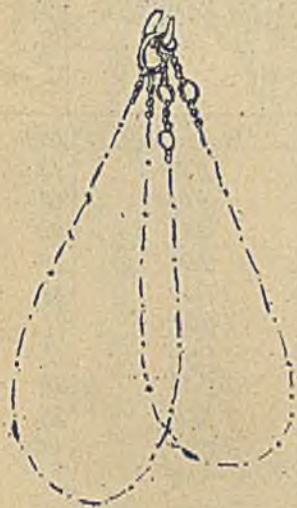
a/ Zależnie od rodzaju ciężarów i wymaganych od dźwigniocy sposobów chwytania ciężarów dźwignice specjalne zaopatrywane są w cięgi, chwytaaki lub uchwyt, elektromagnetyczne, dźwignice zaś zwykle, haki pojedyncze jednorogowe do ciężarów mniejszych do 15t. /rys.97/, a podwójne dwurogowe /rys.101/ dla większych od 15 do 50t. , dla ciężarów bardzo dużych

> 50 t. używane są ucha /Tb.IK, r.102a i 102b/. Ciężar podnoszony zawieszany jest na haku przy pomocy łańcuchów lub lin konopnych. Ciężary wielkie mogą być zawieszane na linach drucianych, wogóle lina druciana, jako zbyt sztywna, mało nadaje się do tego celu. Szczegółowe wskazania o innych urządzeniach chwytających ciężar p.R.Hänchen "AWF Lastaufnahmemittel".

Rys.95 a i 95 b przedstawiają dwa przykłady sposobów zawieszania ciężaru na haku: pierwszy przy pomocy specjalnego łańcucha, drugi przy pomocy liny splecionej w pętlę bez końca.

Tablica na str. 286, ułożona przez Kaethnera /"Werkstatt Technik z r 1917"/, daje wskazówki co do dopuszczalnych obciążeń dla lin konopnych, dru-

cianych i łańcuchów, za pomocą których zawieszane są ciężary na haku w sposób wskazany na szkicach,



rys. 95<sup>a</sup>



rys. 95<sup>b</sup>


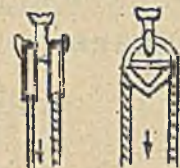


przyozem liny, dla uniknięcia nadmiernych naprężeń przy załamaniu zakładane są na cho-  
mątka.

Hak odkuwany jest z miękkiej ciągliwej stali.

$K_r = 4500 \text{ kg/cm}^2$ ,  $\varphi = \text{ok. } 25 \%$ . Materiał musi być ciągliwy, gdyż przy podnoszeniu ciężaru zdarzają się szarpnięcia, które powodowałyby tem większe naprężenia w materiale, im mniej jest on ciągliwy. Dla dźwignic o małym udźwigu haki odlewane są niekiedy ze stali, ze względu na taniłość wykonania. Nie można tego zalecać, bo odlew stalowy nie jest pewny: może mieć w sobie dziury.

Zawieszenie haka musi być takie, aby szyjka /górną część, p.rys.97/ nie podlegała zginaniu, które spowodowałoby duże dodatkowe naprężenie. Z uwagi na to haki do małych udźwignów dołączane są wprost do końca liny /rys.96 a/ lub łańcucha. Ciężarek obcią-

1. Liny konopne mocno skregcone niesmożowane  $J=8$

Srednica Liny									Srednica Liny
	mm.	Q kg.	Q kg.	Q kg.	Q kg.	Q kg.	mm.		
13	200	400	350	250	13				
16	300	600	500	400	16				
20	450	900	750	650	20				
23	650	1300	1050	900	23				
26	800	1600	1350	1100	26				
29	1000	2000	1700	1400	29				
33	1300	2600	2200	1850	33				
36	1500	3000	2700	2200	36				
39	1800	3600	3100	2500	39				
46	2500	5000	4300	3550	46				
52	3200	6400	5500	4550	52				
			7300	6000	60				
			8600	7050	65				
			9800	8050	70				
			11400	9250	75				
			12900	10600	80				
			14700	12000	85				
			16400	13400	90				
			18000	14850	95				
			19800	16250	100				

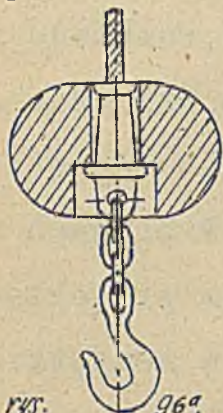
2. Liny druciane z giętkiego ocynkowanego drutu  $j=10$ .

3. Krótkoogniowe żarłuczki  $j=10$   
 Przy średnicy liny = średnicy żelaza, z którego zrobiony jest żarłuch  
 dla liny i żarłucha te same obciążenia.

$d$  = Średnica liny lub średnica żelaza dla żarłucha =  $d$

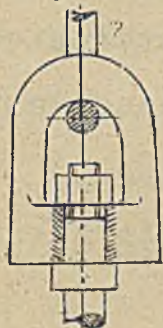
mm.	Q kg.	Q kg.	Q kg.	Q kg.	mm.
7	200	400	300	350	7
10	350	700	500	650	10
15	900	1800	1300	1500	15
20	1500	3000	2150	2600	20
25	2100	4200	3000	3800	25
30	3200	6400	4550	5800	30
35	4200	8400	5950	7500	35
40	5300	10600	7600	9500	40
45	6500	13000	9300	12000	45
50	7800	15600	11200	14000	50
55	9800	19600	14000	15500	55

zający potrzebny jest dlatego, że waga haka nie wystarcza do nadania mechanizmowi ruchu opuszczania /por.str.119/. Ciężarek ten lepiej jest umieszczać



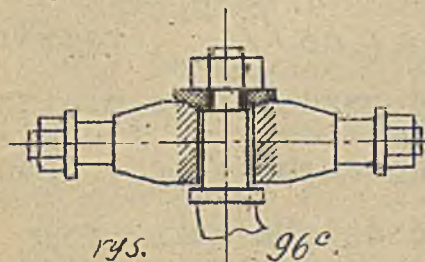
wyżej na odległości 500 - 1000 m. od wierzchu haka, bo wtedy hak jest swobodniejszy i łatwiej doczepiać go do ciężaru podnoszonego.

Zamiast ogniwa łączącego stosuje się chomątko /rys.96 b/ i wtedy koniec haka jest nagwintowany i hak wisi na nakrętce.



Haki do większych ciężarów wiszą na wieszadle z krążkami /p.Zbiór rysunków Tb.IX rys.98 a/. Oprawa wieszadła ma u dołu poprzeczkę. Przez otwór w tej ostatniej przechodzi szyjka haka. Aby szyjka,

rys.96 b. w szczególności jej nagwintowany koniec, nie podlegały zginaniu, otwór w poprzeczce jest o 5 do 10 mm. większy od średnicy szyjki i nakrętka, nakręcona na koniec szyjki powinna spoczywać na pod-

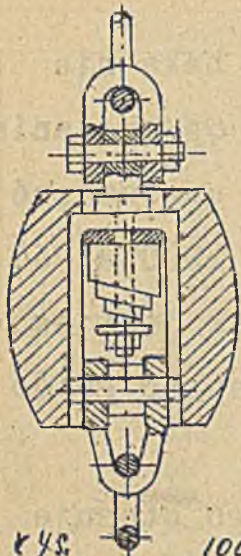


kładce o kulistym spodzie /rys.96 o/. Wobec tego, że zachodzi zawsze potrzeba obracania ciężaru zawieszzonego, to

konieczne jest zawieszenie haka na łożysku kulkowym /p.Tb.IX/.

Gwint na szyjce haka do średnicy 3" trójkątny,





rys. 100.  
 nie jest zastosowanie gwintu okrągłego dla wszystkich prawie średnic.

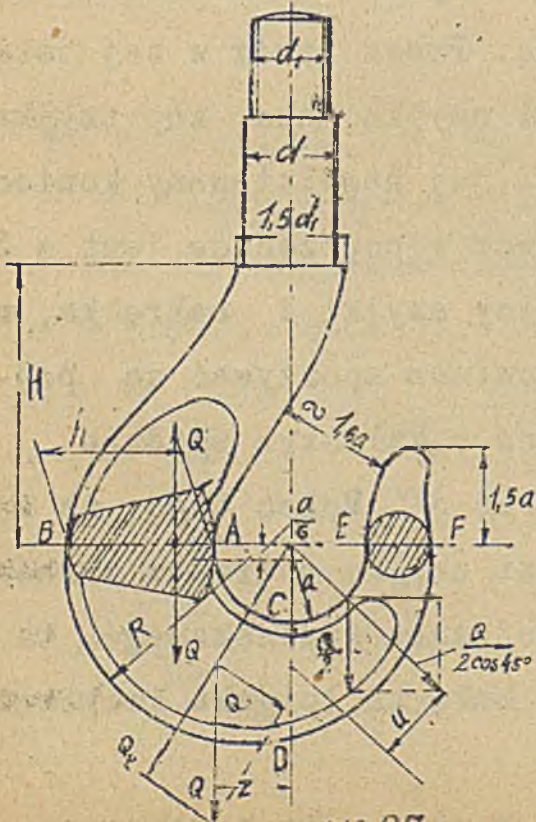
Dla uniknięcia oddziaływania nagłych szarpnięć, szczególnie przy napędzie parowym, stosowane jest zawieszenie elastyczne na sprężynie /rys.100/.

b/ Obliczenie haka pojedynczego.

Praktyka ustaliła następujące podstawowe wymiary haków /rys.97/:

promień gardzieli

$a = 0,06 \sqrt{Q_{(197)}}$ , rozwar-  
 tość gardzieli w miejscu  
 najwęższym =  $1,6a$ , wyso-  
 kość dzioba haka =  $1,5a$ ,



rys 97.

$AB = h$  , przeważnie  $\frac{h}{a} = m = 2 \div 2,4$  ; dla ma-  
łych ciężarów do 3t.  $m = 1,5 \times 2$  .  $EF = \frac{1}{2}h$

Spód haka zakresłony jest promieniem przechodzą-  
cym przez  $B$  i  $F$  ; środek tego promienia umieszcza-  
ją na prostej  $BF$  , lepiej jest jednak ze względu  
na racjonalność rozłożenia materiału poniżej  $AB$   
przesunąć ten środek cokolwiek niżej /około  $\frac{1}{6}a$  / .  
Wysokość  $H = 2 \div 2,6h$  tak, aby zarys haka powyżej  
punktów  $A$  i  $B$  , zakresłony w początku promieniami  
 $a$  i  $R$  , przechodził łagodnie i stopniowo do szyj-  
ki haka.

Inne wymiary należy określić z poniższych obli-  
czeń:

1. Rdzeń szyjki haka narażony jest na rozciąganie,,  
więc  $Q = \frac{\pi d_r^2}{4} k_r$  ;  $k_r$  ze względu na szarpnięcia  
przy podnoszeniu ciężaru, dalej ze względu na wcię-  
cia gwintu należy brać niewielkie, tembardziej że  
przy mniejszem  $k_r$  otrzymamy większe rdzenie szyjki  
i przez to łagodniejsze przejście do dalszej części  
haka, która z warunków obciążenia wypada dość znacz-  
nych wymiarów:  $k_r = 300 \div 600 \text{ kg/cm}^2$ . Dla haków wy-  
jaśniona wyżej /str.267 / gradacja naprężeń dopusz-  
czalnych, wynikająca głównie z potrzeby mniejszej  
lub większej szttywności mechanizmu nie jest potrzeb-

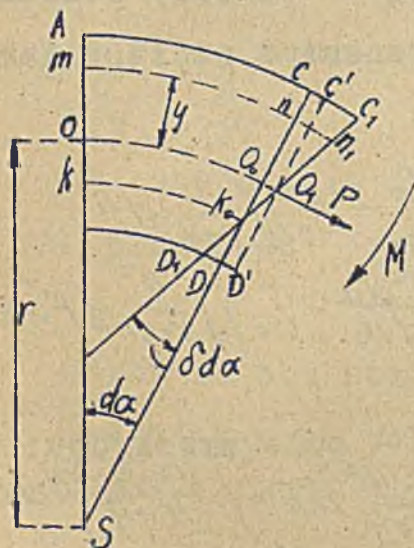
na. Jeżeli przeto tu i niżej dla naprężeń dopuszczalnych będą wskazane wartości zmienialne w pewnych granicach, to należy rozumieć, że jest to tylko konsekwencją mniej lub więcej dobrego materiału i wykonania.

Szyjka nienagwintowana jest o parę milimetrów grubsza od miejsca gwintowanego.

2. Krzywa część haka podlega obciążeniu złożonemu, a mianowicie: rozciąganiu i zginaniu. Wobec znacznej krzywizny należy zastosować do obliczenia teorię zginania prętów krzywych, które znaleźć można w dziełach: L. Karasiński "Wytrzymałość tworzyw" 1921 r. Cz. VII str. 45 i dalsze lub S. P. Timoszenko: "Wytrzymałość materiałów" str. 240 i dalsze.

Dla należytego orjentowania się w różnych postaciach wzorów, które spotyka się w literaturze dla obliczenia haków, pożytecznym będzie nie powoływać się tu na wyniki gotowe, podane w wymienionych podręcznikach wytrzymałości /tembardziej że wymagają one dodatkowych przekształceń/, lecz podać wyrowadzenie tych wzorów. Wzór dotyczący ogólnego wypadku zginania pręta krzywego przyda się pozatem w dalszym ciągu również dla niektórych części w konstrukcji żórawi.

Przyjmujemy /rys.101/, że belka krzywa pod wpływem siły normalnej  $P$ , przyłożonej w środku ciężkości przekroju i pod wpływem momentu gnącego  $M$ , działającego w płaszczyźnie symetrii belki, odkształca się tak, /zgodnie z założeniem Bernoulliego/ że jakikolwiek poprzeczny, prostokątny do osi przekrój płaski  $CD$ , po odkształceniu zajmuje położenie  $C_1D_1$ , pozostając nadal płaskim. Założenie to w rzeczywistości niezupełnie się sprawdza, jednak wzory otrzymane dają wyniki dostatecznie zgodne z otrzymanymi przez doświadczenie. Zakładamy następnie, że odkształcenia są wogóle nie-



wielkie. Oczywiście jest, że pewne włókno obojętne  $kk_0$  nie zmienia swej długości; inne włókna odkształcają się: nad  $kk_0$  wydłużają, pod nim skracają. Przeprowadzając przez punkt przecięcia śladu  $O_1$  z osią centralną  $OO_0$ , przechodzącą przez środki ciężkości

rys.101.

przekrojów poprzecznych, linię  $C'D'$  równoległą do  $CD$ , możemy otrzymać wydłużenie dowolnego włók

na  $m:n$  / względnie skrócenie, w zależności od położenia włókna i znaku  $y$  /:

$$nn_1 = 0_0 0_1 + y \delta' da = \epsilon_0 r da + y \delta' da$$

gdzie  $\epsilon_0$  - wydłużenie jednostkowe włókna  $00_0$ .

Wydłużenie jednostkowe włókna  $mn$ :

$$\frac{nn_1}{mn} = \frac{\epsilon_0 r da + y \delta' da}{r + y \delta' da} = \epsilon_0 + \left( \frac{\delta' da}{da} - \epsilon_0 \right) \frac{y}{r + y}$$

Stąd naprężenie jednostkowe, wywołane przez to odkształcenie:

$$\sigma = E \epsilon_0 + E \left( \frac{\delta' da}{da} - \epsilon_0 \right) \frac{y}{y+r}$$

Dla wyznaczenia  $\epsilon_0$  oraz  $\frac{\delta' da}{da}$  piszemy równania równowagi między siłami zewnętrznymi i naprężeniami przez nie wywołanymi:

$$P = \int \sigma dF = E \epsilon_0 \int dF + E \left( \frac{\delta' da}{da} - \epsilon_0 \right) \int \frac{y}{r+y} dF;$$

$$M = \int \sigma dF y = E \epsilon_0 \int y dF + E \left( \frac{\delta' da}{da} - \epsilon_0 \right) \int \frac{y^2}{r+y} dF$$

Uwzględniając, że  $\int dF = F$  - pole przekroju;  
 $\int y dF = 0$  i zważywszy, że  $\int \frac{y^2}{r+y} dF = \int \frac{y^2 + ry - ry}{r+y} dF =$

$$= \int \frac{y(r+y)}{r+y} dF - r \int \frac{y}{r+y} dF = 0 + r \varphi F;$$

gdzie oznaczyliśmy  $-yF = \int \frac{y}{r+y} dF$  otrzymamy ogólny wzór dla naprężenia w poszczególnych włóknach zginanego pręta krzywego:

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M}{Fr} + \frac{M}{Er\varphi} \cdot \frac{y}{r+y};$$

przytem  $P$  należy brać z  $/+/$ , jeżeli siła wyciąga pręt i z  $/- /$ , gdy siła pręt ściska.  $M$  uważany jest za dodatni, gdy promień krzywizny pręta zmniejsza i ujemny, gdy pręt prostuje.

$y$  - dodatnia na zewnętrznej stronie pręta, ujemna - na wewnętrznej.

Dla haka ukształtowanego tak, że środek krzywizny jego osi  $S$  leży w środku  $C$  przyłożenia siły, moment  $M = -Qr$ . Wobec tego

$\sigma = \frac{Q}{F\varphi} \cdot \frac{y}{r+y}$ ; następnie, ponieważ dla  $y=0$  naprężenie  $\tilde{\sigma} = 0$ . to włókno obojętne  $KK_0$  przechodzi przez środek ciężkości przekroju.

Gdyby po obu stronach przekroju  $AB$  można było uważać hak za belkę prawie prostą. to wobec

$$r = \infty \text{ i } \frac{y}{r} = 0$$

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M}{Er\varphi} \cdot \frac{y}{r+y}$$

ponieważ zaś z powyższego

$$Fr^2\varphi = \int \frac{y^2 r}{r+y} dF = \int y^2 dF \frac{1}{1+\frac{y}{r}} = J,$$

gdzie  $J$  - równikowy moment bezwładności przekroju, to ostatecznie

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M}{J} y$$

wzór, który otrzymać można dla prętów prostych drogą bezpośrednią.

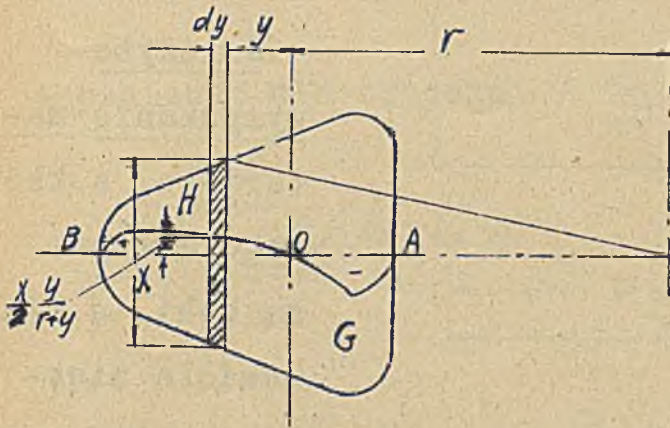
Dokładną wartość  $-\varphi F \int \frac{y}{r+y} dF$  dla haka krzywego o przekroju dokładnie trapezowym i w następstwie dokładne wartości naprężeń  $\sigma$ , można otrzymać przez całkowanie. Zadawalając się mniejszą ścisłością można we wzorze dla  $\sigma$  przyjąć, jak dla  $r = \infty$ ,  $Fr^2\varphi = J$ ; przy tem uproszczeniu otrzymujemy

$$\sigma = -\frac{Q r^2 y}{Fr^2 \varphi (r+y)} = -\frac{Q}{J} \cdot \frac{r^2 y}{r+y} \quad \text{wzór,}$$

używany przez niektórych autorów do obliczenia haków. Dla przekrojów dowolnej postaci, nie dającej się ująć analitycznie, wartość  $\varphi F$  wyznaczyć można wykreślnie i przy pomocy planimetru /rys.101 a/, zmniejszając rzędną przekroju  $\lambda$  w stosunku  $\frac{y}{r+y}$  i planimetrując

$$-\varphi F = \int \frac{y \cdot dF}{r+y} = \int x \frac{y}{r+y} dy = 2 \text{ pole}(AGOHBOA)$$

z uwzględnieniem znaku przy sumowaniu.



rys. 101 a.

Ze względu jednak na trudność operowania złożonym wzorem dla prętów krzywych, nie przyjęto stosować go przy obliczeniu haków

w całej rozciągłości. Przyjęto praktycznie obliczać haki sposobem łatwiejszym, według równań dla prętów prostych /przyjmując hak fikcyjnie w bliskości  $AB$  za prosty/, jednak z poprawkami wynikającymi z faktycznej krzywej postaci haka.

Uważając przeto narazie hak około  $AB$  za pręt prosty i nazywając przez  $e_1$  i  $e_2$  odległości punktów  $A$  i  $B$  od środka ciężkości, otrzymujemy w krawędzi wewnętrznej naprężenie rozrywające:

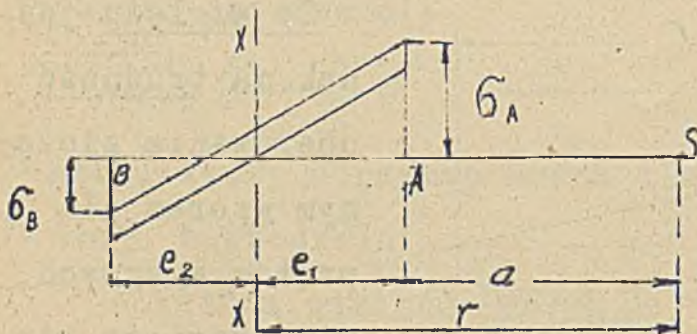
$$\sigma_A = \frac{Q}{F} + \frac{Q(a+e_1)e_1}{J};$$

w krawędzi zewnętrznej - ścisające:



$$\sigma_B = \frac{Q}{F} = \frac{Q(a+e_1)e_2}{J}$$

lub 
$$\sigma_B = \frac{Q(a+e_1)e_2}{J} = \frac{Q}{F}$$



rys.103a.

Należyte  
wyzyskanie ma-  
terjału, z któ-  
rego robione  
są haki, a mia-  
nowicie mięk-  
kiej stali, wy-  
kazującej w

granicach proporcjonalności jednakową wytrzymałość na rozciąganie i ściskanie, - osiągnięte będzie, jeżeli naprężenie rozciągające i ściskające będą co do wielkości równe. Z rys.103a widać, że nie da się tego osiągnąć przy przekroju symetrycznym względem osi  $XX$ , dla którego  $e_1=e_2$ . Przekrój musi być niesymetryczny: szerszy po wewnętrznej i węższy po zewnętrznej stronie haka tak, aby  $e_1$  była  $< e_2$ .

Najprostszą figurą, odpowiadającą temu warunkowi jest trapez /rys.103 o/. Z warunku  $\sigma_A = \sigma_B$  określamy jego kształt:

$$\frac{Q}{F} + \frac{Q(a+e_1)e_1}{J} = \frac{Q(a+e_1)e_2}{J} - \frac{Q}{F}$$

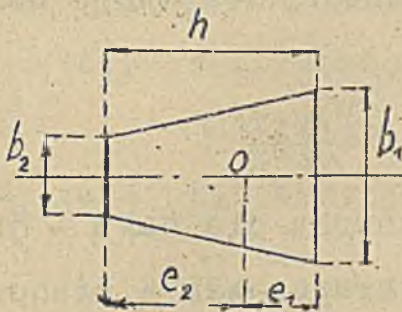
Stąd  $J = \frac{1}{2} F(a+e_1)(e_2-e_1)$

a ponieważ dla trapezu  $F = \frac{b_1+b_2}{2} h$ ;  $e_1 = \frac{b_1+2b_2}{b_1+b_2} \frac{h}{3}$

$$J = \frac{b^2 + 4b_1b_2 + b_2^2}{36(b_1+b_2)} h^3$$

to po podstawieniu tych wartości do równania wyżej otrzymanego i dokonania uproszczeń, otrzymujemy:

$$\frac{b_1}{b_2} = \frac{h}{a} + 1 = m + 1 ;$$



rys.103 b.

Ze względu na ukształtowanie haka praktyka ustaliła stosunek  $m$  przeważnie = 2; dla małych udźwigów ( $< 3t$ ), wyjątkowo = 1,5 - 2; dla dużych udźwigów  $\frac{h}{a}$  bywa

nie wiele większe od 2, ze względów wykonawczych, choć względy wytrzymałościowe przemawiałyby za większym  $m$ .

Wstawiając do wzoru dla  $\sigma_A$  wartość

$$J = \frac{1}{2} F(a + e_1)(e_2 - e_1)$$

i powyższe wartości  $e_1$  i  $e_2$ , otrzymujemy po dokonaniu uproszczeń:

$$b_1 - b_2 = \frac{6Q}{\sigma_A h}$$

skąd przyjmując pod uwagę, że  $\sigma_A$  nie może przekroczyć naprężenia dopuszczalnego na rozciąganie:

$\sigma_A \leq k_r$  wypływa zasadniczy wzór dla obliczenia szerokości krawędzi wewnętrznej:

$$b_1 = \frac{6Q}{h k_r} \cdot \frac{m+1}{m}; \quad m = \frac{h}{a}$$

Zachodzi tylko pytanie, jak wysokie można dopuścić  $k_r$ . Dla rozstrzygnięcia porównamy naprężenie otrzymane z rachunku haka, uważanego za pręt prosty:

$$\sigma_A = \frac{6Q}{h b_1} \cdot \frac{m+1}{m} = \frac{Q}{a b_1} \cdot \frac{6(m+1)}{m^2};$$

z naprężeniem otrzymanym z rachunku dla haka - jako pręta krzywego o przekroju trapezowym a mianowicie:

$$\sigma_A' = -\frac{Q}{F\psi} \cdot \frac{y}{r+y} = -\frac{Q}{F\psi} \cdot \frac{-e_1}{a+e_1-e_1} = \frac{Q e_1}{F\psi a}$$

dla skrajnego włókna wewnętrznej strony haka i

$$\sigma_B' = -\frac{Q}{F\psi} \cdot \frac{e_2}{a+h} = -\sigma_A' \cdot \frac{a e_2}{b_1(a+h)}$$

dla skrajnego włókna zewnętrznej strony haka:

Po podstawieniu w równanie na  $\sigma_A'$  wartości  $F\varphi$  oraz  $e_1$ , wyrażonych przez  $b_1, a$  oraz stosunek  $m = \frac{h}{a}$

$$\sigma_A' = \frac{Q}{ab_1} \cdot C ;$$

gdzie  $C$  - stała, zależna od stosunku  $\frac{h}{a}$ , a mianowicie:

$\frac{h}{a} =$	1,5	1,8	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
$C =$	8,96	7,25	6,42	6,05	5,77	5,48	5,25	5,06

Dla stosunku  $m = \frac{h}{a} = 2$ , spotykanego najczęściej.

$$\sigma_A' \text{ (jako pręt prosty)} = \frac{Q}{ab_1} \cdot \frac{6(2+1)}{2^2} = 4,5 \frac{Q}{ab_1}$$

$$\sigma_A' \text{ (jako pręt krzywy)} = 6,42 \frac{Q}{ab_1}$$

Jak widać, to ostatnie jest o 42 % wyższe od pierwszego. Przy  $m = 2,5$  jest  $\sigma_A'$  większe od  $\sigma_A$  o 50 %. Dla włókien zewnętrznych natomiast, przy

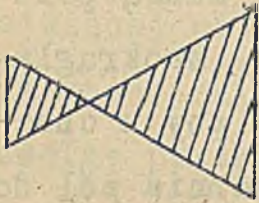
$$m=2 \quad \frac{\sigma_s' \text{ (jako pręt krzywy)}}{\sigma_s \text{ (jako pręt prosty)}} = 0,67$$

Z porównania tego widzimy, że naprężenie rozciągające, faktycznie występujące w przekroju  $AB$  z powodu krzywizny haka, jest o 50 % wyższe, niż to naprężenie, jakie daje przyjęcie haka za pręt prosty. Dlatego w równaniu  $b_1 = \frac{6Q}{h k_r} \cdot \frac{m+1}{m}$  należy przyjąć

$k_r = \frac{1}{1,5}$  tego największego naprężenia, jakie można dopuścić w pręcie krzywym, a zatem

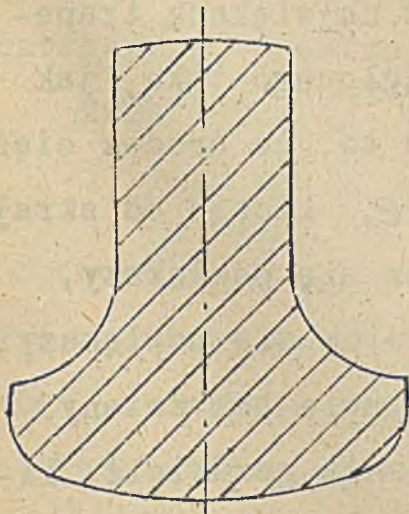
$$k_r = \frac{1}{1,5} (900 \cdot 1200) = 600 \cdot 800 \text{ kg/cm}^2$$

Z powyższego zdawałoby się, że część zewnętrzna haka, jako pracująca niżej naprężenia dopuszczalnego, mogłaby być zwięziona. Jednak to spowodowałoby zmianę kształtu całego przekroju, a zatem zmianę  $F$  i  $\varphi$ , a w konsekwencji powiększenie naprężenia na krawędzi wewnętrznej. Dlatego to nie robimy tej poprawki i ostatecznie dochodzimy do wniosku, że przekrój haka, obliczony jako pręt prosty, może być uważany za należyty, jeżeli tylko przyjęte będzie do obliczenia właściwe  $k_r$ . Pogodzić się musimy z tem, że w hakach tak obliczonych materiał nie jest równomiernie wykorzystany: narażony jest silnie od strony wewnętrznej, a słabiej od zewnętrznej. Chcąc otrzymać idealne wykorzystanie materiału należałoby wykonać hak o przekroju kształtu wska-

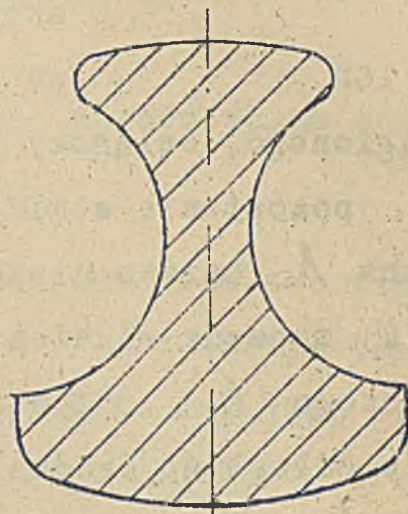


rys.104 a.

zanego na rys.104 a, co jest niewykonalne. Eliskiemi jednak do tego idealnego bylyby przekroje, proponowane przez Griffela /rys.104 b i 104 c/. Przekrój wskazany na rys.104b nie



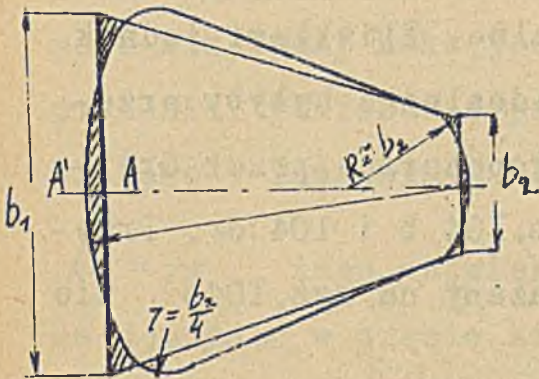
rys.104 b.



rys.104 c.

byłby trudny do wykonania, jednak praktyka nie skorzystała dotychczas z tych propozycji.

Przekrój trapezowy, otrzymany z obliczeń trzeba zokrąglić, aby uniknąć ostrych przegięć dla lin i łańcuchów, zakładanych na hak /rys.105/. Zokrąglenie musi być tak wykonane, aby  $\sigma_A$  dla nowego przekroju nie było większe. Ponieważ  $\sigma_A = \frac{Qe}{F\varphi a}$ .



rys. 105.

$a$ ,  $e_1$  oraz  $F_\varphi$  muszą pozostać niezmiennie. Zaokrąglając trapez tak, aby u obu podstaw powierzchnia pól dodanych równała się powierzchni pól odjętych i zachowując szerokość największą trapezu zaokrąglonego taką, jak

niezaokrąglonego, osiągamy prawie to, że środek ciężkości  $O$  pozostanie w miejscu,  $e_1$  licząc od skrajnego włókna  $A'$  bardzo nieznacznie się powiększy, jednak  $F_\varphi$  zapewne również cokolwiek się powiększy; skutkiem czego  $\sigma_A$  pozostanie prawie bez zmiany. Oczywiście odległość środka promienia gardzieli, licząc od p.  $A$  musi pozostać tej samej wielkości, tak że faktyczny promień gardzieli  $a'$  ulega małemu zmniejszeniu.

Przy starannem projektowaniu haka nie dość jest zadowolić się powyższem rozumowaniem, lecz należy sprawdzić  $\sigma_A$  graficznie, znajdując środek ciężkości przekroju oraz  $F_\varphi$ .

Od przekroju  $AB$  w dwie strony w górę i w dół hak jest przekroju trapezowego, przechodząc stopniowo w okrągły /rys. 97/. W haku zakreślonym według spo-

sobu podanego wyżej wszelkie przekroje nad i pod najwięcej narażonym  $AB$  są dostatecznie mocne. Dla upewnienia się należy jednak sprawdzić każdy dowolny przekrój sprawdzając czy:

$$\sigma = \frac{Q_n}{F'} + \frac{Q \cdot z \cdot e_i'}{J'} \leq 700 \text{ i } 900 \text{ kg/cm}^2$$

$F', e_i', J'$  oznaczają odpowiednie wartości dla rozpatrywanego przekroju.

Przekrój  $CD$  przyjęto sprawdzać na ścinanie:

$$\tau = \frac{Q}{F_{(CD)}} \leq 640 \text{ kg/cm}^2$$

— aczkolwiek faktycznie rzadko może ten przekrój być narażony tylko na ścinanie, powstaje tam również dodatkowe gięcie. Racjonalniej jest przyjąć obciążenia rogu haka siłą  $\frac{Q}{2 \cos 45^\circ}$  i spraw-

dzić czy

$$\frac{Q/2}{F_{(CD)}} + \frac{Q/2 \cdot \cos 45^\circ \cdot u}{J_{CD}} \leq 700 \text{ i } 900 \text{ kg/cm}^2$$

Napężenie największe haków dowolnie zakrzywionych:

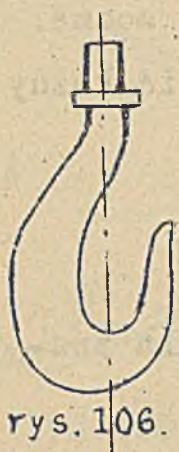
$$= \frac{Q}{F} + \frac{M}{Fr} \left[ \frac{e_i}{\rho(r+e_i)} - 1 \right];$$

zmniejsza się z powiększeniem promienia krzywizny włókna centralnego  $r$ . Dlatego Bach proponuje wykonywać haki, których gardziel ma kształt owalu.

x/ Wpływ sił statycznych można pominąć.



/rys.106/ o bardzo małej krzywiźnie. Ten kształt

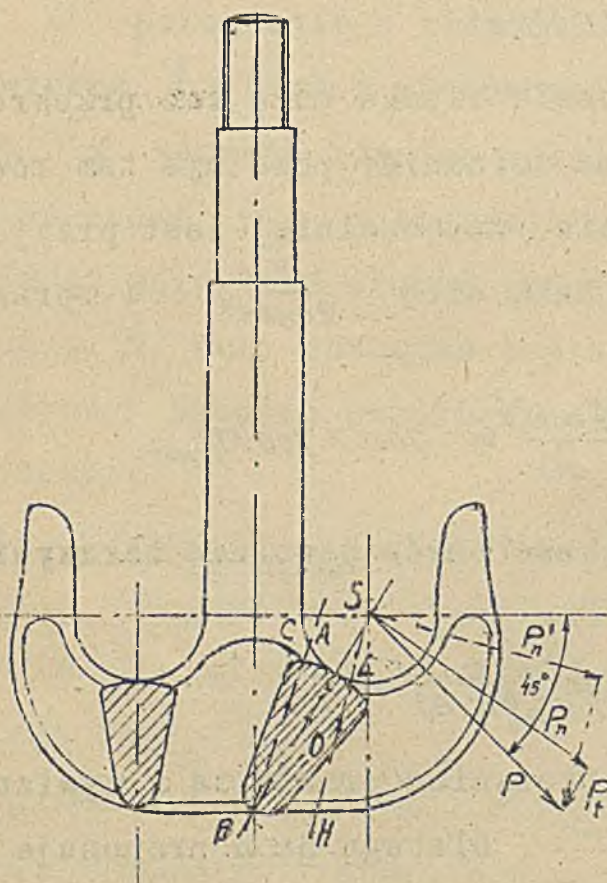


rys.106.

może znaleźć zastosowanie do mniejszych udźwigów, do większych byłby zbyt długi. Umiarkowane jednak, praktycznie możliwe zmniejszenie krzywizny daje wyniki dobre /p.Zbiór rysunków Tł.IX rys.92/.

o/ Obliezenie haka podwójnego.

Haki te stosowane są, począwszy od  $Q = 15t$ . Oblie-



rys.107.

czamy je w przypuszczeniu, że ciężar zawieszony jest na linach lub łańcuchach, rozchodzących się pod kątem  $90^\circ$ , przytem, uwzględniając, że ciężar rozkła-

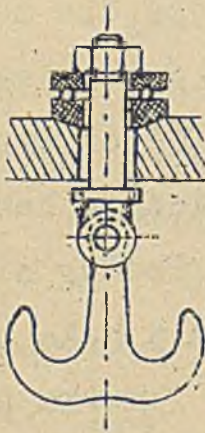
da się nierównomiernie, należy przyjmować na każdą stronę obciążenia  $P = \frac{0,6 Q}{\cos 45^\circ} \approx 0,8 Q$  skierowane pod kątem  $45^\circ$  do pionu. Zakreśliwszy zarys haka, przy czym  $AB$  przeważnie  $= 2 \times 2,2 a$  - obliczamy szerokość trapezu w przekroju  $AB$ , jak dla haka zwyczajnego, rozkładając przytem siłę  $0,8 Q$  na składowe: prostopadłą do przekroju  $AB$  i leżącą w nim. Siła  $P_n$  powoduje rozciąganie i rozginanie haka, tak jak siła  $Q$  w haku pojedynczym. Podług niej obliczamy szerokość trapezu tak jak dla haka pojedynczego  $b_1 = \frac{6 P_n}{h \cdot K_r} \frac{m+1}{m}$ . Przytem  $K_r$  można przyjmować wyższe  $700 - 900 \text{ kg/cm}^2$ ; zważywszy, że  $r$  dla włókna centralnego jest tu duży z powodu kształtu haka. Siła  $P_t$  wywołuje naprężenie dodatkowe - tnące, które można pominąć. Pożądane jest sprawdzenie potem paru innych przekrojów, np.  $LH$ ,  $CB$ , obliczając za każdym razem

$$\sigma_{max} = \frac{P_n' \cos \alpha'}{F_1} + \frac{P_t'}{F_1} \leq 700 \div 900 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

jak dla haka pojedynczego. Przy obliczeniach tych przypuszczamy, że hak podwójny ma wprawie dużą swobodę poruszania się, aby w szyjce jego nie powstawały naprężenia gnące. Z tego względu pożądane jest

-----

/rys.107 a/ umieszczać go na przegubie. Hak tego typu przedstawia tę dogodność, że ciężar mniejszy można zawieszać również tylko na jednym rogu.



rys.107 a.

wają one jednolite /Zbiór rys.Tb.IX rys.102 a/ lub składane /tb.IX rys.102 b/.

Ucho jednolite /rys.102 a/ przedstawia zespół prętów statycznie niewyznaczalnych. Podawane zazwyczaj gwoźli łatwości rachunku w wielu podręcznikach /np. Bethmann, Dub/ obliczenie przybliżone, przyjmujące, że dolna część ucha jest prętem obustronnie osadzonym w przekrojach ef stałych, niezależnionych od sprężystych odkształceń całego zespołu, nie odpowiada rzeczy-

d/ Obliczenie ucha.

Do podnoszenia ciężarów bardzo dużych, dla których haki otwarte wypadałyby ogromnych wymiarów, jak również do zawieszania specjalnych narzędzi chwytających, stosuje się ucha. By-

wistości i nie według tego obliczenia skonstruowane jest ucho /rys. 102 a/ : największy przekrój ma tu pręt na osi środkowej wtedy, gdy to obliczenie powodowałoby tam przekrój mniejszy niż w e-f . Po-  
uczający ze względu na zastosowanie twierdzeń o  
pracy sprężystej dla układów statycznie niewyzna-  
czalnych jest ścisłejszy sposób obliczenia, podany  
w W.L. Andree "Statik ~~masz~~ ~~Kranbau~~ ~~em~~, wyd. II str.  
312. ~~Por.~~ także ~~związki~~ wyprowadz ~~si~~ ~~8~~ odpowiednich  
równań u Döbbel'a "Taschenbuch für Maschinenbau"  
wyd. IV str. 500/.

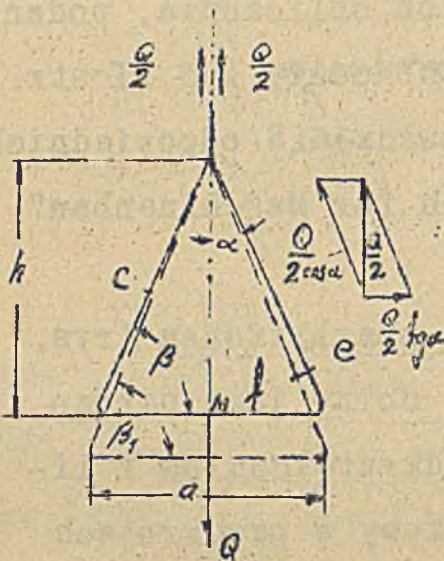
Zadawając się obliczeniem przybliżonym /rys.  
102 c/ należy uważać: a/ pręt dolny jako bardzo  
mocny, prawie nie ulegający odkształceniom i li-  
czyć go jako swobodnie zawieszony w przekrojach  
e-f , wobec czego przekrój  $M$  obliczyć można  
według:

$$G_g = \frac{Q}{2} \cdot \frac{a}{2} \leq K_g. \quad . 13/$$

gdzie  $W_m$  - moment wytrzymałości przekroju  
 $K_g = 700 \text{ kg/cm}^2$ ; b/ ciągną zaś C jako od-

kształcalne, poddane nie tylko rozciąganiu, lecz i zginaniu ( $\beta' > \beta$ ), wobec czego przekroje  $e-f$  obliczać można według:

$$\sigma = \frac{Q}{2c \cos \alpha} + \frac{Q \cdot \frac{1}{2} g a h}{W_{(ef)}} \leq K_r$$



gdzie  $F_{(ef)}$  pole przekroju pręta w p.  $e-f$ ,

$$K_r = 700 \text{ kg/cm}^2.$$

Poprzeczkę uch składanych /rys.

102 d/ liczymy jako pręt swobodnie leżący:

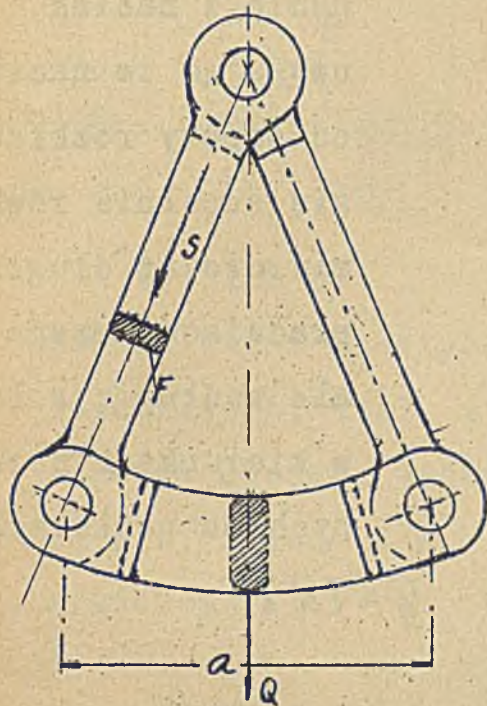
rys.102 c.

$$= \frac{1}{4} Q a = W k_g.$$

pręty skośne  $\frac{S}{F} \leq K_r$ , przytem  $k_g$  i  $K_r$  /z braku innych/ dodatkowych obciążeń 900 - 1000 kg/cm<sup>2</sup>.

e/ Wieszadło haka /Patrz Zbiór rys. Tb. X rys.

98 b i 98 c/.



rys. 102 d.

stali -  $800 \text{ kg/cm}^2$ ., dla żelaza kutego - 600, nie więcej, ze względu na ewentualne uszkodzenie materiału przy przebijaniu otworu podczas odkuwania. Szerokość  $B$  otrzymuje się ze względów konstrukcyjnych, tak aby mieściła się podkładka pod nakrętką + pewien zapas.

$$D_1 = d_n + 0,5 \div 1 \text{ cm};$$

gdzie  $d_n$  średnicą szypki haka /rys. 97/.  $L$  określona jest przez rozstawienie boków wieszadła, a to zależy od ilości krążków.

Poprzeczkę, na której spoczywa nakrętka haka /rys. 108/ liczymy na zginanie w przekroju  $EF$  :

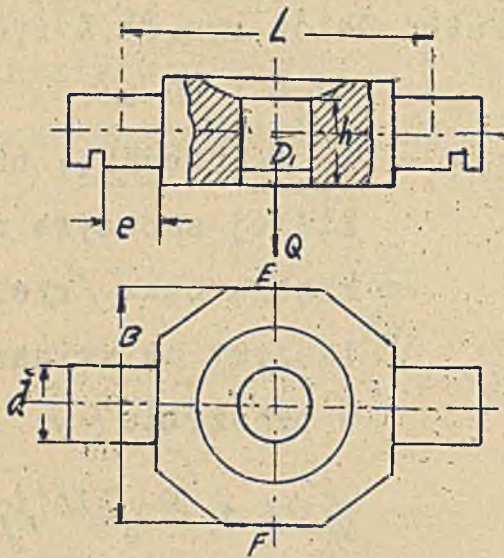
$$\frac{1}{4} QL = \frac{(B - D_1) h^2 k_f}{6}$$

przyjmując z korzyścią dla wytrzymałości wysokość zginanych przekrojów = tylko  $h$ ;

$k_f$  dla miękkiej

Czopy poprzeczki

obliczamy na zgi-  
nanie i nacisk,  
uwzględniając że nacisk  
od odpery rozkłada  
się zupełnie równo-  
miernie na długości  
pracującej czopa,  
ale według rys.108a  
w kierunkach normal-  
nych do powierzch-



rys.108.

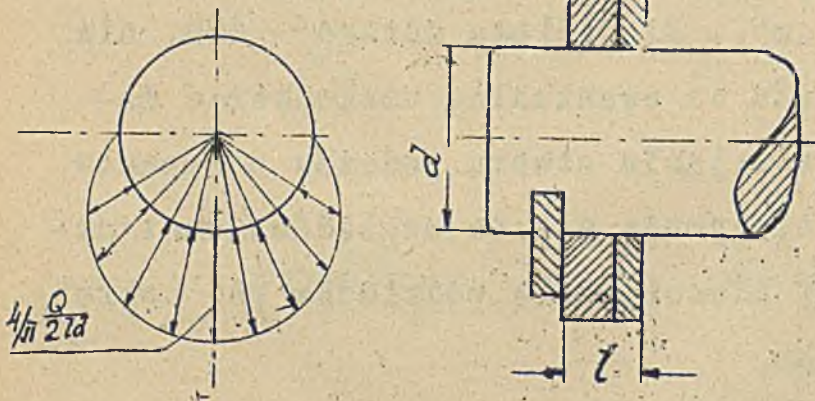
ni czopa.

$$\frac{Ql}{4} = 0.1 d^3 k_g ; \quad \frac{Q}{2} = l d k_n ;$$

skąd

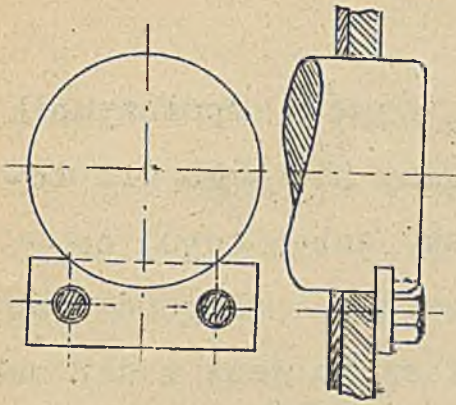
$$l : d = \sqrt{0.2 \frac{k_g}{k_n}}$$

$k_g = 800 \text{ kg/cm}^2$   
dla żelaza ku-  
tego i  $1000 \text{ kg.}$   
 $/\text{cm}^2$  dla stali  
złaznej; dla  
osopów, które  
są przeważnie



rys.108 a

nieruchome / przy umocowaniu zapomożą wkładki przy-



trzymujących jak na rys. 126 a Tb. X i 108 b/ względnie bardzo rzadko i nieznacznie mogą obrócić się w oprawie wie- szadła/ przy umocowaniu

rys. 108 b.

za pomocą nakrętek lub

pierścieni z przetyczkami  $K_n = \frac{\pi}{4} \cdot 800 = 628$  dla że- laza kutego, wzgl.  $\frac{\pi}{4} \cdot 1000 = 790$  dla stali zlewnej, a nawet więcej. Wobec tego  $l/d \approx 0.5$

Przyjmując  $l/d$  w tych granicach obliczamy średnicę:

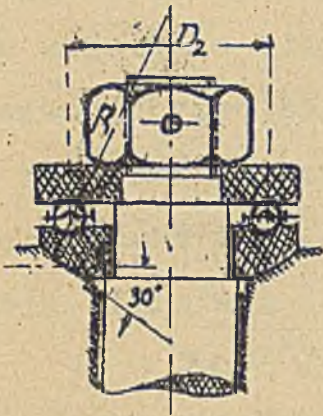
$$d = \sqrt{\frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot \frac{l}{d} \cdot a \cdot K_n}}$$

a następnie długość  $l$  ; lub też bezpośrednio obliczamy  $d$  z równania otrzymanego przez pomno- żenie stronami równań poprzednich:  $\frac{Q}{8} = a \cdot d^3 \cdot K_n \cdot K_n$  ; potem  $l$  z równania  $\frac{Q}{8} = l \cdot d \cdot K_n$  ;

Podłoże kulkowe pod nakrętką haka /rys. 109/, o ile nie jest zakupione jako gotowe ze specjalnej fabryki łożysk kulkowych, liczymy według  $Q = k \cdot i \cdot d^3$  gdzie  $i$  - liczba kulek,  $d$  - średnica kulki w centymetrach,  $k$  współczynnik obciążenia dopuszczalnego. Dla



rowków wklęsłych o promieniu  $\frac{2}{3} d$  współczynnik  
 $K = 200 - 300 \text{ kg/cm}^2$  [większy niż zwykle dla łoż-



rys.109.

ysk, wobec tego, że  
 częstość i długość drogi  
 obracania jest nader ma-  
 łą]  $i = \frac{\pi \cdot D_2}{d+s}$ , gdzie  
 $s$  - odstęp między kul-  
 kami minimalny  $\approx 0,25$   
 mm., jeżeli kulki leżą  
 bez klatki i  $\approx 1/2-3/$   
 mm., jeżeli w klatce.

Wybierając pewną  $D_2$  [jest ona w zależności od  
 wielkości nakrętki] - mamy najmniejszą  $d$  z rów-  
 nania :

$$Q = \frac{\pi \cdot D_2}{(d+s)} \cdot K \cdot d^2 = \psi \cdot \pi \cdot D_2 \cdot d \cdot K;$$

Ponieważ opór obracania haka jest tem mniejszy,  
 im większe są kulki, to pożądane jest brać kulki  
 duże. Wymiary kulek są zwykle podawane w calach  
 ang. Można wybierać ich średnicę podług następu-  
 jącej tabliczki:

$Q_{\text{cał.}} =$	4	5	6	8	10	12	15	18	20	25	30
$d_{\text{cał.}}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$1$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$

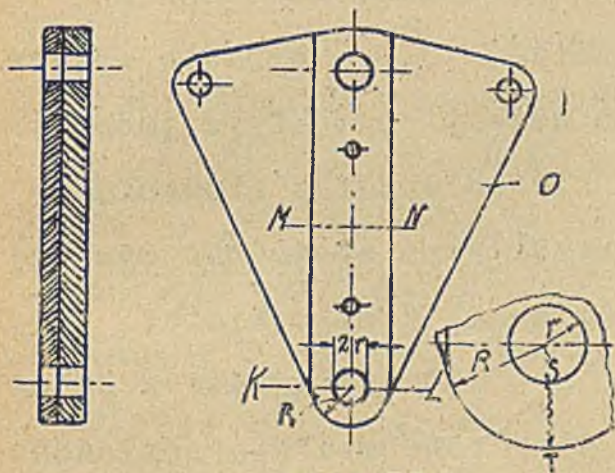
Dla bardzo dużych ciężarów spotykamy dwa rzędy kulek. Promień dolnej podkładki /kulistość/ pożą-  
dany  $R = D_2$  ; przy takiej bowiem wypukłości  
podkładka może się nastawiać swobodnie do kierun-  
ku siły ciągnącej za hak, gdyż średnie pochylenie  
podłoża =  $30^\circ$ ; przy wypukłości mniejszej nast-  
awianie to byłoby niemożliwe, wobec za małej pochy-  
łości podłoża.

Oprawa /rys.110/.

Grubość blachy

osłaniającej  $O$  :

4 - 10 mm. zależ-  
nie od wielkości ha-  
ka, ze względu na  
sztywność. Grubość  
nakładki, którą wy-  
konywać należy naj-  
taniej wprost z



rys.110.

płaskownika jednakowej względnie grubości; oblicza  
się według zakończenia /ucha/. Ścisłe zaś oblicze-  
nie tego ucha przeprowadza się, uważając je za  
część naczynia grubościennego, podległego ciśnie-  
niu wewnętrznemu od szopa. /p.S.P.Timonenko "Wy-  
trzymałości materiałów" str.251 i 249 wzór 264/;

w przekroju pionowym  $ST$  :

$$\sigma_{max} = \frac{R+r^2}{R^2-r^2} \cdot \frac{P}{2r \cdot b \cdot \sin \alpha} \leq K_r$$

$R$  przyjmujemy zwykle  $= 2r = d$  - średnicy czopa;  $P = \frac{Q}{2}$ ;  $\sin \alpha = 90^\circ = 1$ ;  $b$  - grubość wspólna nakładki i blach równa się długości  $l$  czopa. Podstawiając te wartości do powyższego wzoru otrzymujemy warunek dla wytrzymałości ucha:

$$\frac{5}{6} \cdot \frac{Q}{r \cdot b} \cdot \frac{Q}{2} = \frac{5}{12} \frac{Q}{r \cdot b} = \sigma \leq K_r = 800 \text{ kg/cm}^2$$

Podług tego warunku sprawdzamy wartość  $l$  trzymaną powyżej. Jeżeliby  $\sigma_{max}$  wypadło wyższe od podanej granicy, to należy powiększyć jednocześnie  $r$  i  $b = l$ , nie zmieniając stosunku

$\frac{1}{4}d$ . Obliczenia przybliżone stosowane dawniej dla utrzymania wymiarów ucha, a mianowicie:

1/ według przekroju  $KL$  na rozciąganie z założeniem, że naprężenie jest równomiernie rozłożone na wszystkie punkty rozciąganego przekroju:

$$(4r - 2r)l \cdot \sigma_r = \frac{Q}{2}$$

lub 2/ przekroju  $ST$ , uważając dolną część ucha  $MTL$  za pręt obciążony równomiernie na długości  $2r$  i zamocowany na obu końcach:

$$W = \frac{Q}{2} \cdot \frac{2r}{12G} ; \quad W = \frac{Lr^2}{6}$$

dają następujące naprężenie:

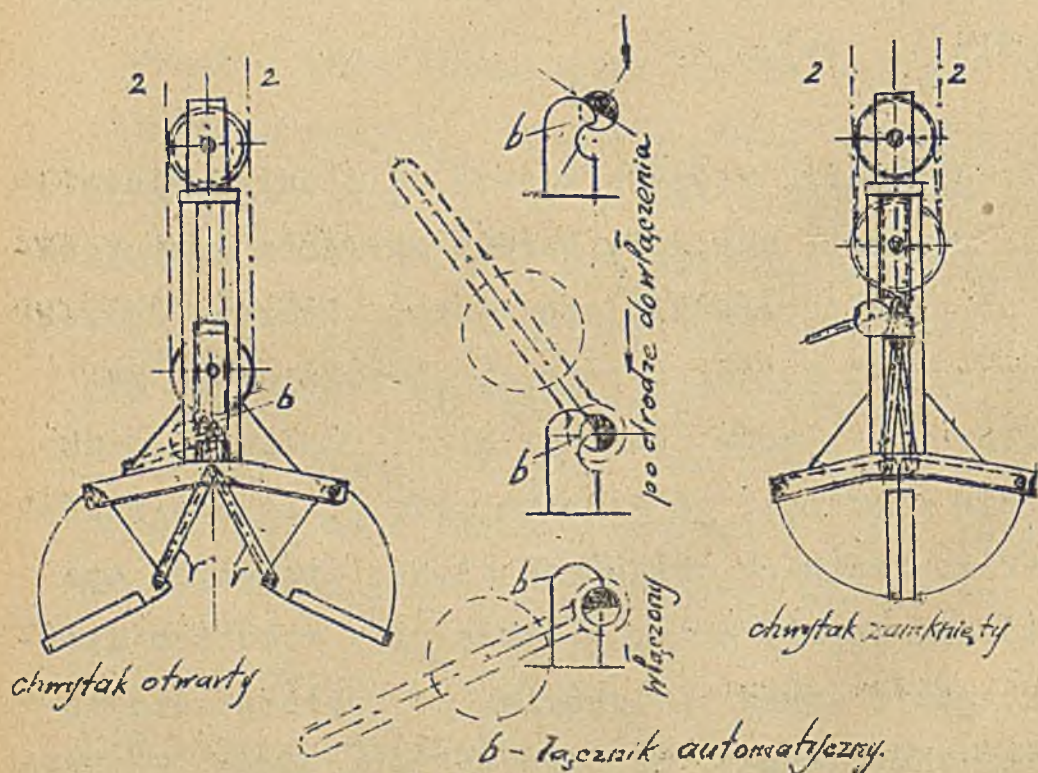
$$\sigma_r = \frac{Q}{4Lr} = \frac{3}{12} \cdot \frac{Q}{Lr} ; \quad \sigma_g = \frac{Q}{2Lr} = \frac{6}{12} \cdot \frac{Q}{Lr}$$

z czego widać, że obliczenie 1 dałoby zupełnie niewystarczające wymiary.

Nie chcąc zmieniać przyjętych już  $L$  i  $d=2r$  należałoby założyć  $P=mr$  i określić  $m$  z równania dla  $\sigma_{max}$ .

2. Chwytki, których zasadę działania wyjaśniono na str.201, znajdują bardzo szerokie zastosowanie do przeładowywania gromadnych towarów rozdrobionych, jak węgiel i ruda, w szczególności ze statków i z placów /por.str.212/. Odmienne co do ustroju chwytki, używane są przy przeładowywaniu buraków, krótkich okrągłych kłoców drzewnych /papierówka, kopalniaki/, a także przy robotach ziemnych, gdzie żóraw z chwytkiem spełnia rolę kopaczki chwytkowej. Szczegółowe wiadomości znaleźć można u Aumanda "Hebe u. Förderanlagen", Dub'a "Der Kranbau", v.Hanftstengel'a "Die Förderung von

Massengütern". Ze względu na znaczenie chwytaków w Polsce dla przeladunku węgla i rudy wyjaśnić należy tutaj zasady konstrukcji i obliczenia chwytaków. Odróżniane są chwytaki: jednolinowe, w których zachowana jest tylko lina 2 /por.str.201 - lina ta nie jest połączona na stałe z ramionami łopaty chwytaka /rys.111/, lecz tylko z wielokrąż-



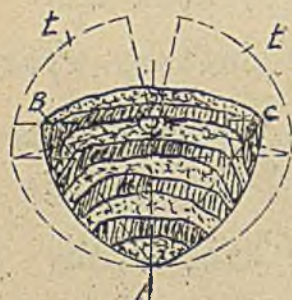
rys. 111.

kiem  $a$ , który dla zamykania chwytaka łączy się automatycznie z węzłem  $b$  ramion  $r$ , wobec czego przy podciąganiu liny do góry następuje zamknięcie chwytaka, a dalej podnoszenie; po podniesieniu do pewnej wysokości następuje, przez zaczepienie o zderzak, na tej wysokości ustawiony, odczepienie wielokrążka łopat, skutkiem czego chwytak się otwiera / i dwulinowe / rys. 73 b c d e str. 201/. Wciągarka dla chwytaka jednoniowego jest prostsza, obsługa szybsza, rozświetlanie jednak nie jest możliwe w każdej chwili na dowolnej wysokości, lecz w punkcie najpierw zgóry nastawionym; pozatem budowa chwytaka jest wyższa i łeb jego ciężki, wobec czego może się przewracać, co utrudnia pracę. Dlatego chwytak jednolinowy jest rzadko stosowany. Przeważnie - - dwulinowy. Dla konstrukcji chwytaka miarodajne są następujące względy: 1/ Kształt łopat i ich droga wnikania w materiał nabierany powinny wywodzić przy nabieraniu opór możliwie jaknajmniej-szy, a to dlatego, aby na nabieranie nie trzeba było tracić zbyt dużo energii, a po drugie, aby chwytak nie wyslizgiwał się z materiału, nie nabierając go całą pełnią. 2/ Siła zagarniająca

na krawędzi zaczerpującej łopat /inaczej siła "zamykająca"/ powinna być możliwie największa, aby mogła pokonywać opór nabierania, - szczególnie zaś dużą musi być ta siła zamykająca w momencie samego przymykania, a to dlatego, aby chwytak nie był podnoszony z niedomkniętą szparą, bo przez nią materiał by się wysypywał; wielka zaś siła zamykająca jest w możności zgnieść bryłę materiału, która utkwivszy niezgnieciona między krawędziami, mogłaby być powodem takiej szpary.

3/ Chwytak powinien mieć taki kształt, aby przy wszystkich możliwych połączeniach na sterce czerpanego materiału nabierał możliwie najpełniej, praca bowiem źle napełniającego się chwytaka nie jest wydajna.

Rys.112 a przedstawia układanie się materiału



w chwytaku, mającym łopatę  $\angle$  głębokie i o stromym spodzie; z rysunku widać, jakie położenie zajęły po nabraniu warstwy materiału pierwotnie poziome - cały klin materiału

rys.112 a.  $BAC$  został wyciśnięty do góry, z czego wywnioskować można, że potrzebna

była do nabierania znaczna siła i praca. Łopaty takie przeto nie nadają się do materiałów ostrokąciastych i grubokawałkowych, muszą one mieć raczej ścianki możliwie mało strome /rys.112 b/.



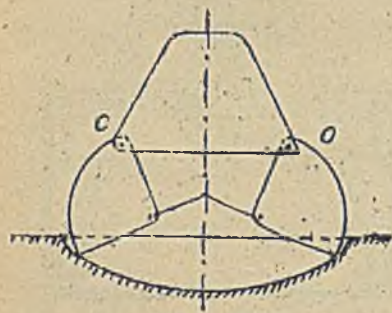
dla rudy.



dla węgla i koksu.

rys.112 b.

możliwie bez zgarniania materiału ku środkowi, gdyż to powoduje dodatkowy opór. Pod tym względem chwytak Jäger'a, przedstawiony na rys.112 c i poprzed-



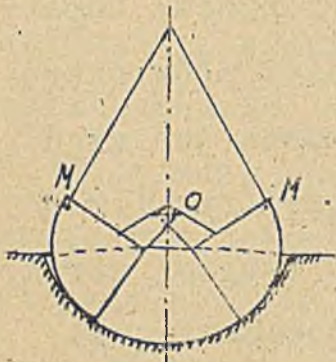
rys.112 c.

nio na rys.73 a, w którym łopaty obracają się około środków O rozstawionych, jest niekorzystny; ponieważ, poza-tem, jak stwierdziły doświad-czenia, siła zagarniająca na początku przemykania jest w tym chwytaku duża, a potem znacznie maleje, gdy odwrótnie, opór materiału coraz wzrasta - to chwytak ten nie jest już obecnie stosowany. Roz- powszechnionym jest natomiast na kontynencie euro-pejskim chwytak z łopatami obracającymi się prawie

Z drugiej strony  
pożądane jest,  
aby krawędzie za-  
czerpujące łopat  
wnikały w materiał

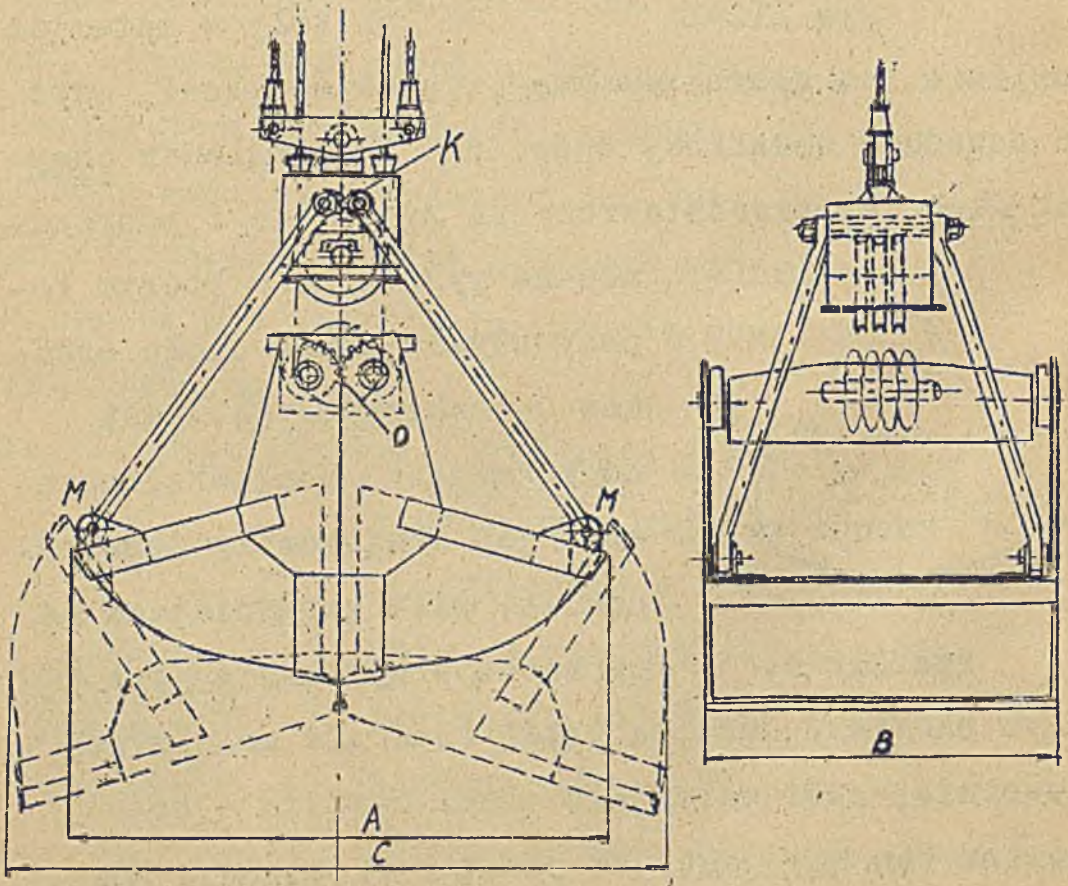


około punktu centralnego  $O$ ; chwytak ten /rys.112d/



rys.112 d.

nie powoduje oporu zgarniania. Rys.112 e przedstawia w uproszczeniu konstrukcję chwytaka takiego typu, który wykonywuje niemiecka fabryka Demag, w następujących wielkościach dla węgla:



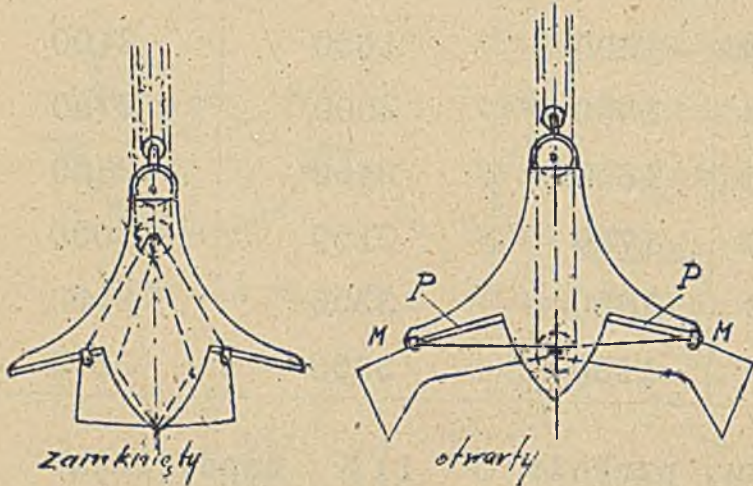
rys.112 e.

Objętość chwytaka m <sup>3</sup>	A <sub>mm.</sub>	B <sub>mm.</sub>	Waga włas- na chwytaka kg.	C <sub>mm.</sub>
1,5	2200	1300	1650	2400
2,0	2400	1500	2000	2700
2,5	2600	1650	2450	2850
3,0	2800	1750	3150	3050
3,5	2900	1850	3350	3150
4,0	3000	1950	3650	3300

Zazębienie przy punkcie *O* i *K* zapewniają symetryczne roztwieranie się chwytaka.

Z rysunku widać, że dla osiągnięcia możliwie najszerszego roztworcia chwytaka, punkt *O* jest umieszczony możliwie najwyżej. To możliwie najszersze roztworcie jest przy materiałach twardych i grubokawałkowych konieczne dlatego, aby chwytak zaczepywał możliwie najpełniej: nie da się bowiem uniknąć, aby chwytak, zaczynając szerpanie, nie ześlizgiwał się z kawałków bardzo dużych i twardych gdyby przeto miał roztworcie niewielkie nie napełniał by się całkowicie. Szerokie roztworcie i związane z tem wysokie położenie punktu *O* charakteryzuje konstrukcje niemieckie. W Ameryce /i rzadziej w Europie na wzór Ameryki/ stosowane są chwy-

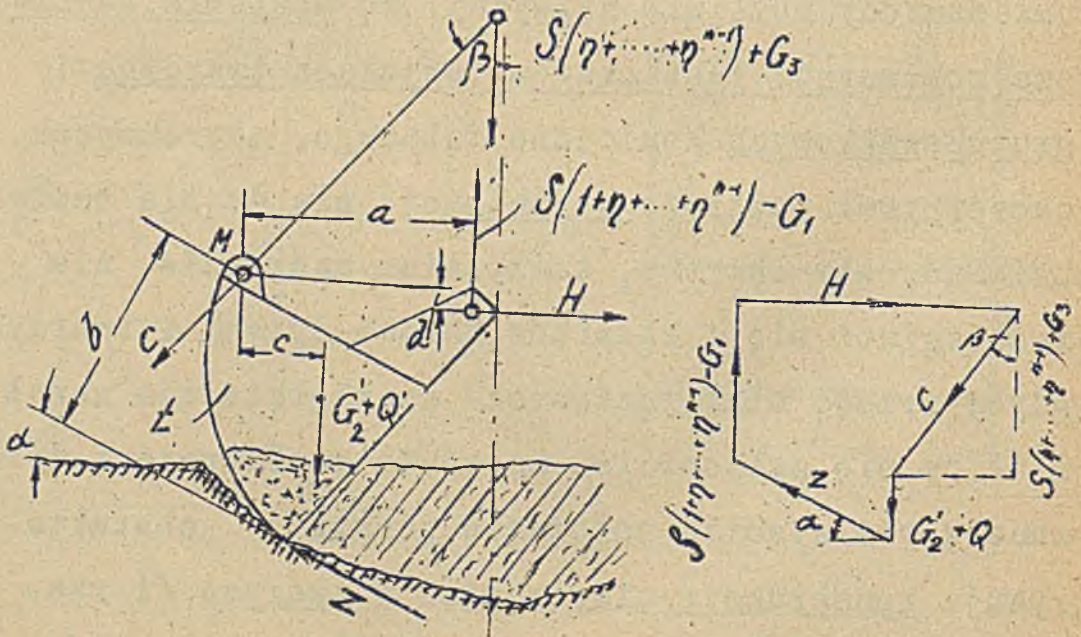
taki Brown'a /fabryki „The Brown Hoisting Machine-  
ry C-o” rys.112 f/, roztwierające się szeroko dzie-



rys.112 f.

wa się po prowadnicy *P*

ki temu,  
iż  
punkt  
*M* za-  
wiesz-  
nia ło-  
pat przy  
roztwie-  
raniu  
przesu-



rys.112 g.

Na podstawie rys.112 g zbadajmy, od czego zależy siła zagarniająca  $Z$ , równa pokonywanemu oporowi w chwytaku typu Demag.  $S$  - niech oznacza siłę ciągnącą w linii zamykającej;  $n$  - liczbę krążków, przypadającą na połowę chwytaka;  $G_1$  i  $G_3$  - wagę krążków dolnych, względnie górnych;  $G_2$  - wagę własną łopaty;  $G_1 + G_2 + G_3 = G$  - wagę własną chwytaka;  $Q'$  - wagę materiału, zaczerpniętego do danego momentu;  $\eta$  - sprawność jednego krążka /str.71/. Z równowagi momentów względem punktów sił działających na łopatę  $L$ :

$$Zb = \left( S \frac{\eta^n - 1}{\eta - 1} - G_1 \right) a - (G_2 + Q')c + Hd ;$$

z wieloboku zaś sił:

$$S \frac{\eta^n - 1}{\eta - 1} - G_1 + Z \sin \alpha = \left( S \frac{\eta^n - \eta}{\eta - 1} + G_3 \right) + G_2 + Q'$$

Z obu tych równań:

$$Z = \frac{G + Q' - S}{\sin \alpha} \quad \text{oraz}$$

$$S = \left[ \frac{G + Q'}{1 + \frac{a}{b} \cdot \frac{\eta^n - 1}{\eta - 1} \sin \alpha} \right] + \left[ \frac{G_1 \frac{a}{b} + (G_2 + Q') \frac{c}{b} + H \frac{d}{b}}{\frac{1}{\sin \alpha} + \frac{a}{b} \cdot \frac{\eta^n - 1}{\eta - 1}} \right] = I + II ;$$

wyraz II, jako mały w stosunku do wyrazu I, może być pominięty.

Pierwszy wzór wskazuje, iż duża siła zagarniająca może być otrzymane przedewszystkiem przez dużą wagę własną  $G$  ohwytała. Jest to dla tego celu jednym z niezbędnych warunków, aczkolwiek z innego względu niepożądany, bo powiększający pracę wciągarki. Dlatego pożądane jest wagę  $G$  sprowadzić do jaknajmniejszej, co osiąga się przez zmniejszenie siły  $S$ . To zaś zmniejszenie, jak mówi wzór drugi, otrzymać można i przez zwiększenie liczby krążków  $n$  /z powodu czego

$$\frac{q^n - 1}{q - 1} = \frac{1 - q^n}{1 - q} \quad \text{wzrasta/ oraz przez powiększenie}$$

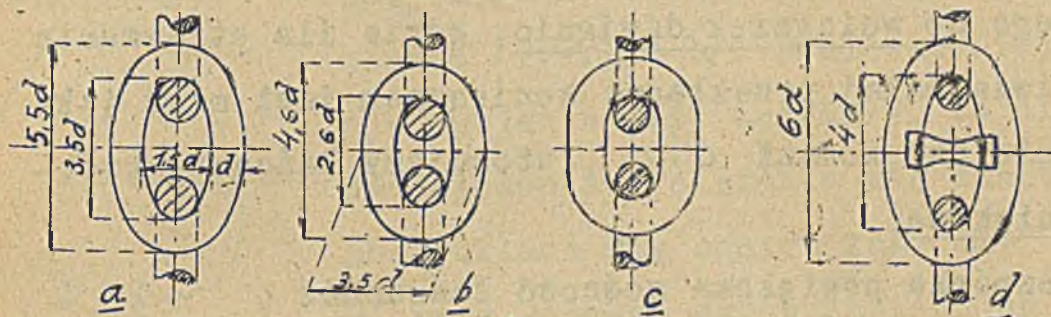
$\frac{a}{b}$ , czyli możliwie jaknajpłytszy /mała  $b$  / kształt łopaty; nie można jednak stwarzać płytkości tej kosztem powiększenia szerokości  $B$  łopaty, gdyż im większa ta szerokość, tem większy opór  $Z$ . Jest jasne, że przy zaczynaniu podnoszenia

$S = G + Q$ , gdzie  $Q$  cały zaczerpnięty materiał; z wyżej zaś wypisanego równania momentów sił widać, że w chwili tej, czyli przy końcowem zamykaniu, siła zamykająca będzie, dzięki dużej  $S$ , znaczna i, jak wykazuje doświadczenie dostateczna

na zgniecenie kawałka materiału, któryby utkwił między krawędziami; zamknij krawędzie bez szpary. W większości wypadków inne skomplikowane konstrukcje /np. chwytak Laudí'ego/, dążąc do zwiększenia tej końcowej siły zamykającej, są zbyteczne.

### 3. Łańcuchy ogniwkowe z żelaza okrągłego.

a/ Są bardzo praktycznym, nieczułym na kurz i uszkodzenia narządem ciągnącym. Obecnie stosowane są one

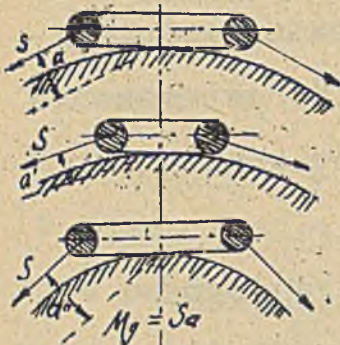


rys. 113.

szeroko do wciągarek ręcznych, szczególnie przenośnych, do dźwignic, natomiast do silnikowych bardzo rzadko. Znane są w technice łańcuchy długoogniwkowe /rys. 113 a/, krótkoogniwkowe owalne /rys. 113 b/ i z bokami prostymi /rys. 113 c/ oraz łańcuchy z rozpórką /rys. 113 d/. Wymiary podane na rysunku są przeciętnymi ze spotykanych - wymiary znormalizowane przytoczono niżej. - Wagi ich dadzą się w przybliżeniu wyrazić następująco: 1 m. łańcucha w kg.

$a = 1,92 d_{(cm)}^2$ ;  $b = 2,3 d_{(cm)}^2$ ;  $d = 1,98 d_{(cm)}^2$ . Łańcuch

długooogniwkowy jest więc lżejszy, przeto tańszy



rys.114.

niż krótkooogniwkowy, jednak nie może być nawijany na bębny małej średnicy, bo ogniwa jego poddane byłyby zbyt dużym naprężeniom gnącym /rys.114/; krążki gniazd-

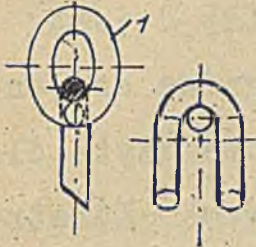
kowe dla takiego łańcucha też nie mogłyby być małe. Dlatego do wciągarek dźwignic, gdzie dla otrzymania możliwie małej przekładni koniecznym jest mieć jak-najmniejszy moment  $Q \cdot r$ , stosujemy łańcuchy krótkooogniwkowe.

Rozpórka powiększa nośność łańcuchów o  $\sim 20\%$ , dzięki czemu waga może być mniejsza; pozatem zabezpiecza łańcuch od spętania. Z obu tych względów łańcuchy z rozpórkami używane są do ciężkich kotwic okrętowych; we wciągarkach innych nie są stosowane.

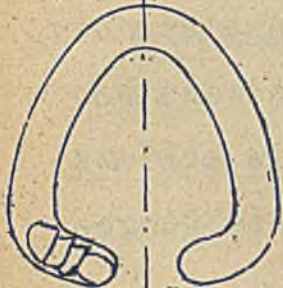
Łańcuchy ogniwkowe wyrabiane są z czystego, nie zawierającego siarki i fosforu, żelaza zlewnego o wytrzymałości  $K_r = 3600 - 4000 \text{ kg/cm}^2$  i ciągliwości  $\varphi = 22 - 18\%$  przez spawanie ogniw.

Łańcuchy cieńsze do 18 mm.  $\phi$  żelaza spawane są w główce, grubsze z boku ręcznie lub przy pomocy

specjalnych maszyn. Do spawania w główce zwija się pocięte na miarę pręty okrągłe na kształt litery U i zagina ich końce; założywszy taki element na sąsiednie ogniwo, zakłada się końce jeden na



rys.115 a.



rys.115 b.

drugi /rys.115 a/ i zagrzawszy miejsce założenia do białego żaru, spawa się je, poczem nadaje się ogniwu kształt ostateczny. Dla zwiększenia wytrzymałości miejsca spojenego końce bywają niekiedy nacinane /rys.115 b/. Ponieważ miejsce spojenia jest twardsze, to dla zmniejszenia wycierania się łańcuchów, układa się ogniwa tak, aby miejsca spawane dwóch sąsiednich ogniw, jednakowo twarde, pracowały razem



rys.115 c.

Przy spawaniu z boku ogniwa przygotowuje się z żelaza zwiniętego śrubowo odpowiednio pociętego /rys. 115 c/ łańcuchy, które nawijają się na krążki gniazdkowe. muszą mieć ogniwa dokładnie jednakowej długości i kształtu. Osiąga się to drogą poprawiania ogniw na ścisłą miarę /kaliber/ w odpowiednich formach. Łańcuchy takie nazywamy dokład-



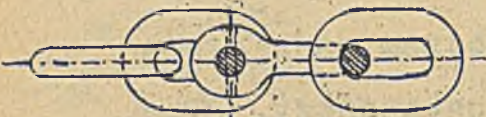
nemi lub kalibrowanemi.

Łańcuchy pękają przeważnie w miejscach spojenia. Dla szybkiego złączenia pękniętych łańcuchów stosowane są t.zw. ogniwa zamkowe /rys.115 d i 115 e/.



rys.115 d.

Konstrukcja rys.115 d jest tak mocna, jak ogniwa spojone, nie może jednak być użyta dla krążków gniazdkowych. Konstrukcja rys.115 e jest słaba i



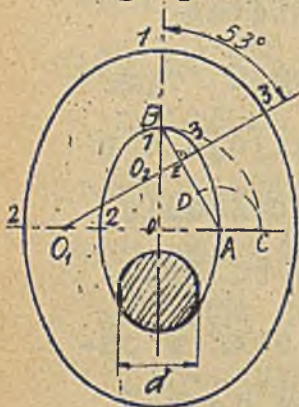
rys.115 e.

aczkolwiek nadaje się do nawijania na krążki gniazdkowe, to jednak nie powinna być używana ze względu na bezpieczeństwo.



b/ Grubość żelaza ogniwa obliczamy z rachunku praktycznego, gdyż rozważania teoretyczne nie wystarczają.

Według dotychczas znanych teorii wytrzymałości w ogniwie owalnym, zakreślonym podług zarysu, podanego przez Grashofa /rys.116 a/, główkę ogniwa można



$OB$  - połowa duża  
 $OA$  - " - mała  
 $AB = OB - OA$ ;  $O_1 E \perp AB$   
 $BE = \frac{1}{2} BD$ ,  
 punkty  $O_1$  i  $O_2$  środki krzywizny zarysu.

rozpatrywać jako część naczynia grubościennego /patrz "Wytrzymałość Materiałów" prof. Timoszenki - str.252/, podle-

rys.116 a.

gającego ciśnieniu od wewnątrz, przytem okrągły przekrój ogniwa zastępujemy fikcyjnym prostokątnym o takim samym polu. Zakładając jeszcze, że w ogniwie tem promień wewnętrzny  $d/2$ , zewnętrzny  $3/2 d$ , największe naprężenie rozciągające

$$(\sigma)_1 = \frac{5}{4} \cdot \frac{S}{\frac{\pi d^2}{4} \cdot \sin \alpha};$$

ponieważ przyleganie jest prawie na  $\alpha = 53^\circ$ , to

$$\sigma_1 = 1,56 \frac{S}{F} = 1,56 \frac{S}{F}$$

W bokach zaś ogniwa, podlegających rozciąganiu i odginaniu, według obliczeń Grashofa, na podstawie teorii zginania prętów krzywych, występują w przekroju 2-2 naprężenia:

$$\sigma_{2 \text{ wewnątrz}} = 1,37 \frac{S}{F}; \quad \sigma_{2 \text{ zewnątrz}} = -0,12 \frac{S}{F}$$

a w przekroju 3-3

$$\sigma_{3 \text{ wewnątrz}} = 0,91 \frac{S}{F}; \quad \sigma_{3 \text{ zewnątrz}} = 1,33 \frac{S}{F}$$

Widzimy, że ze wszystkich wyżej określonych naprężeń, największe jest w głódcie. - W prętach o bokach prostych wypada ono na podstawie teorii jeszcze większe, gdyż kąt  $\alpha$  mniejszy. Naprężenie to jest co najmniej 3 razy większe, niż to, któ-

re otrzymalibyśmy przyjmując, że miarodajnymi dla obliczenia są przekroje 2-2 i że występuje w nich równomiernie rozłożone naprężenie  $\sigma_r = \frac{S}{F}$ . Z uwagi na to, obliczając łańcuch praktycznie

według  $\sigma_r = \frac{S}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = K_r'$  należałoby  $K_r'$  brać

trzykrotnie mniejsze, niż normalne  $K_r'$ , a zatem do  $350 \text{ kg/cm}^2$ . - Wniosek ten nie jest jednak pewny. - Przyjęto zazwyczaj dopuszczać naprężenia większe.

Wytwórnice, zajmujące się specjalnie wyrobami łańcuchów do dźwignic, gwarantują na jednostkę przekroju 2-2, wytrzymałość, czyli obciążenie zrywające ogniwo  $2400 - 2800 \text{ kg/cm}^2$ . Na podstawie tej gwarancji można przyjmować dla łańcuchów nawijanych na bębny /niekalibrowanych/: w dźwignicach ręcznych rzadko pracujących ( $R_r$ )  $K_r = 600$ , co odpowiada stopniowi zabezpieczenia  $j = 4 \cdot 4,6$ ; dla cięższej pracujących ( $R_r$ ) —  $500 \text{ kg/cm}^2$  ( $j = 5 \cdot 5,5$ ) wreszcie dla dźwignic z napędem mechanicznym często pracujących i podlegających szarpnięciom /  $S_{II}$  i  $S_{III}$  / —  $300 - 350 \text{ kg/cm}^2$ .

Dla łańcuchów zaś dokładnych /kalibrowanych/, nawijanych na krążki gniazdkowe, wobec tego że

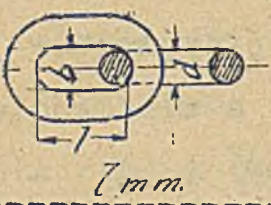
ogniwa nie powinny ulegać odkształceniu i zbyt szybkiemu wytarciu,  $K_r'$  przyjmowane jest około 2/3 wartości poprzednich, a mianowicie: dla  $R_r$  i  $R_{rr}$  - 400 - 350, dla  $S_{rr}$  i  $S_{rr}$  - 300 - 200.

Przy ewentualnej próbie odbiorczej zakupywanych łańcuchów należy je poddać obciążeniu próbnemu, odpowiadającemu  $1400 \text{ kg/cm}^2$ , przytem nie powinny się pojawić żadne rysy lub odkształcenia.

o/ Nie należy zapominać o tem, że łańcuch ogniwkowy, nawijając się na bęben, poddany jest dodatkowemu naprężeniu zginającemu /rys. 114/. Aby ono było jaknajmniejsze, średnica bębna nie może być małą. Na podstawie doświadczenia przyjmuje się  $D=20d$  dla napędu ręcznego i  $D=30d$  dla napędu mechanicznego. Tablica poniższa wskazuje wymiary łańcuchów według proporcji niemieckiej Komisji normalizacyjnej  $D.N.$ . Łańcuchy niekalibrowane są według propozycji tej nieco szersze.

Prędkość biegu łańcuchów ogniwkowych nie może być duża ze względu na dodatkowe naprężenia dynamiczne, szarpnięcia i konieczność spokojnego układania na bębnie lub krążku gniazdkowym. /Wiżej przy krążkach gniazdkowych wyjaśniono liczbowo, jak wzrasta naprężenie w łańcuchu ogniwkowym z powodu nie-

uniknionej nierównomierności biegu/.

$d$ mm.	$D$ mm. kalibrowa ryjek		Waża rozrywająca kg	$D$ mm. wielka kalibrowanych $b$ mm
7	8	22	1460	10
8	9,5	24	2000	12
9,5	11	27	3000	14
11	13	31	4160	17
13	16	36	5160	20
16	19	45	19600	24
19	23	53	14400	29
22	27	62	20000	34

Dlatego stosuje się je obecnie prawie wyłącznie tylko do dźwigni ręcznych, rzadko do mechanicznych /przy szybkości  $< 0,1$  m/sek.

Łańcuchy należy smarować i często przeglądać, aby zapobiedz wypadkom . Pod tym względem bardzo celowe jest wyznaczanie nagród dla robotników, którzy zauważą i wskażą uszkodzone ogniwo.

d/ Łańcuchy napędne ręczne do kółek napędnych są robione z żelaza o średnicy średnio 6 - 8 mm., nie tyle z uwagi na wytrzymałość, ile wygodę dla rąk. Muszą one zwieszać się tak nisko, aby pociąganie za

nie nie było utrudnione /40 cm. ponad podłoga/.

Łańcuchy napędne wg. DJN.	$d_{nom}$	$b$	$L$	Siła rozrywająca kg.
	6	8	18,5	1000
	7			1400

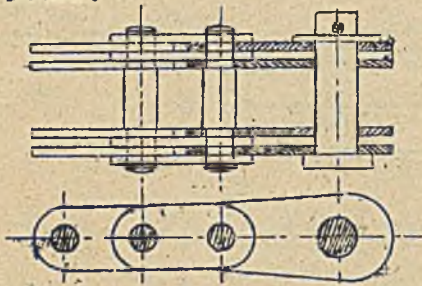
#### 4. Łańcuchy pasmowe inaczej sworzniowe Galla.

Łańcuchy ogniwkowe stosuje się nie wyżej  
mm., a to z następujących względów:

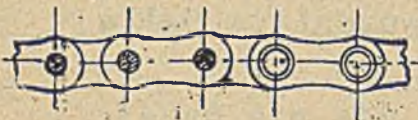
- 1/ Bębny, na które nawija się łańcuch, dosięgają przy grubszych łańcuchach znacznej średnicy, przez to przekładnie resną i przystawki są ciężkiej konstrukcji, a to jest niepożądane ze względu na kosat. Wprawdzie można zamiast bębnow stosować kółka gniazdkowe, których średnice mogą być znacznie mniejsze; jednak przy bardzo grubych łańcuchach kółka gniazdkowe nie zabezpieczają spokojnego biegu.
- 2/ Miejsca spawane są zawsze wzbudzające obawę, słabą częścią łańcucha ogniwkowego.

Dlatego do ciężarów dużych stosujemy łańcuchy sworzniowe, /rys. 117 a i 117 o/. Dla ciężarów mniejszych mogą być brane pasma wcięte, co pozwala na

zmniejszenie promienia krążka łańcuchowego; dla ciężarów większych trzeba brać pasma z bokami prostymi.



rys.117 a.



rys.117 b.

Pasma dla ciężarów mniejszych robione są z żelaza ciągliwego, dla ciężarów większych - ze stali, sworznie zaś z materiału możliwie twardego, silnie zwalcowanego; końce ich są zaklepane lub z zatyczkami.

Łańcuch Galla, według propozycji D.J.N.

Obciążenie dozwo- zone, odpowiadające stopniu bezpieczeństwa $j=5$	Podziałka $t$ mm.	Średnice		Pasma				szerokość całego łańcucha	Waga kg/m
		Sworzni $d$	Sworzni $d_1$	ł. łańc. $i$	g	grubość $b$	Szerokość łańcucha $a$		
100	15	5	4	2	1,5	12	23	0,7	
250	20	8	4	2	2	15	28	1,0	
500	25	10	8	2	3	18	34	2,0	
750	30	11	9	4	2	20	40	2,7	
1000	35	12	10	4	3	26	51	3,8	
1500	40	14	12	4	3	30	70	5,0	
2000	45	17	14	4	3	35	76	7,1	
3000	50	22	18	6	3	38	93	11,2	
4000	55	24	21	6	4	40	112	16,5	
5000	60	22	23	6	4	46	118	19,0	
7500	70	32	28	8	4,5	52	150	32,0	
10000	80	36	32	8	4,5	60	168	37,0	
15000	90	40	37	8	5,5	70	194	50,6	
20000	100	46	41	10	5,5	80	225	82,0	

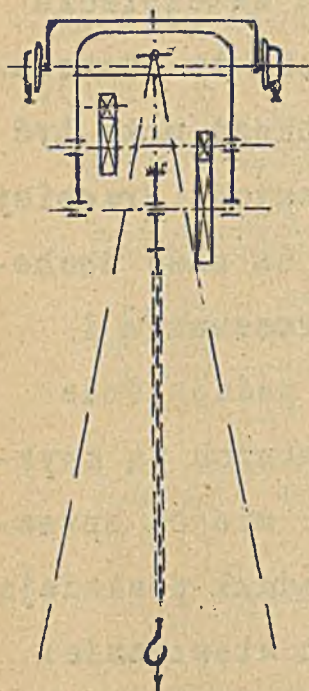
z bokami  
prostymi.

Łańcuchy sworzniowe jak również krążki do nich, mogą być wykonane bardzo dokładnie, co zabezpiecza spokojne nawijanie się, dlatego łańcuchy te stosowane są i dla dźwigni silnikowych. Szybkość może być o wiele większa, niż łańcuchów ogniwkowych. Przepisy podawane zazwyczaj mówią, iż szybkość ta może dochodzić do 0,5 m/sek., co przy krążku przesuwym i biernym odpowiada 15 m/min. prędkości podnoszenia ciężaru. Prędkości w dźwignicach normalnych są zwykle mniejsze. Łańcuchy Galla, nie mając miejsc spawanych, są pewniejsze od ogniwkowych. Jednak posiadają następujące wady, które utrudniają ich stosowanie:

1/ Nie posiadają giętkości w kierunku poprzecznym i przez to narażone są na dodatkowe naprężenia gnące. Dociąganie haka do ciężaru jest utrudnione. Szybkość przesuwu mostu suwnicy, powodująca opory bezwładności poprzeczne do łańcucha nie może być duża. Aby temu zaradzić cały mechanizm podnoszący wciągarki należy powiesić na przegubach /rys.117 o/. 2/ Łańcuch jest ciężki i drogi. 3/ Czopy sworzni, jak również otwory w pasmach podlegają dużemu naciskowi, naprz. w łańcuchu 30t, przy stopniu zabezpieczenia  $j = 5$

$K_n = \frac{30000}{8.45.0.7} = 1190 \frac{kg}{cm^2}$ . To grozi ewentualnością szybkiego zużycia i bezwzględnie nie pozwala na stosowanie łańcuchów tych w pomieszczeniach z kurzem.





Schemat mechanizmu podnoszącego  
(z Faneuchem Gallo) zamieszczonego na  
rys. 117 c.

Teoretyczne obliczenie łań-  
cucha przegubowego nie da się  
łatwo przeprowadzić, bo łań-  
cuch jest ustrojem statycznie  
niewyznaczalnym, pasma nie są  
równomiernie obciążone /ożem  
dalej od środka tem mniej/. -  
Dlatego łańcuchy te wybieramy  
praktycznie podług nośności  
bezpiecznych gwarantowanych  
przez wytwórnię, wyrażające  
łańcuchy. Nośności podane w  
tablicach są obliczone z 5-ym  
stopniem zabezpieczenia. Ze

względu na długotrwałość stopień zabezpieczenia na-  
leży wybierać dla dźwigni ręcznych  $R_r$   $j=4,5 - 5$ ,  
ręcznych  $R_d$  i silnikowych  $S_r$   $j=6$ , dla sil-  
nikowych  $S_d$   $j=7$ , dla  $S_m$   $j \geq 8$ . Przy obra-  
nym stopniu bezpieczeństwa 3 łańcuch dla siły  $20t$ ,  
wybieramy według odpowiednio powiększonej gwaranto-  
wanej nośności  $20 \cdot \frac{8}{5} = 32t$ . Przy stopniu za-  
bezpieczenia  $j=5$  średnie naprężenie w pasmach do-  
chodzi  $\sigma_r = \frac{S}{(b-d) \cdot s_i} = 800 \text{ kg/cm}^2$

nacisk na czopy do

$$G_n = \frac{S}{d \cdot s \cdot l} = 1100 \quad .$$

łańcuchy Galla nie nadają się do pracy na otwartym powietrzu i w pomieszczeniach, gdzie jest dużo kurzu. Duża waga własna łańcuchów przegubowych nie pozwala stosować ich do bardzo dużych wysokości podnoszenia.

Pracujący łańcuch przegubowy należy utrzymywać w porządku, aby zmniejszyć jego wycieranie się, mianowicie: co jakiś czas obmywać naftą od kurzu i zjełczałego smaru i nanowo posmarować.

#### 4. Łańcuchy do napędu.

Łańcuchy Galla nadają się również do napędu, gdy chodzi o przeniesienie ruchu na wałki, leżące zbyt daleko, aby połączyć je kołami zębatymi, a chodzi o przenoszenie ruchu bez poślizgu. Łańcuchy Galla z liczbą pasów  $z = 2$  i  $i$  z pochawkami na sworzniach widzimy we wciągarkach podnośników towarowych i osobowych, gdzie łańcuchem połączony jest wałek sterujący z rozrusznikiem i wyłącznikiem granicznym do zatrzymywania przy najwyższym możliwym

położeniu kosa. Spotykane są również łańcuchy także w mechanizmach przesuwu bramy dźwigniowej bramowej lub wózka żerawia jednoszynowego - na ogół jednak jako wyjątek.

### 5. Liny druciane.

a/ Od czasu pojawienia się wysokowartościowego materiału na druty i udoskonalenia wyrobu lin druczianych, znajdują one coraz szersze zastosowanie, wypierając łańcuchy ogniwkowe i sworzniowe, a to z następujących względów: 1/ Liny są o wiele lżejsze i przytem tańsze od łańcuchów: łańcuch ogniwkowy kalibrowany na 3t, przy  $k_r = 300 \text{ kg/cm}^2$  ma  $d = 4''$  i wagę 1 m. - 13.65 kg; łańcuch Galla przy stopniu zabezpieczenia 8 ma wagę 1 m. - 19 kg; lina zaś z drutu mniej wytrzymałego ( $d = 26 \text{ mm}$ ) waży 2,05 kg. z drutu mocniejszego 1,76 kg. Przy jednej i tej samej nośności waga liny więc jest lżejsza 6-8 razy, niż łańcucha ogniwkowego. 2/ Lina zajmuje około 3 razy mniej miejsca na bębnie. Dzięki temu długość bębnow może być o wiele mniejsza. 3/ Lina nawija się zupełnie spokojnie bez wstrząśnięć, które mają miejsce w łańcuchach, wskutek zmiany pozycji i ześlizgiwania się ogniw, jak również

bez dodatkowych obciążeń dynamicznych, prędkość bowiem nawijania liny jest w biegu ustalonym stała, gdy prędkość łańcucha ma przebieg falisty /p.niżej przy krążkach gniazdkowych/. Dlatego lina może być stosowana do biegu nawet najszybszego. 4/ Liny są pewniejsze od łańcuchów, gdyż przeciążenie liny poznać można po pęknięciu paru słabszych drutów; lina przytem się nie zrywa i można wczas zapobiec katastrofie.

Liny wykonywane są z materiału wysokowartościowego: stali tyglowej o wytrzymałości na zerwanie przeważnie w granicach od 150 do 180 kg/mm<sup>2</sup> /ta ostatnia nazywana bywa stałą "extra"/; niekiedy nawet z materiału jeszcze silniejszego t.zw. stali "pługowej"  $K_r$  do 200 kg/mm<sup>2</sup> /liny dla orki mechanicznej/. Liny z materiału mniej wytrzymałego, ale ciągliwego do 180 kg/mm<sup>2</sup> są dla dźwigni zwykłych więcej długotrwałe, niż z drutu, o większej wytrzymałości, ale małej ciągliwości. - Zupełnie wyjątkowym jest wypadek stosowania materiału jeszcze wytrzymalszego, a mianowicie stali "pługowej extra"  $K_r$  do 240 kg/mm<sup>2</sup> dla balonów na uwięzi ze względu na lekkość liny. Dla zabezpieczenia od rdzewienia druty mogą być

cynkowane; jednak cynkowanie, przez zanurzenie w roztopiony cynk, odpuszcza stal i obniża wytrzymałość liny o 10 %. Niektóre zakłady stosują przede wszystkim cynkowanie zimne, galwaniczne, które wytrzymałości liny nie obniża. Nie będąc pewnym, jak cynkowanie zostało wykonane, należy przy wyborze liny cynkowanej mieć na względzie powyższe osłabienie. Blatego częściej jako ochronę od rdzewienia stosuje się przesycanie liny olejem. To przepojenie jest konieczne także dla zmniejszenia zużycia: przy zginaniu bowiem liny druty przesuwają się w niej i trą się nieco jeden o drugi.

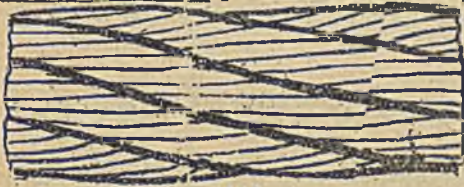
Liny używane do dźwignio są przeważnie okrągłe. Rzadko bardzo do podnośników osobowych i towarowych oraz wyciągów kopalnianych stosowane są liny płaskie w postaci pasów, splecionych z lin okrągłych.

Liny dźwignicowe powinny być giętkie, aby mogły nawijać się na bębny możliwie małej średnicy, bo od momentu  $\frac{SD}{2}$  zależy ustrój dźwigarki. Giętkość liny osiąga się przez następującą konstrukcję /rys. 118 a/: z paru drutów, możliwie cienkich, skręca się t.zw. "skrętki", inaczej "żyły", przytem każda skrętka ma wewnątrz t.zw. "du-

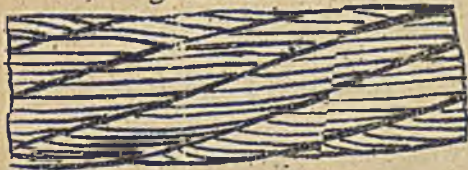


sze", z konopi nasmolonych/lub rzadko z drutu miękkiego, wyżarzonego, dla dźwignic zaś odlewniczych z azbestu, celem odporności na żar/; następnie z tych "żył" skręca się linę, układając wewnątrz duszę konopną. Giętkość liny zależy od grubości drutu, a pozatem od liczby drutów w skrętce; im ich więcej i im skrętka grubsza, tem mniej giętką jest lina. Przeważnie spotykamy liny skręcone z 6 żył po 7, 12, 16, 19, 24, 27, 30, 31 i 37 drutów w żyłe.

Używane są dwa rodzaje skręcania lin: 1/ przeciwkierunkowe, inaczej t.zw. "na krzyż", w których



rys. 118b.



rys. 118c.



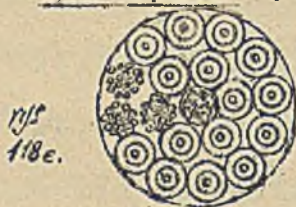
rys. 118d.

żyły skręcone są w przeciwnym kierunku, niż druty w żyłe /rys.118b\* i 118c/ i 2/ jednokierunkowe, gdzie żyły skręcone są w tym samym kierunku, co druty w żyłe /rys.118 d/. Liny skręcone na krzyż prawie nie rozkręcają się pod obciążeniem, jednak powierzchnia ich nie jest gładka, dotykają one do podłoża niewieloma punktami i dlatego się prędko przecierają. Liny skręcone

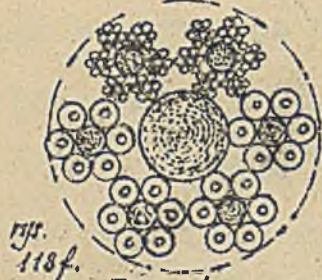
jednokierunkowe mają o wiele gładszą powierzchnię, lecz rozkręcają się pod obciążeniem.

W dźwigniach, gdzie ciężar jest prowadzony /podnośniki osobowe lub towarowe/ kręcenie się ciężaru jest niemożliwe i można, a nawet należy stosować liny jednokierunkowe.

Giętszemi i gładszemi są liny nie z jednej warstwy grubych, lecz z dwóch warstw cieńszych żył, przy tej samej ilości drutów, noszą nazwę "multiplex" /rys.118 e/. Lina o 180 drutach przy



6 żyłach będzie miała konstrukcję  $6 \times (12+18)$ , przy plecieniu zaś "multiplex" -  $(6+12) \times 10$ .



Dla osiągnięcia jaknajwiększej gładkości próbowano wprowadzić liny z żyłami owalnymi, dzięki dużym z drutu owalnego; nie przyjęły się one jednak.

Przytoczone dotychczas liny należą do podwójnie okręconych. Liny bardzo grube, dla osiągnięcia gładkości skręcane są niekiedy potrójnie : z drutów-skrętki, ze skrętek - żyły, z żył - zwoje, ze zwojów - lina /rys.118 f/. Liny takie nazywane są "kablowemi". Długotrwałość ich nie jest duża, dlatego obecnie prawie że je zarzucono.

Tablica poniższa zawiera wymiary lin dźwigniowych według propozycji Niemieckiego Komitetu Normalizacyjnego D.J.N.

Ustrój		Żył	Drułów w żyłce L	Opółna ilość drułów	Nominal- na średnica liny d <sub>0</sub>	Średni- ca dru- tu S mm	Przekrój l <sub>0</sub> mm <sup>2</sup>	Waga 1 m x kg
6 x 19 = 114 dr. + 1 dusza	A	6	19	114	6,5	0,4	14,3	0,135
					8	0,5	22,4	0,21
					9,5	0,6	32,2	0,30
					11	0,7	43,9	0,41
					13	0,8	57,3	0,54
					14	0,9	72,5	0,68
					16	1,0	89,4	0,84
					17	1,1	108,3	1,02
					19	1,2	128,9	1,22
					20	1,3	151,3	1,43
22	1,4	175,5	1,66					
6 x 37 = 222 dr. + 1 dusza	B	6	37	222	9	0,4	27,9	0,26
					11	0,5	43,6	0,41
					13	0,6	62,8	0,59
					15	0,7	85,4	0,81
					18	0,8	111,6	1,06
					20	0,9	141,2	1,34
					22	1,0	174,4	1,65
					24	1,1	211,0	2,00
					26	1,2	251,1	2,38
					28	1,3	294,7	2,80
					31	1,4	341,7	3,24
					33	1,5	392,3	3,72
					35	1,6	446,4	4,24
					37	1,7	503,9	4,78
39	1,8	564,9	5,36					
42	1,9	629,4	5,97					
44	2,0	697,9	6,62					
6 x 61 = 366 dr. + 1 dusza	C	6	61	366	20	0,7	140,9	1,33
					22	0,8	183,9	1,74
					25	0,9	232,8	2,21
					28	1,0	287,5	2,71
					31	1,1	347,8	3,30
					34	1,2	413,9	3,93
					36	1,3	485,8	4,61
					39	1,4	563,6	5,35
					42	1,5	646,8	6,14
					45	1,6	735,9	6,99
					48	1,7	830,7	7,89
					51	1,8	931,1	8,84
53	1,9	1037,7	9,85					
56	2,0	1149,8	10,92					

Materiał: Stal 130 - 180 kg/mm<sup>2</sup>.

Liny z drutu o 130 i 160 kg/mm<sup>2</sup> wykonywane są jako ocynkowane i nieocynkowane.

Liny z drutu o 180 kg/mm<sup>2</sup> tylko jako nieocynkowane



Dla wyboru grubości drutu miarodajne są następujące względy:

1/ Lina jest tem giętsza, im drut jest cieńszy; jednak drut cienki przeciera się prędko i oczywiście lina o dużej liczbie drutów cienkich jest droższa od liny o małej liczbie drutów grubych. 2/ Koszt liny i dźwigarki razem powinien być jaknajmniejszy. Dlatego: a/ do wciągarek suwnic, żórawi i t.d., gdzie koszt liny jest niewielki w porównaniu z kosztem wciągarki, wybieramy linę z drutów cienkich, bo wtedy bęben jest małej średnicy, przekładnie lekkie i przeto dźwigarka tańsza; grubość drutu 0,45 - 1,5 mm.; dla lin bardzo grubych -- do 2 mm.; b/ do wyciągów kopalnianych, gdzie wobec bardzo dużej długości liny koszt jej jest duży, wybieramy drut gruby; bo choć wtedy dźwigarka jest droższa, jednak w sumie osiągamy koszt najmniejszy; grubość drutu 1,4 - 3 mm.

Dla osiągnięcia możliwie długiej trwałości liny należy usunąć wszelkie przyczyny niszczenia. Krążki przeto i bębny powinny być gładkie toczona. Nie należy pozatem z reguły nawijać liny wielokrotnie zwój na zwój, bo powierzchnia ich ulega zniszczeniu a sama lina rozgniataniu co wpływa

ujemnie na wytrzymałość drutów. Spotykane są jednak odchylenia od tej zasady przy bardzo dużych długościach nawijania np. w przyciągarkach bębnowych do przetaczania wozów kolejowych /p.str.205/ lub w przyciągarkach do balonów na uwięzi - nie można jednak rozwiązań tych nazwać prawidłowemi.

b/ Liny torowe do dźwignic linowych /str.215/ nie wymagają wielkiej giętkości, natomiast powinny być odporne przeciw ścieraniu od kółek wózka.

Dlatego liny takie są pojedynczo skręcone:

1/ z drutów okrągłych /rys.119 a/ - t.zw. liny "spiralne" - nazwa utarta, choć niewłaściwa; powierzch-



nia takiej liny nie jest gładka i kółko wózka dotyka tylko niewielu punktów;

2/ t.zw. "półkryte" /rys.119 b/, złożo-

rys. 119a  
ne wewnątrz z drutów okrągłych,

na obwodzie zaś zewnętrzny - naprzemian z drutów

okrągłych i fasonowych; powierzchnia takich lin jest o wiele gładsza.

Dawniej stosowano również liny całkowicie kryte /rys.119 c/ z drutów



rys. 119b.

fasonowych. Druty fasonowe nie dają się silnie hartować, dlatego mają mniejszą wytrzymałość na rozer-

wanie. Dla lin spiralnych -  $K_r = 120 - 150 \text{ kg/mm}^2$

krytych  $K_r = 20 - 100 \text{ kg/mm}^2$  dla półkrytych



$$K_r = 95 - 120 \text{ kg/mm}^2$$

rys 1196.

c/ Obliczenie lin ciągnących.

Najwięcej ściśle i wnikające gruntownie w istotę konstrukcji liny teoretyczne obliczenia naprężeń podał prof.inż.H.Czopowski w pracy "Obliczenie lin drucianych" /Przeł.Techniczny r.1904 i 1905/. Wyniki otrzymane w tej pracy z rozważań teoretycznych zgadzają się z wynikami doświadczalnymi, otrzymanymi później przez prof.Benoit'a /"Die Drahtseilfrage" r.1915/. Ta zgodność wyników doświadczalnych z teoretycznymi upewnia, iż wnioski Benoit'a co do naprężeń są prawidłowe.

Dla obliczenia liny drucianej miarodajnym jednak prócz naprężenia jest jeszcze żądana długo-trwałość. Sprawę tę po raz pierwszy wyświecił prof.Benoit przez doświadczenia nad długo-trwałością liny /"Die Drahtseilfrage"/.

Na podstawie prac Benoit'a z uwzględnieniem pracy Czopowskiego, dochodzimy do następnego praktycznego sposobu liczenia.

W linie normalnej, podwójnie skręconej, nawija-

nej na bęben lub krążek /rys.120 a/ powstaje:

1. w części prostej  $S_a$  - naprężenie rozciągające według Czopowskiego -



$$G_r = \frac{S}{i \frac{\pi d^2}{4} \cos^2 \beta}$$

rys. 120a.  $S$  gdzie  $i$  - liczba drutów,  $d$  - średnica drutu,  $\beta$  - średni kąt nachylenia drutów do osi liny /rys.120 b/. Przy przeważnie spotykanym  $\beta$

$\beta$  14 - 18° będzie



$$G_r = (1.03 \times 1.1) \frac{S}{i \frac{\pi d^2}{4}}$$

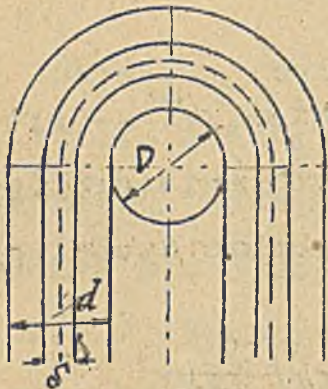
Wobec tego dla uproszczenia można obliczać jakgdyby lina składała się z wiązki drutów równoległych do osi obciążonych równomiernie

$$G_r = \frac{S}{i \frac{\pi d^2}{4}}$$

2. W części nawiniętej, począwszy od p.  $a$ , pasma leżące nazewnątrz ulegają wydłużeniu, leżące ku wewnątrz - skróceniu, występują przeto w drutach dotkowe naprężenia rozciągające od gięcia  $G_g$ .

Naprężenie wypadkowe =  $G_r + G_g + (G_i)$ . Ostatni wyraz  $G_i$  oznacza naprężenie pierwotne, które jest w drucie przy linie nawet nieobciążonej z powodu

odkształcenia, jakie drut otrzymał przy skróceniu w linę. Wielkość  $\sigma_7$  - nie daje się określić dokładnie. Z badań Benoit'a można jednak wywnioskować, że  $\sigma_7$  jest dość znaczne. Wielkość zaś  $\sigma_9$  wpływa



rys. 120a.

z następującego rozumowania i porównania ze ściślejszemi obliczeniami Czopowskiego i doświadczeniami Benoit'a. Gdyby przyjąć, według rozumowania Releaux'a, że lina składa się z drutów nie skróconych, lecz

z następującego rozumowania i porównania ze ściślejszemi obliczeniami Czopowskiego i doświadczeniami Benoit'a. Gdyby przyjąć, według rozumowania Releaux'a, że lina składa się z drutów nie skróconych, lecz

wiązki drutów równoległych /rys.120 c/, to podlegałyby one różnym wydłużeniom. Wydłużenia drutu środkowego na połowie obwodu

$$= \frac{1}{2} \pi (D+d+\delta) - \frac{1}{2} \pi (D+d) = \frac{\pi \delta^2}{2}.$$

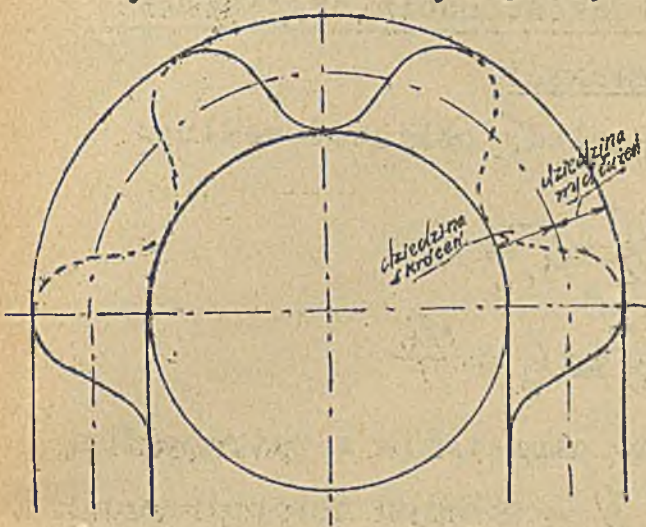
Wydłużenie jednostkowe i związane z nim naprężenie:

$$\epsilon = \frac{\pi \delta^2}{2} : \frac{1}{2} \pi (D+d) = \frac{\delta^2}{D+\delta} \approx \frac{\delta^2}{D} \quad \text{i}$$

$\sigma_9 = E \frac{\delta^2}{D}$ ;  $E$  - współczynnik sprężystości podłużnej dla stali tyglowej 2 100 000 kg/cm<sup>2</sup>.

Lina nie jest jednak wiązką drutów równoległych, ecz skróconych śrubowo dlatego drut w linie zgię

tej, przebiegając częściowo w warstwach górnych, wydłużonych i dolnych skróconych, ma wypadkowe wydłużenie nieco mniejsze, niż drut wyżej wymieniony /rys. 120 d/. Oczywiście, wydłużenie to, zależy od



konstrukcji liny. Bach na podstawie nader dowolnych rozumowań przyjął wydłużenie i naprężenie znacznie mniejsze, a mianowicie:

$$\sigma_g = \frac{3}{8} E \frac{\delta}{D} = 800000 \frac{\delta}{D}$$

rys. 120 d.

Wzór ten, wobec przyniatającego autorytetu Bacha, był dawniej  powszechnie stosowany do obliczenia lin. Benoit w doświadczeniach swych wykazał absolutną bezzasadność wzoru Bacha. Dla liny badanej przez Benoit ze stali  $K_r = 165 \text{ kg/mm}^2$   $E = 2.070.000 \text{ kg/cm}^2$

naprężenie  $(\sigma_g)_{Ben} = 0,971 E \frac{\delta}{D}$ .

Ponieważ według teoretycznych obliczeń Czopowskiego, obmyślanych niezależnie, dla liny tej byłoby

$$(\sigma_g)_{Czop.} = 0,936 E \frac{\delta}{D},$$

to wobec całkowitej prawie zgodności wyników doświad-  
czeń i rozumowań teoretycznych przyjąć należy, iż  
praktycznie wzór Relceaux'a  $\sigma_g \approx E \frac{\delta}{D}$  określa z

dostateczną dla praktyki dokładnością naprężenie  
drutów w linii wskutek zginania.

Wobec powyższego linę należy obliczać według:

$$\sigma = \frac{S}{\frac{i \pi d^2}{4}} + E \frac{\delta}{D} + \sigma_r \leq k_r$$

$$\sigma' = \frac{S}{\frac{i \pi d^2}{4}} + E \frac{\delta}{D} \leq k_{r'} = \frac{k_r}{j}$$

gdzie  $k_{r'}$  - dopuszczalne naprężenie z potrąceniem  
naprężenia pierwotnego,  $j$  - stopień zabezpieczenia  
przy uwzględnieniu już tego naprężenia.

Jak wielki należy wybierać stopień zabezpiecze-  
nia  $j$  przy obliczaniu lin? - Odpowiedź na to pyta-  
nie - aczkolwiek niekompletną - dają doświadczenia  
Benoit'a nad długotrwałością służby liny.

Drut liny jakiegokolwiek wciągarki podlega ciąg-  
łym zmianom naprężeń:

	bez obciążenia	pod obciążeniem	po zdję- ciu obcią- żenia
w części prostej:	$\sigma_r$	$\sigma_r + \sigma$	$\sigma_r$
w części zginanej	$\sigma_r$	$\sigma_r + \sigma + \sigma_g$	$\sigma_r$

	bez obciążenia	pod obciążeniem	po zdjęciu obciążenia.
przy zaginaniu części prostej		$\sigma_z + \sigma_r$	
przy odginaniu		$\sigma_z + \sigma_r + \sigma_g$ $\sigma_r + \sigma_r$	

Ponieważ zaś różnica pomiędzy krańcowymi wartościami naprężeń jest znaczna, wystąpić musi w drucie zjawisko znużenia i wynik analogiczny do ustalonego przez doświadczenia Wöhlera, znany w nauce wytrzymałości, że materiały ciągliwe, poddane obciążeniu zmieniającemu się okresowo i wykraczającemu poza granice sprężystości można doprowadzić do rozerwania naprężeniem mniejszym od wytrzymałości doraźnej po pewnej liczbie okresów, zależnej: a/ od bezwzględnej wartości naprężeń krańcowych, b/ od różnicy tych naprężeń.

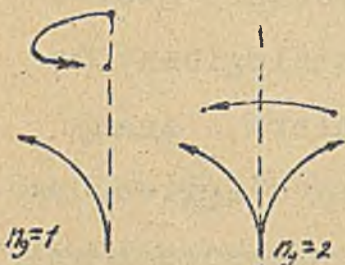
Dla wyświeślenia tego zjawiska w stosunku do lin drucianych Benoit przeprowadził badania na specjalnej maszynie badawczej /rys.121 a/, wykonywującej wahania na pewien kąt obrotu; licznik rejestrował liczbę wahaniec, a tem samem liczbę przegięć /rys.121 b/ liny, gdzie pod przegięciem, liczonem jako 1 rozumieć należy zagięcie liny od





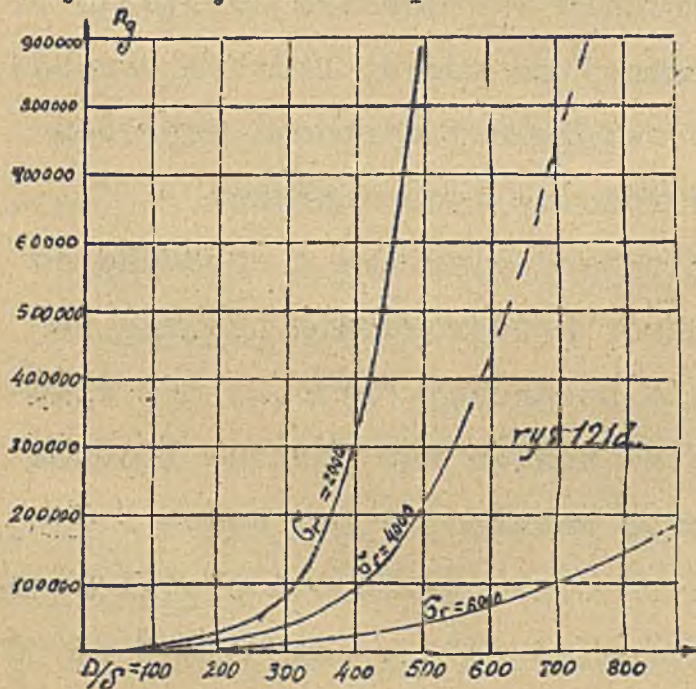
pierwotnego stanu prostego i powrót do tegoż stanu; średnica krążków, jak również obciążenie  $2S$  było zmieniane - w zależności od tego lina stawała się niezdatną do użytku /wskutek stopniowego pęknięcia drutów/ po mniejszej lub większej liczbie przegięć  $n_g$ . Doś-

wiadczenia te przeprowadził Benoit, niestety, nad jedną tylko cienką liną /  $d = 8,5$  mm.,  $5 \times 7 = 35$  drutów,  $\delta = 1$  mm.,  $K_r = 165$  kg/mm<sup>2</sup>,  $E = 2.070.000$  kg/cm<sup>2</sup>/. -



rys. 121 b. i c.

Wykres rys. 121 d przedstawia zależności otrzy-



mane na krążkach żeliwnych /krążki wyłożone skórą dały wynik po- myślniejszy/. -

Gdyby doś- wiadczenia po- podobne były przeprowadzone

nad szeregiem typowych konstrukcji lin, to dałyby całkowity pewny materiał do obliczenia. Tem nie mniej jednak materiał otrzymany przez Benoit'a pozwala na wyciągnięcie niektórych wniosków, a mianowicie: jak wskazuje wykres, lina obciążona naprężeniem  $\sigma_r = 2000 \text{ kg/cm}^2$  pęka tem wcześniej, im na mniejszych krążkach /mniejszy stosunek  $\frac{D}{d}$  / jest zginana. To samo dotyczy wypadków obciążenie 4000 i 6000  $\text{kg/cm}^2$  z tem, że im większe  $\sigma_r$ , tem mniejsza  $n_g$ .

Rozpatrzmy bliżej wypadek  $\sigma_r = 2000$  i  $\sigma_r = 4000$ , wyłączając wszystkie dalsze możliwe  $\sigma_r > 4000$ , jako zapewniające zbyt krótką trwałość. Krzywą  $\sigma_r = 4000$  przedłużymy drogą ekstrapolacji, jak wskazuje rysunek na możliwe dalsze  $D > 560$ . Przeprowadzimy następnie dla 2000 i 4000 obliczenia:

$$\sigma_g = E \frac{\delta}{D} ; \sigma'' = \sigma_r + \sigma_g ; j = \frac{K_r}{\sigma''}$$

Zestawiając wyniki w poniższej tabeli:

	$\frac{D}{d} = 400$	500	600	700
$(\sigma_g)_{2000} =$	5020	4010		
$(\sigma_g)_{4000} =$	5020	4010	3310	2970
$(\sigma'')_{2000} =$	7020	6010	/5540/	/4970/
$(\sigma'')_{4000} =$	9020	8010	7340	6970

$j_{2000} =$	2,35	2,74	/2,57/	/3,32/
$(n_0)_{2000} =$	320.000	900.000		
$j_{4000} =$	1,82	2,06	2,24	2,38
$(n_0)_{4000} =$	85.000	200.000	430.000	740.000

W dźwignicach przeciętnych stosowane są średnice  $D = /400 - 800/d'$ , a nawet wyżej, choć rzadko do  $950 d'$ , przytem wartości niższe stosuje się dla mniejszych częstotliwości pracy i mniejszych obciążeń. W dźwignicach pracujących bardzo często i przy takich konstrukcjach, gdzie lina na drodze swej przegina się wiele razy, pożądane jest, o ile można, wykonywać  $D$  jeszcze większe, niż podano. Mając na uwadze te stosunki i pragnąc zapewnić spore długotrwałość liny, proponuję wybierać liny według  $j$  pośrednich między  $j_{2000}$  i  $j_{4000}$  a więc: dla dźwignic ręcznych  $R_I$  i  $R_{II}$  oraz silnikowych  $S_I - D = /400 - 500/d'$  oraz 2,1 - 2,4; dla silnikowych  $S_{II} - D = /500 - 600/d'$  oraz  $j = 2,4 - 2,6$ ; dla silnikowych  $S_{III} - D = /600 - 700/d'$  oraz  $j = 2,6 - 2,8$ , wreszcie dla  $S_{IV} - D = /800 - 950/d'$  oraz  $j = 3 - 3,2$ ; dla podnośników towarowych i osobowych  $D = 800 d'$  i wyżej oraz  $j = 3 - 3,2$ . Z rysunku 121 d

i tabeli widać, że o ile wszelkie liny, używane w dźwignicach dałyby takie wyniki, jak lina badana przez Benoit, to zaproponowane wyżej  $j$  zapewniłyby sporą długotrwałość liny. Przy bowiem

$j = 2,1$  liczba przegięć do zniszczenia liny

$$n_g = 200000, \text{ przy } j = 2,8 - n_g > 900\ 000 .-$$

We wciągarkach: a/ dla  $j = 2,1$ , złożonej z bębna bliźniaczego i dwóch krążków biernych ( $m = 3$ , p. niżej/ i b/ dla  $j = 2,8$  z bębna bliźniaczego i czterech krążków biernych ( $m = 7$ ), odpowiadałoby to:  $hgm = 200.000$  wzgl.  $900.000$  czyli przy  $h = 5$  wzgl. 15 taktach /podniesienie i opuszczenie haka/ pracy na godzinę

$$g = \frac{200000}{3.5} \text{ wzgl. } \frac{900000}{7.15} = 13300 \text{ wzgl. } 8560$$

godzinom pracy liny aż do zupełnego zniszczenia czyli przy 8 godzinach pracy 1670 wzgl. 1070 dniom pracy.

Z doświadczenia praktycznego należy przypuszczać, że liny dźwignic, przeważnie grubsze, niż badane przez Benoit i pracujące w warunkach gorszych, niż laboratoryjne, nie będą tak długotrwałe, przytem nie można pracować niemi aż do zupełnego zniszczenia.

Jest oczywiste, że godząc się na krótszą długo-  
trwałość, można liny obliczać z mniejszym  $j$  niż  
zaproponowano wyżej.

Stopnie zabezpieczenia, otrzymane ze wzorów Re-  
leaux wprawiały, aż do czasów doświadczeń Benoit'a,  
w kłopot wielu autorów, wydawało im się bowiem, że  
skoro lina pracuje bezpiecznie, to musi być liczona  
tak, jak inne części maszyn ze stopniem zabezpiecze-  
nia  $j \geq 5$ . Nie uwzględniano, że lina nie jest tak  
jak inne części dźwignic wiecznotrwała /praktycz-  
nie!/, lecz na ograniczoną trwałość. Z tych fałszy-  
wych założeń wychodząc usiłowano wyjaśniać, iż  $\sigma_g$   
jest znacznie mniejsze niż  $E \frac{\sigma}{D}$  /np. Bach  
 $\frac{3}{8} E \frac{\sigma}{D}$ /.

d/ Bieg liczenia i dobierania liny na przykła-  
dzie:

Dla suwnicy warsztatowej  $S_{II}$  obliczyć linę dla  
obciążenia  $S = 3000 \text{ kg}$ .

Wybieram  $\frac{\sigma}{D} = 550$ ,  $j = 2,5$ , materiał  $K_r = 160$   
do  $180 \text{ kg/mm}^2$ ,  $E = 2.100.000$ .

Obliczam według:  $\frac{K_r}{j} = \frac{S}{\frac{100}{4} D^2} + E \frac{\sigma}{D} =$   
 $= \frac{100 S}{4 D^2} + E \frac{\sigma}{D}$

[gdzie  $K_r - / \text{kg/cm}^2 /$ ,  
 $S - / \text{kg} /$ ,  $D - / \text{mm} /$ ] - dla kolejnych grubości

drutu, poczynając od najcieńszego, aż do grubości dających  $j$  bliskie do ustrojów objętych normalami ogólnokrajowymi, względnie tych fabryk, z których mogła być lina zakupiona.

Dla grubości drutu $\delta_{mm}$	$\frac{\bar{n} \delta^2}{4} \text{ mm}^2$	<i>materiał</i>			
		$K_r = 160 \text{ kg/mm}^2$		$K_r = 180 \text{ kg/mm}^2$	
		$i \frac{\bar{n} \delta^2}{4}$	$i$	$i \frac{\bar{n} \delta^2}{4}$	$i$
0,4	0,126	116	922	89	705
0,6	0,283		411		315
0,8	0,503		<u>230</u>		<u>178</u>
1	0,786		144		<u>114</u>

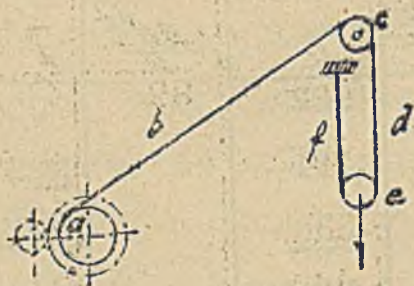
Porównywując otrzymane wyniki z normami DJN widzę, iż najbliższymi do wyników obliczenia będą ustroje: a/ lina  $i = 6 \times 37 = 222$ ,  $\delta = 0,8$ ,  $K_r = 160 \text{ kg/mm}^2$ , lub b/ lina  $i = 6 \times 19 = 114$ ,  $\delta = 1$ ,  $K_r = 180 \text{ kg/mm}^2$ .

Z tych dwóch lin pierwsza zapewni mniejszą średnicę bębna i przez to mniejszą przekładnię, jest natomiast mniej długotrwała, gdyż drut cieni.

e/ Metoda obliczania liczby przegięć, prawidłowo-

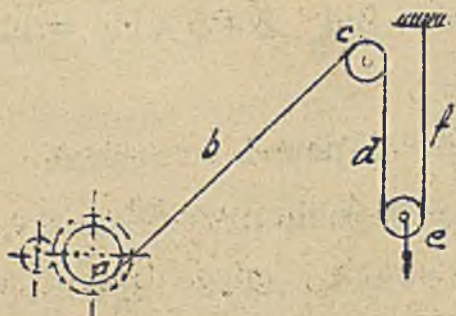
we prowadzeniu liny.

Z obliczenia czasu służby liny, przeprowadzonego wyżej w p. d. wynika, iż lina służy tem dłużej, im mniejszej liczbie przegień poddana jest w czasie jednego taktu pracy. Jako 1 liczymy odgięcia ze stanu zgiętego do prostej i ponownie zagięcie w tę samą stronę /rys.121b/.  
 (rys.121c)  
 Odgięcie i zagięcie w stronę odwrotną jest według doświadczeń równoważne prawie 2. Jest przeto jasne, iż w prowadzeniu lin na



rys.122 a.

a	dźwignicach dbać
1 b	trzeba o to, aby
c	lina zaginała
1 d	się stale w jed-
e	ną stronę. Obli-
1 f	czając <u>liczbę</u>
e	<u>przegięć</u> w czasie
1 d	
c	
1 b	
a	



rys.122 b.

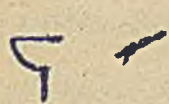
a	jednego taktu <u>me-</u>
2 b	<u>todo</u> <u>wykreślna</u> i
c	<u>podaną</u> przez <u>Be-</u>
2 d	<u>noit'a</u> , widzimy,
e	iż przy prowadze-
1 f	niu /rys.122 a/,
e	gdzie lina zagina
2 d	się stale w jedną
c	
2 b	
u	

stronę  $m=5$  , przy prowadzeniu zaś /rys.122 b/ ,

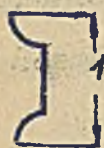
gdzie lina przegina się w odwrotną stronę,  $m=9$

Jedna i ta sama lina będzie przeto w wypadku drugiego  $\frac{5}{9}$  razy krócej służyła, niż w pierwszym.

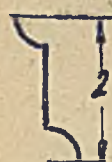
Metoda wykreślna Benoit'a polega na następującym: Zagięcie i wyprowadzenie oznaczamy symbolem:



ćwierć koła + prosta; zagięcie ponowne w tę samą stronę uzmysłowi symbol ćwierć koła,



narysowany w tę samą stronę, jeżeli zagięcie było w tym samym kierunku, lub w przeciwną, jeżeli zagięcie było od-



wrotne. Na tej podstawie dla układu *nys. 122a.*

rozumujemy: przy opuszczaniu ↓, zaczynając od bębna *a* lina była zagięta

na bębnie, wyprostowała się, zagięła się

dalej na *c*, od zagiętego stanu wyprostowała się

*d*, zagięła się dalej na *e*, była zagięta, wyprostowała się na *f*; przy podnoszeniu ↑ bieg odwrotny.

#### f/ Delikatność i ochrona lin.

Liny są narządem delikatnym. Przez nieostrożne obchodzenie się przy zakładaniu haka, za nisko opuszczonego, lina łatwo może ulec zagięciu lub skaleczeniu, które bardzo zmniejsza jej wytrzyma-



łość. Mając to na uwadze, konstrukcja krążków w oprawie haka powinna zapobiegać wypadnięciu liny z rowka krążka. Najlepszą pod tym względem jest osłona liny /Zbiór rysunków Tb.IX rys.98 a/. Uszkodzenia liny zająć mogą również przy nieostrożnem nadmiernem przekręcaniu haka. Zapobiega temu zawieszenie haka na kulkach. W dźwignicach elektrycznych należy zwracać uwagę na to, aby przewodniki elektryczne wzdłuż belek suwnicy były położone tak, aby nie mogło nastąpić dotknięcie ich przez linę, bo powstaje wtedy krótkie spięcie, przepalające przewodniki i linę.

### 7. Liny konopne.

Liny konopne, wskutek niewielkiej wytrzymałości, nie mogą być używane do dźwignic dużych i stale pracujących. Chętnie natomiast używa się je dzięki giętkości, taniości i lekkości do robót czasowych na budowlach i montażach, do wyłącznie ręcznych wielokrażków i wciągarek. Ponadto liny konopne używane są do zawieszania ciężarów, dzięki giętkości i temu, że nie uszkadzają rąk.

Znajdujące się na rynku europejskim i polskim liny, robione są z konopi dartych badenckich lub

rosyjskich i krajowych. Konopie badeńskie są mocniejsze o 15 do 20 % od krajowych. W Anglii używane są liny z konopi manilskich. Pasma konopne skręcane są w t.zw. "skręty", a ze "skrętów" skręca się linę. Przytem lina skręcana jest w prawo, gdy "skręty" skręcane są w lewo i naodwrot. Najczęściej 3, rzadziej 4 sploty stanowią linę /rys. 123/. Zapelnione przez materiał miejsce przekroju kołowego wynosi:

$$0,6 \times 0,7 \frac{\pi d^2}{4}$$

gdzie  $d$  - średnica liny.



Liny bywają białe, z konopi czystych i smolone - przesycane smołą z węgla kamiennych /carbolineum/ dla nadania linom odporności przeciw gniciu i zabezpieczenia od wchłaniania wilgoci. Przesycanie smołą zmniejsza jednak wytrzymałość liny o 15 do 20 %, bo kwasy, znajdujące się w smole, osłabiają włókna.

Liny bywają luźno i mocno skręcane. Lina skręcona luźno jest giętsza, niż skręcona mocno. Natomiast lina skręcona mocno ma przekrój więcej wypełniony materiałem. Dla dźwignic używane są chętniej liny luźno skręcane, a to ze względu na ich gięt-

kość.

Przy obliczaniu naprężenia  $\sigma_r$  przyjmujemy, że wszystkie włókna są naprężone równomiernie; przypuszczenie to jest nieścisłe, bo włókna nie leżą równoległe do osi liny, lecz na podwójnie skręconych liniach śrubowych, przytem pochylenie tych linii nie jest jednakowe. W linie zginanej do naprężenia rozciągającego dochodzi naprężenie od zginania  $\sigma_g$ . Włókna zewnętrzne liny, składającej się z wiązki włókien równoległych otrzymałyby wydłużenie jednostkowe:  $\frac{\pi d}{2} \cdot \frac{\pi(D+d)}{2} = \frac{d}{D+d} \approx \frac{d}{D}$ . Nie mamy dotychczas sposobów ścisłego obliczenia  $\sigma_g$  liny rzeczywistej, składającej się z włókien podwójnie skręconych. Widzimy jedynie, że jest ono proporcjonalne do  $d/D$ . Równania Czopowskiego wskazują, iż  $\sigma_g$  byłoby niewielkie, o ile tylko istniałaby swoboda przesuwania wzajemnego włókien, czego jednak w linie konopnej niema. Zgodnie z doświadczeniem praktyki, aby naprężenie dodatkowe  $\sigma_g$  nie przekraczało pewnej normy, przyjmujemy  $D \geq 7d$  dla lin luźniej skręconych i  $D \geq 10d$  dla lin mocno skręconych.

Przy zachowaniu powyższego warunku, liczymy liny według:  $\sigma_r = \frac{S}{965 \frac{\pi d^2}{4}} = k_r$

Naprężenie -  $k_r$  zależy od rodzaju materiału; wytrzymałość konopi  $K_r$  waha się w szerokich granicach: 1400 - 700 kg/cm<sup>2</sup> i niżej. Przyjmując średnio dla konopi krajowych  $K_r$  1000 kg/cm<sup>2</sup> i współczynnik zabezpieczenia  $j=8$  otrzymujemy:

$k_r = 120 \text{ kg/cm}^2$  i stosownie do tego wzór:

$$60d^2 = S.$$

Spółczynnik zabezpieczenia przyjmujemy tak duży z uwagi na dodatkowe  $\sigma_g$ , jak również z tego względu, że wytrzymałość konopi w linie w miarę czasu znacznie maleje. - Liny z konopi badeńskich i manilskich należy liczyć z większym  $k_r$ . Liny smolone z naprężeniem 15 - 20 % mniejszym.

W miejscach wilgotnych należy zawsze stosować liny smolone, bowiem lina nie smolona wchłania szybko wilgoć, skraca się i traci poprzednią wytrzymałość.

Przy układzie nawijania liny trzeba zwracać uwagę na to, aby liny nawijały się stale w jedną stronę, jak było to już poprzednio wskazane przy linach drucianych.

Liny do zawieszania ciężarów, podane na str.

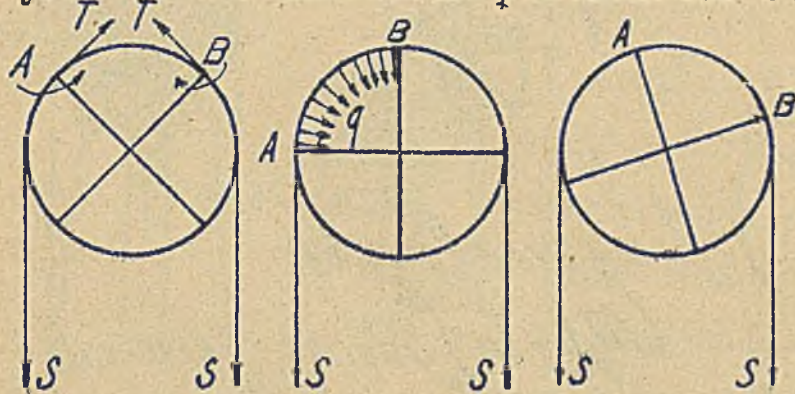
286 obliczone są według  $K_r = 145 \text{ kg/mm}^2$  w przypuszczeniu, że  $K_r = 8.145 \approx 1200 \text{ kg/cm}^2$ .

### 8. Krażki prowadzące i podtrzymujące dla łańcuchów i lin.

a/ Prowadzącymi, w odróżnieniu od ciągnących, nazywać będziemy te krażki, które służą do prowadzenia łańcucha lub liny, nie ciągnąc ich.

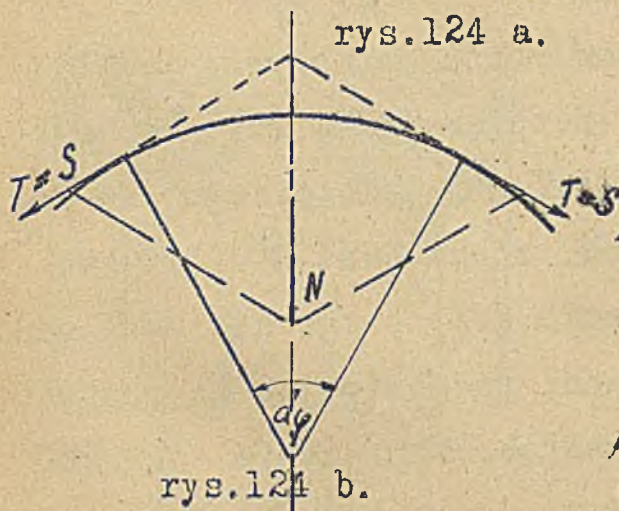
Krażki prowadzące do łańcuchów ogniwkowych i lin, wykonywane są przeważnie z żelaza lanego. Staramy się robić je dostatecznie wytrzymałe, a jednak możliwie lekkie, gdyż chodzi o mały opór bezwładności, aby łańcuch lub lina nie ślizgały się po krażku, nie zabierając go. Mniejsze krażki robimy w postaci tarczy /Zb.rys.Tb.IX rys.98 a/, często z otworami, w celu zmniejszenia wagi i ułatwienia zamocowania przy obróbce na tokarni; dla nadania sztywności poprzecznej dajemy przy krażkach większych żeberka między otworami. Krażki duże, od 45 cm. średnicy, mogą być wykonywane z ramionami przekroju krzyżowego /Tb.X rys.123 c i 126 b/, rzadziej eliptycznego. Liczba ramion - przeważnie cztery. Obliczenie dokładne ramion i wieńca napotyka na duże trudności. Biorąc pod uwagę część

wieńca  $AB$  /rys.124 a/ między ramionami, widzimy, że jest ona we wszelkich położeniach obciążona



rys.124 a.

jednakowo obciążeniem rozłożonym równomiernie, pochodzącym



rys.124 b.

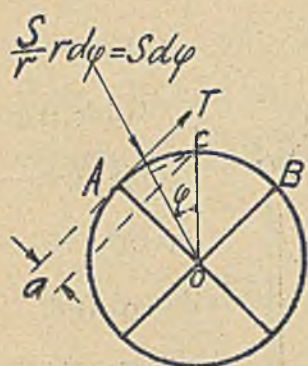
od naprężenia linii  $\frac{S}{r}$  na jednostkę długości /rys.124 b/

$$N = 2S \sin \frac{d\varphi}{2} \approx S \sin \varphi$$

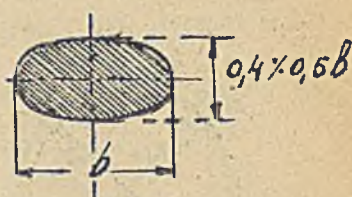
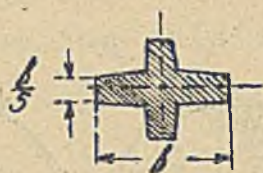
$$q \frac{N}{r d\varphi} = \frac{S d\varphi}{r d\varphi} = \frac{S}{r}$$

Łuk  $AB$  należałoby

obliczać jako łuk obustronnie zamocowany. Licząc go jako pręt swobodnie leżący, popełnimy omyłkę na korzyść wytrzymałości, licząc zaś łuk wygięty jako pręt prosty - błąd na niekorzyść. Drugi błąd przeważa; dlatego przy obliczaniu tym należy przyjmować dla żelaza lanego  $k_g = 150 \text{ kg/cm}^2$  /oczywiście niema tu racji stosować gradacji naprężenia dopuszczalnego/



rys.124 c.



rys.124 d.

$$a = 2r \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sin^2 \frac{\pi}{4} = 0,29r$$

$$(M_g/c_0) = T a - \int_0^{\frac{\pi}{4}} S d\varphi r \sin \varphi = S \cdot 0,29r - 0,3Sr = -0,01Sr = -W \cdot k_g$$

Ramiona /rys.124 d/ można obliczyć w przybliżeniu podług siły  $T$ , rozpierającej łuk  $AB$ , która to siła, uważając łuk  $AB$  jako przegubowo połączony przy 4 ramionach, równa jest  $S$ . Przytem przy obliczeniu ramienia krzyżowego nie uwzględniamy żeberk poprzecznych, podobnie jak to przyjęto przy liczeniu kół zębatach. Naprężenie  $k_g = 250 - - 300 \text{ kg/cm}^2$ .

b/ Krażki do łańcuchów ogniwkowych.

Zarys obwodu wskazany na rys.125 a naraża łańcuch co do zużycia i naprężeń mniej, niż profile rys.125 b i 125 c. Nie nadaje się jednak do biegu szybszego, gdyż powstają trudności układania się ogniów w rowku pionowym. Dla ułatwienia tego układania pożądane jest, aby rowek był rozchylony. -

Obrzeża należy stosować dla zabezpieczenia od



rys.125 a.



rys.125 b i c.

spadnięcia łańcucha z krążka. Dla otrzymania pełniejszego kładzenia się ogniów /cwalnych/ łańcucha na obwodzie pożądanym jest obwód ten robić skośnym.

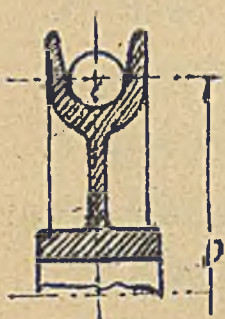
Konstrukcje wskazane na rys.125 b i 125 c są używane przeważnie do szybszego biegu, gdyż trudności układania łańcucha tu niema. Ale łańcuch jest narażony na zginanie.

Średnica krążków  $D$  jest zwykle równa  $18 - 20d$  dla rapędu ręcznego i  $30d$  dla mechanicznego.

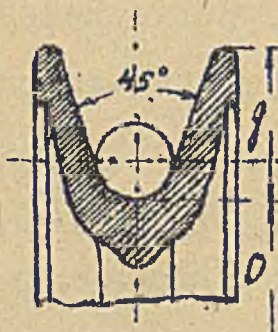
c/ Krażki linowe. Ich ustrój musi chronić linę od zużywania. Dlatego: 1/ średnica ich powinna być dostatecznie duża.  $D$  dla lin konopnych  $= 7d \div - 10d$  dla lin drucianych  $400 - 500 \delta$  dla ruchu ręcznego;  $500 \delta$  i wyżej [według przytoczonych poprzednio reguł dla obliczenia lin] - dla mechanicz-



nego; 2/ powinny być wykonane z materiału nie twardego, a więc z żeliwa; rowek powinien być gładki wytoczony; 3/ krążek powinien być, o ile można, jaknajlżejszy, aby zmniejszyć opory bezwładności i uniknąć ewentualności tarcia liny o obwód. Z tego samego względu oski krążków powinny być dobrze smarowane.



rys.126a.



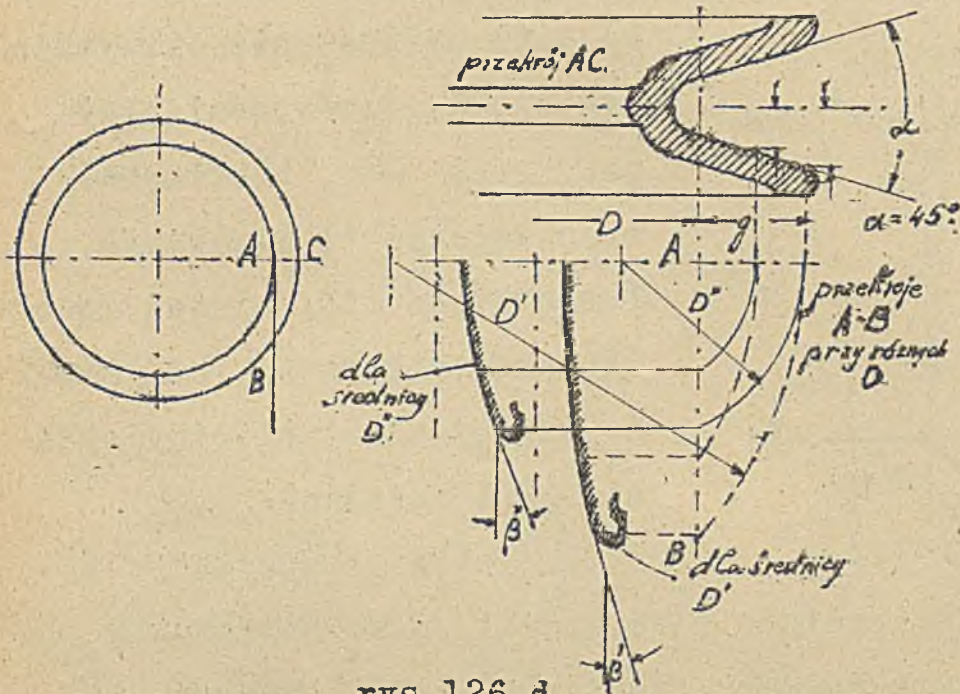
rys.126 c.

Rys.126 a wskazuje krążek, stosowany do lin konopnych w wielokrążkach. Rys.126 c - obwód krążka dla lin drucianych. Rys.126 d wyjaśnia,

od jakich czynników zależy możliwe odchylenie  $\beta$  liny od płaszczyzny środkowej krążka.

Widzimy, że przy pewnym, stałe przyjmowanym dla wszystkich krążków rozchyleniu  $\alpha$ , odchylenie  $\beta$  : a/ przy jednej i tej samej średnicy  $D$  może być też większe, im mniejsza głębokość rowka  $g$ ; b/ przy jednej i tej samej głębokości byłoby dla mniejszych średnic większe, niż dla średnic większych. Z tego wynika, iz głębokość rowka powinna być uzależniona od średnicy: przeciętnie  $g = 0,05 D$  dla odchyień

$\tan \beta = 1:10$ . Im jednak lina biegnie niespokojniej



rys.126 d.

z większemi wahaniami przy dużych wysokościach podnoszenia, ten rowek powinien być głębszy.

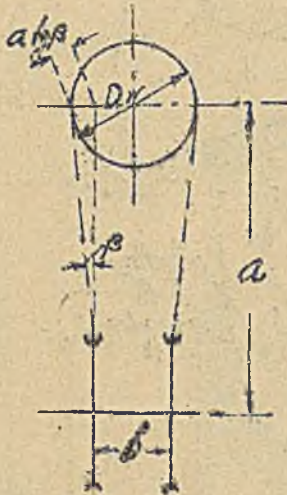
Na podstawie powyższego wyjaśnienia zbadamy:

1. Jakie rozstawienie i jaki rowek powinny mieć krążki na wieszadle haka, aby przy układzie krążka wyrównawczego /str.83 rys.31/, liny nie tarły o brzeg krążków /rys.126 e/?

$$D_n = b + 2a \operatorname{tg} \beta$$

czyli przy normalnych kształtach krążka ( $\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{10}$ ) powinna być odległość  $a \geq (D_n - b) / 5$ .

Jeżeliby podciąganie  $a$  ha-  
ka było wyższe, niż otrzymuje  
się z tej nierówności przy  
przyjętem  $b$ , to trzeba by  
rozstawienie to zwiększyć,  
lub przyjęć inny więcej rozchy-  
lony kształt rowka, co jednak  
ze względów normalizacyjnych  
nie jest pożądane.



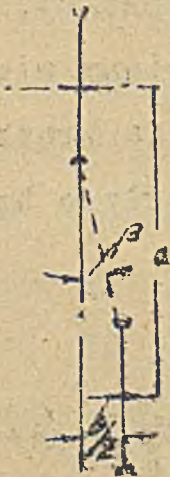
rys.126 e.

2. Jakie rozstawienie i  
kształt powinny mieć krążki, w szczególności krą-  
żek wyrównawczy, przy układzie str.83 rys.31a

/rys.126f /  $a \geq \frac{b}{2 \sin \beta}$ , czyli przy normalnych

kształtach  $a \geq 5b$ . Przeważnie podciąganie  $a$

nie jest wyższe. Gdyby jednak  
było wyższe, to należałoby zmniej-  
szyć  $b$ , lub przy niemożliwości  
tego przyjęć więcej rozchylony  
kształt rowka.



rys.126 f.

d/ Krążki dla łańcuchów Galla.

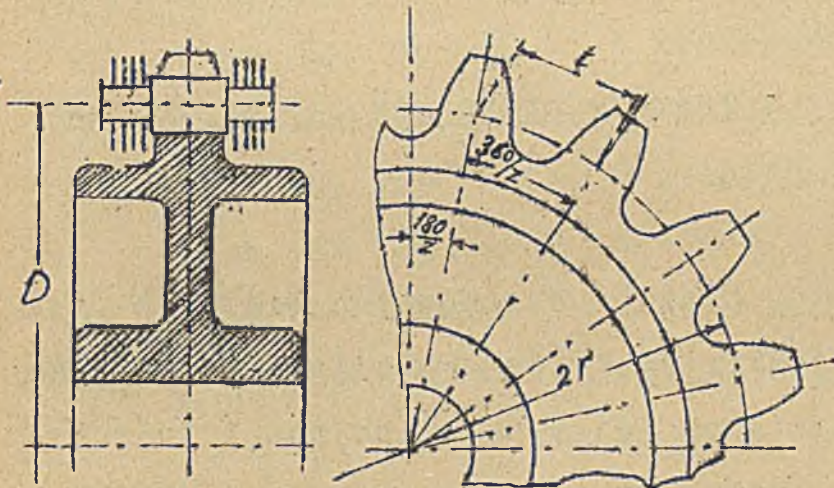
Krążki prowadzące do łańcuchów

Galla mogą być z zębami /rys.127 a/ lub bez zębów /rys.127 b/, przytem tu układają się na obwodzie albo pasma, albo sworznie. Dla krążków z zębami:

$$2r = 2 \frac{t}{2 \sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} ;$$

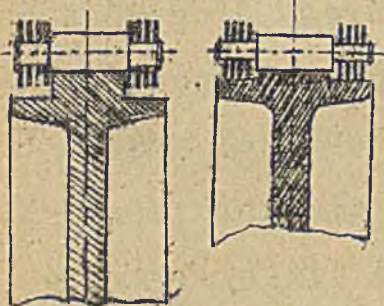
gdzie  $t$  - podziałka, a  $z$  - liczba zębów Śred-

nica  
krążka  
powinna  
być moz-  
liwie du-  
ża, aby  
łańcuch  
nie miał  
zbyt du-

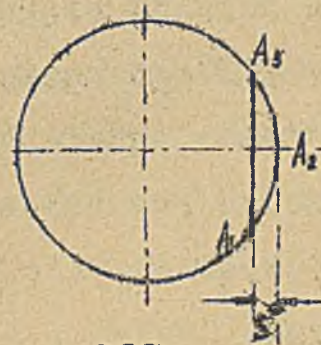


rys.127 a.

żych wahań poprzecznych i nie bił o krążek. Wa-



rys. 127 b.



rys.127 c.

hania te zależą /rys.127 c/ od strzałki  $\angle$  ,

odciętej cięciwą  $t$  :

$$J = 2r \sin^2 \frac{\alpha}{2} = \frac{t}{\sin \frac{\alpha}{2}} \sin^2 \frac{360}{4Z} = \frac{t}{Z} \sin^2 \frac{90}{Z} -$$

z czego widać, że aby strzałka ta była stałą, niezależną od podziałki, trzeba zwiększać  $Z$ , ze wzrastaniem  $t$ . Najmniejsza stosowana liczba zębów - 7; przeważnie jednak wybieramy więcej; a mianowicie od 12 do 20.

d/ Liczba krążków przesuwnych biernych na wieszadle haka.

Im więcej krążków przesuwnych biernych, tem mniejsza jest siła, którą ma ciągnąć wciągarka. Konstrukcja więc jej wypada lżejsza i tańsza. - Z drugiej jednak strony większa ilość krążków zmniejsza ogólną sprawność dźwignicy i powiększa koszt narządu ciągnącego, którego długość z dodaniem każdego następnego krążka biernego wzrasta  $\sim 2H$ , gdzie  $H$  - odległość osi krążka ciągnącego lub bębna do osi krążka biernego. Nie należy więc zbytnio powiększać liczby krążków biernych.

Jeden jeszcze wzgląd trzeba mieć na uwadze

przy wyborze liczby krążków, a mianowicie: aby grubość narządów ciągnących nie przekroczyła pewnej miary, gdyż im większa grubość narządu ciągnącego, tem cięższa wciągarka.

Zważywszy te wszystkie względy, można, opierając się na danych Böttchera, stosować:

Do dźwignic z łańcuchem ogniwkowym /obliczonym przeciętnie z  $j=6$  /

dla  $Q$  do 2t. - bez krążka.

od 2t. do 75t. - 1 krążek ( $d_{\text{krążka}} = 22 \text{ mm}$ )

od 75t. do 15t. - 2 krążki (" " " " )

od 15t. do 25t. - 3 krążki (" " " " )

od 25t. do 40t. - 4 krążki (" " " " )

Do dźwignic z liną.

dla  $Q$  do 5t. średnica liny najwyżej 15 mm.;

od 5t. do 15t. średn. liny najwyżej 20 mm.;

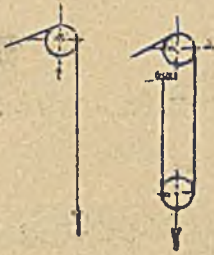
od 15t. do 30t. " " " 25 "

od 30t. do 60t. " " " 30 "

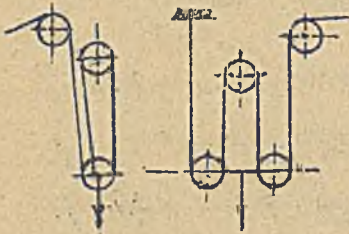
ponad 60t. " " " 35 " ;

skąd określić można liczbę krążków. Tu trzeba przypomnieć, że wciągarki suwnic w przeważnej większości muszą wciągać ciężar po linii pionowej, a to wymaga bębna bliźniaczego i urządzenia wyrównawczego /str.83 i 84/. Ustrój z bębniem niedzielonym

pozwała tylko na dwa krążki przesuwne bierne;  
ustrój z bębnem podzielonym - na dowolną liczbę  
krążków.



Dla łańcucha Galla, wobec jego niezginalności bocznej, możliwe są oczywiście tylko układy z krążkami, leżącymi w jednej płaszczyźnie, a mianowicie /rys.127 d/.



9. Krażki /kółka/ ciągnące do łańcuchów.

rys.127 d. chów ogniwkowych.

a/ Krażki gniazdkowe do łańcu-

Krażki ciągnące do łańcuchów ogniwkowych muszą być zaopatrzone w gniazdko, w które układają się ogniwa łańcucha. Bywają one: 1/ z zębami /inaczej z podwójnymi gniazdkami Zb.rys.Tb.XI rys.128 a/ i 2/ bez zębów w rowku /inaczej z pojedynczymi gniazdkami Tb.XI rys.128 b/. W pierwszych siła ciągnąca przejmowana jest przez większą liczbę ogniw niż w drugiej i teoretycznie biorąc ogniwa i gniazdko powinny mniej się ścierać. Z powodu jednak niedokładności wykonania układanie ogniw

napotyka przeszkody i dlatego stosuje się przeważnie krążki z pojedynczemi gniazdkami. Krążki gniazdkowe moga być bardzo małe, więc stosuje się je z korzyścią tam, gdzie chodzi o mały moment od ciężaru w celu otrzymania lekkiej dźwigarki; łańcuch wciągany jest w jednej płaszczyźnie, nie przesuwając się wpoprzek - to są zalety krążków gniazdkowych. Wady zaś - ścieranie się łańcuchów i gniazdek oraz niespokojny bieg łańcucha tak wskutek załamania się /p.niżej/, jak i wskutek wstrząśnień przy układaniu się ogniów w gniazdkach, gdy łańcuch nabiega nieprawidłowo na krążek.

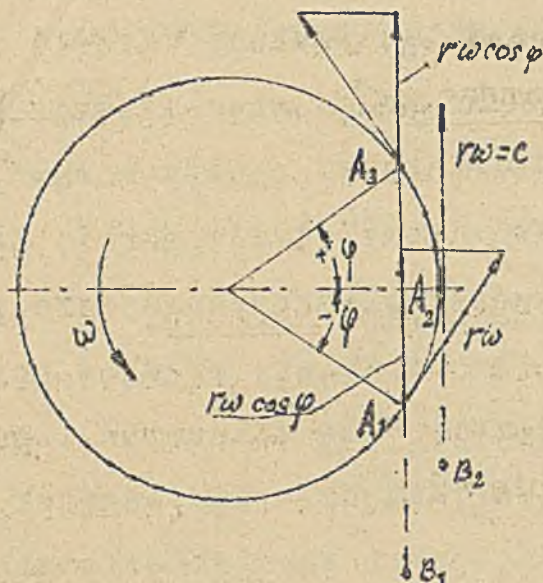
Liczba gniazdek /poprzecznych/ - możliwie jak-najmniejsza, przeważnie 5 - 6. Liczba mniejsza nie jest możliwa ze względu na otwór na wałek, a przysięm, im mniejsza liczba zębów, tem załamanie ogniów większe i różnice w prędkościach biegu łańcucha, przez co bieg tem mniej spokojny.

Poniższe rozważanie wyjaśnia to bliżej, jak również oświetla szczegółowiej sprawę dodatkowych obciążeń dynamicznych w łańcuchu, wzmiankowaną w części III  $K_4$ , oraz na str. 339:

Łańcuch ogniwkowy wciągany przez krążek /a również przez bęben/, przechodzi od położenia  $A, B,$



/rys.129 a/ do  $A_2 B_2$  i znowu do położenia  $A_3 B_1$ ,



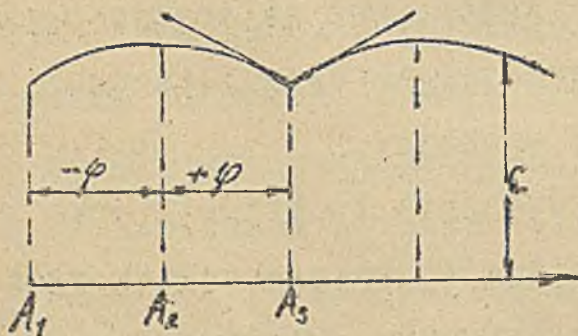
rys.129 a.

powiększając prędkość biegu  $C$  od  $r\omega \cos(-\varphi) = r\omega \cos \varphi$  do  $r\omega$  i zmniejszając ją znowu do  $r\omega \cos \varphi$

W punkcie  $A_3$  /rys.129 b/ następuje nagle zmiana przyspieszeń z

ujemnego  $a_{A_3} = -r\omega^2 \sin \varphi$  na dodatnie  $a_{A_1} = r\omega^2 \sin \varphi =$   
 $= \frac{c^2}{r} \sin \varphi = \frac{2c^2}{l} \sin^2 \left( \frac{90}{2} \right)$

wobec tego w tym miejscu następuje skok w siłach



rys.129 b.

obciążających łańcuch od  $(S - \frac{S_0}{g})$  do  $(S + \frac{S_0}{g})$ , gdzie  $S$  - waga wszystkich mas obciążających łańcuch wraz z jego wagą własną.

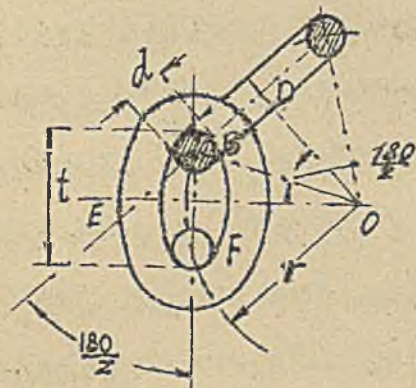
Różnica tych sił  $2\frac{S_0}{g}$ , jako nagle występująca, wywołuje napięcia prawie dwukrotnie większe, niż

wywołałaby siła wzrastająca stopniowo, dlatego dla obliczeń największych naprężeń w łańcuchu należy zastąpić ją siłą zastępczą  $= 4 \frac{Sg}{g}$  tak, że sumaryczna siła zastępcza  $=$  [siła w p.  $A_1$  + siła zastępcza, wywołująca skok w naprężeniach]  $=$

$$= S + 3 \frac{Sg}{g} = \left( 1 + 3 \frac{2c^2}{l} \sin^2 \frac{90}{Z} \right)$$

Siła ta jest tem większa, im mniejsza  $Z$  :  
 przy  $Z=6$   $\sin^2 \frac{90}{Z} = 0,066$  , przy  $Z=5$   $= 0,09$  ,  
 przy  $Z=4$   $= 0,146$

Promień koła, według którego układają się przekroje ogniw w krążku gniazdkowym i który potrzebny jest przy obliczaniu wciągarki dla wyznaczenia momentu, można analitycznie obliczyć następującym sposobem /rys. 129 c/:



rys. 129 c.

$$r = \sqrt{OD^2 + \left(\frac{t \cdot d}{2}\right)^2}$$

Przy liczbie gniazdek  $Z$  na krążku ułożyłoby się  $2Z$  ogniw, tak, że

$$\angle EOD = \frac{360}{2Z} = \frac{180}{Z}$$

Więc  $OD = DE \operatorname{ctg} \frac{180}{z} = (DB + BE) \operatorname{ctg} \frac{180}{z} =$   
 $= \left( \frac{t+d}{2} + \frac{t-d}{2 \cos \frac{180}{z}} \right) \operatorname{ctg} \frac{180}{z};$

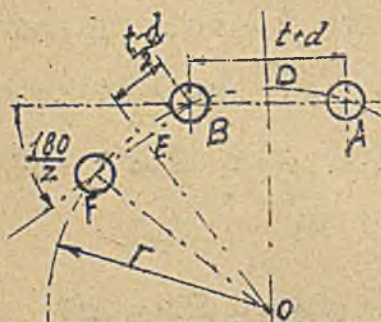
Ostatecznie

$$r = \frac{1}{2} \sqrt{\left( \frac{t}{\sin \frac{90}{z}} \right)^2 + \left( \frac{d}{\cos \frac{90}{z}} \right)^2};$$

przyczem dla  $z \geq 6$  można przyjąć bez wielkiego błędu

$$r = \frac{t}{2 \sin \frac{90}{z}}$$

Promień ten dla każdego wypadku można również z dostateczną ścisłością wyznaczyć wykreślnie /rys.129 d/ tak, że niema potrzeby posiłkować się rachunkiem: odkładamy  $AB = t+d$ , prowadzimy po środku  $DO$  prostopadłą do  $AB$ ; dalej kreślimy  $BF$



rys.129 d.

pod kątem  $\frac{180}{z}$ , odkładamy  $BF = \frac{t-d}{2}$  i prowadzimy  $EO \perp BF$ . Punkt  $O$  przecięcia prostych  $DO$  i  $FO$  jest środkiem szukanego okręgu,

Kółka napędne ręczne są przeważnie również

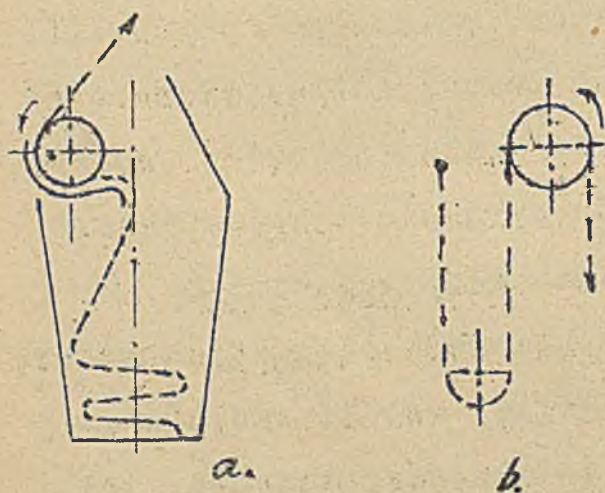
gniazdkowe /zb. rys. Tb. X rys. 123 c/, średnica ich jednak jest - o ile na to pozwala miejsce - możliwie dużą, a to ze względu na powiększenie momentu napędowego *P.a*.

Krażki robimy zwykle ze stali lanej, ze względu na wycieranie się gniazdek. Wykonanie powinno być staranne i łańcuchy kalibrowane, aby się nie zacinały na krażku. Z tego samego względu należy umożliwić prawidłowe nabieganie i zbieganie łańcucha z krażka gniazdkowego. Trzeba więc zastosować przewodnice /Zb. rys. Tb. XI rys. 130/, któreby zapobiegały przekręcaniu się łańcucha i ukośnemu nabieganiu. Dotyczy to wciągarek ciągnących łańcuch nieswobodny i łańcuchów napędnych ręcznych. We wciągarkach prowadzenie łańcucha nie jest potrzebne /por. Tb. III rys. 34/. We wciągarkach żorawi, dźwigniobramowych i t.p. najlepiej otoczyć krażek oprawą z rowkiem, prowadzącym łańcuch. Do wyrzucania zbiegającego końca łańcucha z gniazdka służy wygarniacz W. Dla zwiększenia liczby gniazdek ciągnących ustawia się boczny krażek prowadzący /Tb. XI rys. 130/.

Dla zabezpieczenia od zanieczyszczenia, jak również od zeskokczenia ogniw z krażka, pożądane jest ochronić go oprawą /Tb. VIII rys. 48/.

Przy kółkach napędnych ręcznych w celu na-  
prowadzania i zabezpieczania łańcuchów od wypada-  
nia z rowka ustawiane są często prowadnice z płas-  
kownika obejmującego kółko /Tb.XI rys.131 - kon-  
strukcja na tym rysunku pokazana jest praktyczną,  
bo zakładanie łańcucha i prowadnicy ułatwione/. -

Prowadnice takie nie spełniają jednak idealnie  
zadania, szczególnie w wciągnikach, które zwyk-  
le przekrzywiają się i nie wiszą zawsze pionowo,  
skutkiem czego łańcuch zaczyna się i praca idzie  
powoli. Daleko lepsze są prowadnice Tb.XII rys.  
131 b, które wprowadzają i odprowadzają łańcuch  
dokładnie w płaszczyźnie kółka pomimo przekrzywie-  
nia.



rys.132

Przy dużych  
wysokościach pod-  
noszenia, jeśli  
nie ma miejsca na  
zwieszający się  
koniec łańcucha  
ciągnącego, zbie-  
rany on jest w  
skrzynkę, gdzie

układa się pętlami /rys.132 a/. We wciągnikach i wciągarkach suwnic wystarcza zawieszenie wolnego końca łańcucha /rys.132 b/.

b/ Krażki zębate do łańcuchów sworzniowych

Galla.

Krażki te mają zęby, jak rys.127 a. Ilość zębów musi być możliwie jaknajmniejsza ze względu na moment  $S.r$ . Aby nie spowodować zbyt dużych wahań w naprężeniach łańcucha z powodów wyjaśnionych wyżej /rys.129 a/ i uderzań łańcucha o krążek, przyjęto wybierać przeciętnie:

7 - 8 zębów dla wciągarek do 3t.
9 " " " od 3t. do 20t.
10 " " " powyżej 20t.

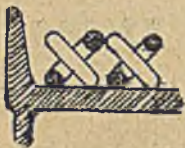
Duże szybkości łańcucha wymagają powiększenia liczby zębów ponad tę przeciętną normę.

Materiał krążków ciągnących musi być mocny, bo nie można liczyć na to, żeby pracowały wszystkie owinięte łańcuchem zęby, wskutek zużycia i wyciągnięcia się łańcucha sworznie jego dotykają zaledwie paru zębów. Krażki przeto wykonywane są z miękkiej stali, <sup>złaznej</sup> często jako całość z wałkiem. Zęby są frezo-

wane i cementowane dla uodpornienia powierzchni przeciw zużyciu. Dla zabezpieczenia od zanieczyszczenia, jak również od zeskokczenia ogniw z krążka należy osłaniać go i ewentualnie zaopatrywać w przewadnice /Zb. rys. Tb. XII rys. 131 a/. Na tymże rysunku pokazany jest sposób układania zbiegającego końca łańcucha na wieszaku pochyłym: łańcuch co pewien odstęp zaopatrzony jest w sworznie z przedłużonemi końcami, któremi zawisa na wieszaku, układając się w pętli.

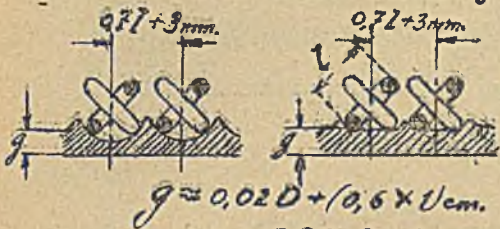
#### 10. Bębny ciągnące nawijające do łańcuchów ogniwkowych.

Gniazdka ciągnących krążków łańcuchowych zużywają się przy częstej pracy. Wady tej nie posiadają bębny; mają natomiast inne niedogodności, a mianowicie dużą średnicę, a przez to duży moment  $Jr$  i dużą przekładnię, pozatem dużą długość. Bywają one rzadko gładkie /rys. 134 a/ i przeważnie rowkowe.



Bęben gładki nie prowadzi łańcucha, dlatego zwój nowy nabiega na poprzedni i ześlizguje się, co powoduje wstrząśnienia i ścieranie łańcucha. - Dlatego też należy stosować bębny rowkowe. łańcuch

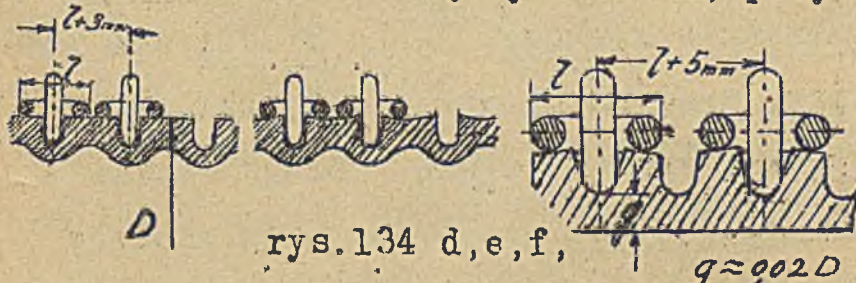
powinien nawijać się tylko pojedynczym zwojem na bęben. Stosowane w konstrukcjach starych nawijanie zwoju na zwój jest stanowczo wadliwe, bo powoduje bardzo duże wstrząśnienia i zużycie łańcucha. Rys.134 b i c przedstawiają konstrukcje bębnow do łańcuchów lżejszych; rys.134 d,e,f - do cięższych. Konstrukcje wskazane na rys.134 d i e



$$g \approx 0.02D + (0.6 \times V)cm.$$

rys.134 b i c. nigdy nie będzie ustawiony

ak dokładnie, <sup>aby</sup> wgłębienia wewnętrzne wypadły dostatecznie dokładnie między rowkami, przy niedokład-



rys.134 d,e,f,

$$g \approx 0.02D$$

nem zaś ustawieniu ścianki

wypaść mogą w niektórych miejscach zbyt cienkie. Nie grozi to konstrukcji 134 f. Konstrukcje 134 e i f przez skośność powierzchni przy rowku mają na celu zmniejszyć średnicę bębna. Główne wymiary bębna na rysunku. Grubość ścianki określają przede wszystkim względy wykonawcze.

Liczba zwojów rowka na bębnie równa się = n zwo-



jów roboczych + 2 zwoje dla odciążenia zamocowa-



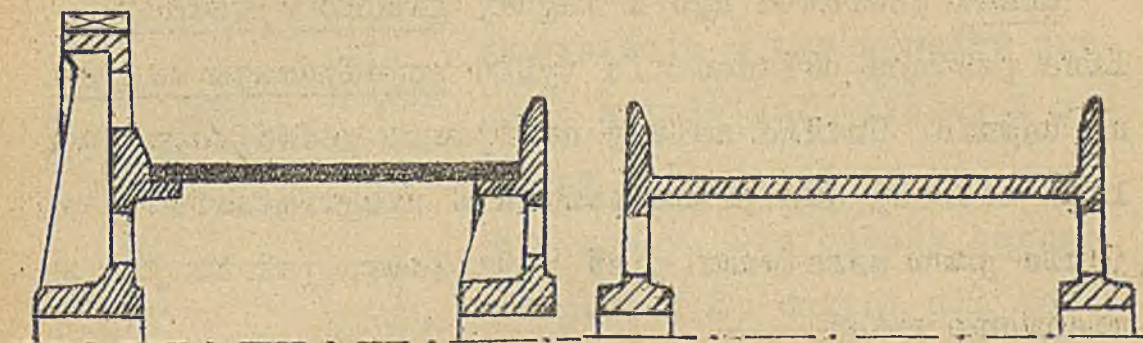
nia łańcucha. Typowa konstrukcja zamocowania łańcucha - rys.134 g.

rys.134 g.

11. Bębny ciagnące nawijające do lin. Umocowanie lin na bębnach.

a/ Do ciągnięcia lin służą przede wszystkim bębny nawijające: lina, przymocowana jednym końcem do bębna nawija się na niego. Bębny bywają rzadko gładkie, przeważnie rowkowe. Bęben gładki nie prowadzi liny przy nawijaniu; nowy zwój, układając się obok poprzedniego, trze się o niego bokiem - przez co lina zużywa się - a prócz tego nabiega często na wierzch zwoju poprzedniego i ześlizgując się z niego powoduje wstrząśnienie. Dlatego bębny gładkie stosuje się tylko tam, gdzie lina nawijana jest na bęben paru warstwami, a więc: a/ do wciągarek ręcznych, o ile pracują liną konopną, wyjątkowo gdy drucianą, b/ do przyciągarek kolejowych, gdzie lina druciana nawija się paru warstwa-

mi, ale przy zastosowaniu urządzenia prowadzącego linę /str.205 rys.75 b/. Bębny gładkie wykonywane są: a/ z żeliwa /rys.135 a/, b/ dla lekkości płaszcz z blachy żelaznej, boki z żeliwa /rys.135 b/

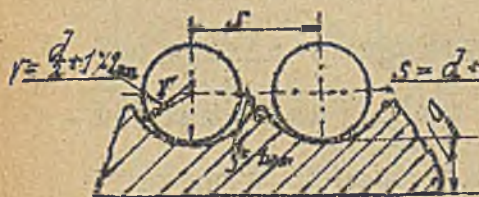


rys.135 a.

rys.135 b.

Zwrócić należy specjalną uwagę na to, iż obrzeża muszą być skośne, inaczej lina trąc o obrzeże bardzo by się przecierała.

Dla lin drucianych do napędu mechanicznego stosuje się z reguły bębny rowkowe, z rowkiem biegnącym po linii śrubowej. Tu lina układa się w rowku



rys.135

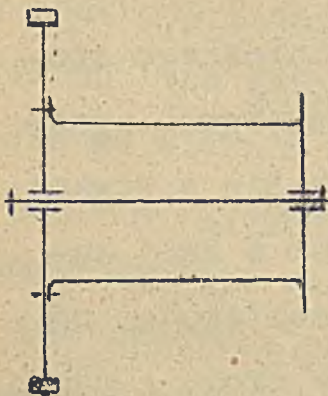
nie trąc bokiem o zwój sąsiedni i nie nabiegając na niego. Wymiary skoku i rowka są pokazane na rys.135.

Skok należy, o ile można za-

okrąglać do normalnych części/ze względu na nacięcie rowka na tokarni, aczkolwiek przy posiadaniu koła zmianowego o 127 zębach nacięcie rowka ze skokiem w mm. jest możliwe.

Rowek powinien być z reguły gładko wytoczony. Lina powinna układać się tylko pojedynczym zwojem na bębnie. Unikać należy nawijania podwójnego, bo lina niszczy się przez tarcie i rozgniatanie. Nawijanie paru warstwami jest wyjątkowe, jak to już wymieniono wyżej.

b/Bęben łączymy najczęściej wprost z kołem zębatym, aby otrzymać bezpośrednie przeniesienie siły. Przy takiej konstrukcji wał może być zamocowany nieruchomo jako oś i na niej kręci się bęben /rys.136 e/,



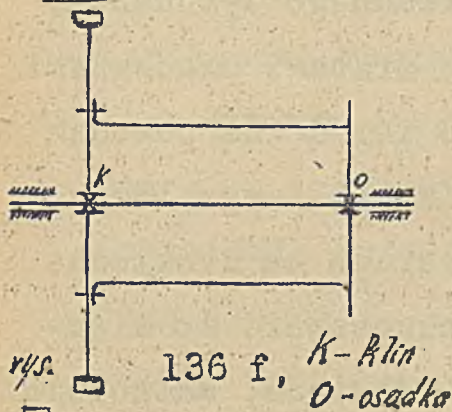
rys.136 e.

lub też wał złączony jest z pomocą osadek z bębniem i końce wału obracają się w łożyskach.

/rys.136 f/. W konstrukcji pierwszej zyskujemy znacznie na grubości wału, ale smarowanie i wymiana części trących

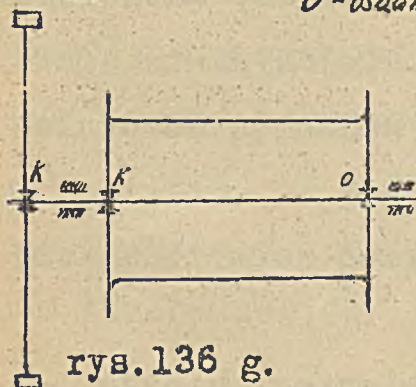
nie jest trudniejsza. W konstrukcji drugiej wał musi być grubszy, natomiast smarowanie i wymiana zużytych panewek są łatwiejsze. W niektórych rza-

dziej spotykanych konstrukcjach niema połączenia



bębna z kołem zębatem, natomiast koło i bęben zaklinowane są na wale i siła przenosi się przez wał /rys.136 g/.

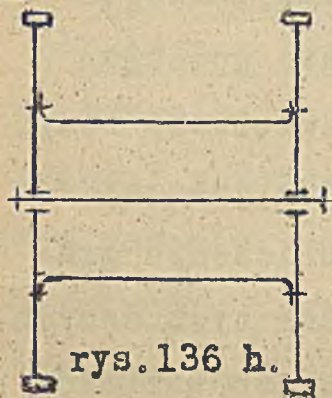
Oczywiście w tym wypadku pracuje silnie wał, piasty i ramiona koła i bębna; wał musi być gruby. Dla bębnow bardzo długich i do dużych sił spotykamy dwa koła zębate po obu stronach bębna /rys.136 h/.



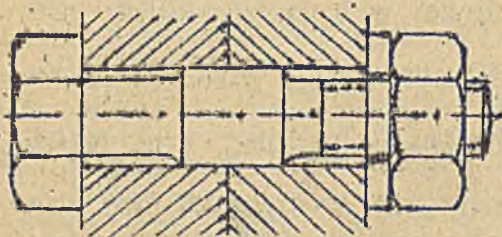
Złączenie koła z bębniem bywa następujących konstrukcji:

a/ Za pomocą śrub /Zb.rys.Tb. XIII rys.136 b/, bęben wspiera się jednym bokiem na kole, połowa śrub jest luźnych, druga połowa - to śruby ciasno

dopasowane do otworów rozwiercanych wspólnie w obu częściach po skręceniu przez śruby pierwsze. b/ Za pomocą śrub /luźnych/ i kołków /dopasowanych/ Tb. XII rys.136 a. c/ Za pomocą pierścieni dopasowanych odciążających śruby /Tb.XIII, rys.136 d/; kon-



struktura ta jest trudna do dokładnego wykonania, łatwiejszą jest konstrukcja ze śrubami pasowanymi na kawałku połączenia /rys.136 i/. d/ Za pomocą klinów - najlepiej okrągłych /Tb.XIII rys.136 c/;



rys.136 i.

konstrukcja ta stosowana jest przeważnie do większych udźwignięć, aczkolwiek i dla mniejszych wciągarek należy uznać ją za wielce racjonalną.

c/ Średnice bębna wybieramy podług norm podanych wyżej przy obliczaniu lin.

Grubość ścianki płaszcza wybieramy, biorąc pod uwagę następujące względy: bęben podlega /rys.137/: 1/ zginaniu, wskutek naprężenia liny, 2/ zgniataniu, przez nacisk liny obwijającej i 3/ skręcaniu. Obliczenie grubości ścianki podług tych danych byłoby żmudne, przytem wartość otrzymana jest za mała, ze względu na wykonanie; przy formowaniu trudno bowiem otrzymać bęben o



rys.137.

ściance wszędzie jednakowo grubej; zakładając ściankę bardzo cieką, otrzymalibyśmy miejsca

zbyt cienkie, które mogłyby ulec uszkodzeniu.

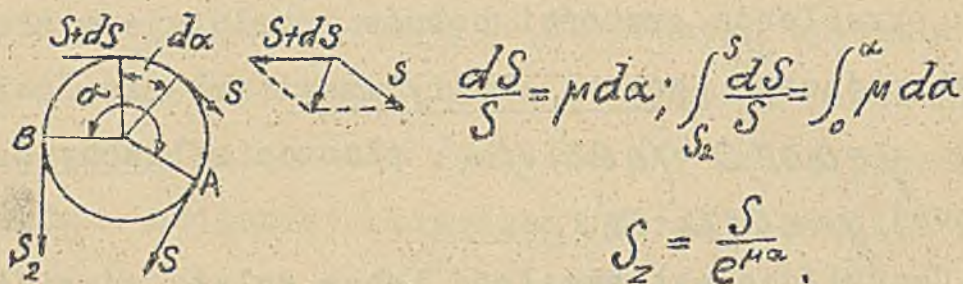
Dla określenia grubości bębnow posługujemy się następującymi wzorami empirycznymi: płaszcz żeliwny:  $g = 0,02D + (0,6\% \cdot 1) \text{cm.}$ , płaszcz z blachy żelaznej  $g = 0,01D + 0,3 \text{cm.}$

Oczywiście wytrzymałość bębna zależy również od jego długości. Aby nie powiększać wagi, dłuższe /  $> 800 \text{ mm.}$  / bębny żeliwne robimy tej samej grubości, dla wzmocnienia zaś dajemy żebra podłużne.

d/Długość bębna zależy od długości liny nawijanej. Gdy długość ta =  $L$  /licząc od najniższego możliwego położenia haka/, średnica liny =  $d$ , bębna -  $D$ , to liczba zwojów liny całkowicie nawiniętej

$$Z = \frac{L}{\pi(D+d)} ;$$

Do liczby tej dodajemy najmniej 2, lepiej 3, nawet 4 zwoje trzymające, żeby po odwinięciu całej długości roboczej  $L$  pozostało na bębnie jeszcze parę nawiniętych zwojów. Ma to na celu odciążenie zamocowania liny od pełnego obciążenia. Wskutek bowiem tarcia między bębniem a liną naciąg  $S_2$  /rys. 138/ równoważony jest w miejscu zamocowania przez napięcie  $S_2 < S$ . Dla elementarnego odcinka owiniecia -  $d\alpha$  mamy:  $dS = \mu d\alpha \cdot S$  gdzie  $\mu$  współczynnik tarcia między liną a bębniem.



rys. 138.

Przyjmując dla liny drucianej na bębnie żeliwnym /posmarowanej na zwojach trzymających przez niewagę, bo nie należałoby ich smarować/  $\mu = 0,15$  , otrzymujemy dla dwóch ( $\alpha = 4\pi$ ) owinięć  $S_2 = \frac{S}{6,3}$  , dla trzech ( $\alpha = 6\pi$ ) owinięć  $S_2 = \frac{S}{16,6}$  , dla 4 owinięć  $S_2 = \frac{S}{41,5}$  . Widzimy więc, że przy pozostawianiu trzech zwojów na bębnie zamocowanie liny obciążone będzie siłą <sup>o 16</sup> razy mniejszą, niż naprężenie w ciągnącym ciągu liny. Przyjmując liczbę zwojów  $Z+3$  , otrzymujemy długość miejsca na bębnie, zajętego przez rowek:  $(Z+3)S$  . Bębny bliźniacze z rowkiem prawo- i lewozwojnym, mają długość odpowiadającą jednoczesnemu nawijaniu dwóch końców liny.

Umocowanie końca liny na bębnie bywa rozmaite. Konstrukcje powinny zapewniać umocowanie możliwie najsilniejsze i pewne, a poza to łatwe do rozbiera-

nia i załadania ze względu na to, iż linę trzeba zmieniać.

Rys. 139 a i 139 b na Tb. XIII przedstawiają konstrukcje bardzo łatwe do założenia, przytem konstrukcja 139 b jest szczególnie mocna; konstrukcja 139 a nadaje się szczególnie do grubych mało giętkich lin. Sporo zachodu wymaga konstrukcja 139 d Tb. XIV. i nadaje się tylko do takich układów, gdzie jest dostęp do boku bębna; takiego samego warunku wymaga konstrukcja rys. 139 c Tb. XIV.

Śruby przyciskające linę w konstrukcji rys. 139 a powinny być silne, bo umocowanie powinno wytrzymać naciąg liny nawet po odwinieciu niektórych zwojów zapasowych wskutek mogącej zajść różnicy pomiędzy obliczeniem a warunkami rzeczywistymi.

Średnicę śrub określa się z równania dopuszczalnego nacisku na powierzchnię gwintu w bębnie:

$$2 \cdot \frac{i \cdot \pi}{4} (d^2 - d_1^2) \frac{h}{S} k_n \mu = S_1,$$

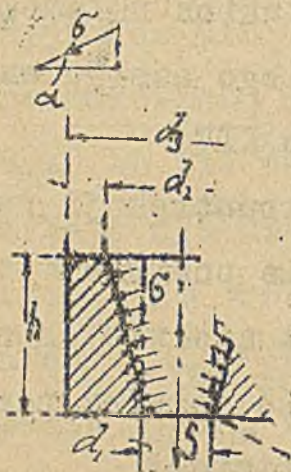
gdzie  $S_1$  naciąg liny po pierwszym zwoju trzymającym  $S_1 = \frac{S}{6,9}$ ,  $i$  - liczba śrub przyciskających,  $d$  - średnica zewn. śruby,  $d_1$  - średnica rdzenia śruby,  $h$  - średnia głębokość otworów gwintowanych w bębnie,  $S$  - skok gwintu;  $k_n = 500 \text{ kg/cm}^2$  dla ze-



liwa, 750 dla staliwa,  $\mu$  ostrożnie licząc  $\approx 0,15$ .  
Mnożnik 2 pochodzi od tego, że lina trzyma się  
dwoma powierzchniami tarcia.

Umocowanie w konstrukcji rys.139 d stanowi  
pochwa, w której rozczepiony koniec liny, zalany  
jest ciecwiem lub lepiej białym metalem łożyskowym.

Przybliżone obliczenie tej pochwy /rys.139 e/ :



rys.139 e.

1. Ciśnienie  $\sigma$  na jed-  
nostkę powierzchni rdzenia,  
utworzonego przez zalanie  
drutów, nie może przekra-  
czać dopuszczalnego

$K_n = 125 \text{ kg/cm}^2$ , aby ma-  
terjał zalewający nie zo-  
stał zmiażdżony:

$$S_1 = \left[ \pi \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \sigma \right] \sin \alpha ;$$

$$\sigma = \frac{d_1 - d_2}{2} \frac{1}{\sin \alpha} ; \quad \sigma = \frac{S_1}{\pi \frac{(d_1^2 - d_2^2)}{4}} \leq K_n$$

2. Materiał zalewający nie może wysunąć się  
z pośród drutów /ścięcie na powierzchni cylin-  
drycznej  $d_1$ ,  $h$  /  $S_1 \leq \pi d_1 h K_s$ ,  $K_s = 125 \text{ kg/cm}^2$

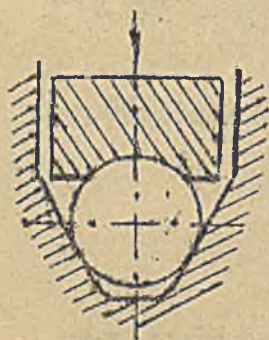
Z obu powyższych równań określa się wysokość pochwy i rozwarzość  $\alpha$  wewnętrznego otworu.

3. Grubość ścianki pochwy określić można z równań wytrzymałościowych dla naczyń grubościennych, poddanych ciśnieniu wewnętrznemu  $\sigma$  ;

$$d_3 = d_2 \sqrt{\frac{k_r + 0,45}{k_r - 1,35}} \quad \text{dla}$$

staliwa =  $500 \text{ kg/cm}^2$ , dla żelaza zlewego =  $800 \text{ kg/cm}^2$ , dla stali zlewnej =  $1000 \text{ kg/cm}^2$ .

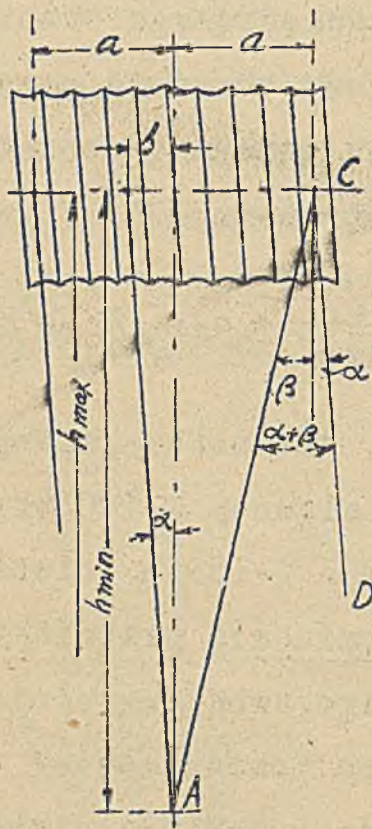
W umocowaniach rys.139 a i 139 b niezbędnym jest zapobiec rozplaszczyniu się przyciskanej liny na boki, gdyż bez tego umocowanie nie zachowuje jednakowej mocy. Lina powinna leżeć w rowku obejmującym ją z obu boków i być przyciskana przez wyżłobiony element /rys.139 f/.



rys.139 f.

e/ Jak prowadzony powinien być koniec liny, aby układała się ona w rowku bębna możliwie nie tracąc o zwój poprzedni i nie odginając się zbyt, a przez to nie niszcząc zbyt wiele ? /rys.140 a/.

Przeciętna średnica bębna =  $20 - 25/d$  , pochYLENIE przeto przeciętne zwoju rowka



rys.140 a.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d+3}{h \cdot 25d} \approx \frac{1}{70}$$

Rozpatrując nawijanie z lewej tylko strony bębna widzimy, iż najbliższa odległość końca liny  $A$ , przy której lina zupełnie nie odchyłała się od kierunku rowka, byłaby  $h_{\min} = \frac{b}{\operatorname{tg} \alpha}$

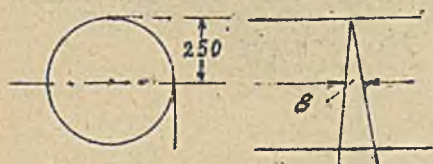
przeciętnie  $= 70 b$  ;

najdalsza zaś  $h_{\max} = \frac{a}{\operatorname{tg} \alpha} = \text{przeciętnie } 70 a.$

Gdy pomiędzy  $h$  i  $a$  nie zachodzi ten stosunek, lina odchyła się mniej lub więcej od środka rowka. Odchylenie to jednak po lewej stronie jest nieznaczące, nieznaczące jest również na

bębna**ch** bliźniaczych /str.83/. Znacznie jednak gorzej przedstawia się odchylenie liny we wciągarkach np. zórawi /str.134/, lub podnośników /str.152/, gdzie lina nawija się i po prawej stronie bębna. Tu odgięcie liny  $CA$  od kierunku rowka  $CD$  wynosi w przybliżeniu  $\frac{1}{50}d + \frac{1}{50}D$ ; z czego wynika, iż odchylenie od środka bębna  $\frac{1}{50}D$  musi być jaknajmniejsze. Przyjmuje się zazwyczaj, iż wynosić ono może 1/50 tak, że  $\frac{1}{50}d + \frac{1}{50}D =$  przec.  $\frac{1}{70} + \frac{1}{50} \approx \frac{1}{30}$

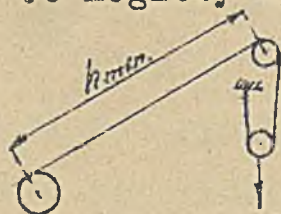
Dla  $d = 20$  mm.,  $D = 500$  wyniosłoby to na 1/4 obwodu /rys.140 b/  $250 \cdot \frac{1}{30} \approx 8$  mm tendencji odchy-



rys.140 b.

lenia się liny od kierunku rowka i dość spore tarcie zwoju nawijającego się o zwój poprzed-

ni, ale jak wskazuje praktyka, nie będzie jeszcze nabiegania na wierzch zwoju poprzedniego. Nabieganie to mogłoby wystąpić przy większym  $\frac{1}{50}D$ .

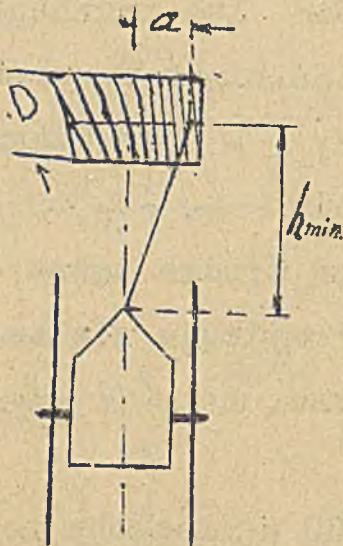


rys.140 c.

tego minimalna odległość punktu A od bębna dla takich wciągarek powinna wynosić 50  $a$ .

Na zórawiach odległość ta daje się osiągnąć /rys.140 c/.

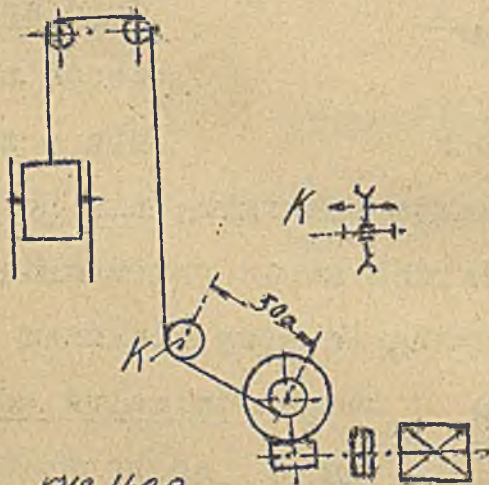
Prawie nieosiągalne zaś jest to w podnośnikach z bębniem na górze /rys.140 d/. W wypadku



tym wskazane jest dla zmniejszenia zużywania się liny zmniejszyć długość  $a$  przez powiększenie średnicy  $D$ , aczkolwiek podraża to mechanizm wciągarki. - U wciągarki podnośnikowej, ustawionej w piwnicy poza szymbem, krążek prowadzący  $K$ ,

rys.140 d.

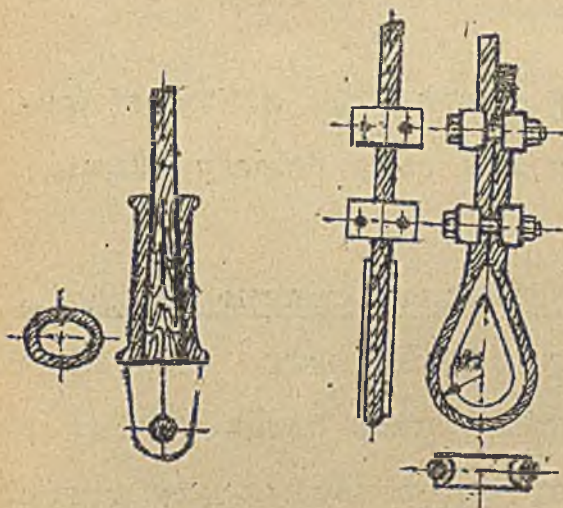
jako znajdujący się na odległości  $< 50 a$  musi być przesuwalnym po swej osi /rys.140 e/.



rys 140 e.

## 12. Zawieszki na końcach lin pojedynczych.

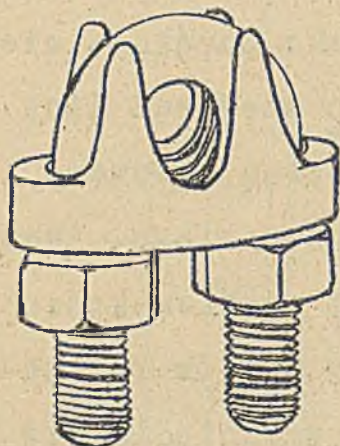
W dźwignicach mniejszych i podnośnikach zachodzi potrzeba na końcu liny zawiesić hak, kosz i t.p. Zawieszki takie, jako zupełnie nieodciążone /w przeciwieństwie do umocowań liny do bębna/, powinny być bardzo pewne. Pewnym, aczkolwiek wymagającym dłuższego zabiegu, jest umocowanie przez zalanie białym metalem końca liny w pochwie stożkowej; końce drutów rozczepia się i zawija, aby utrudnić wysunięcie się z pochwy /rys. 141 a/.



Prostszem jest zawieszenie zapomocą zacisków Rys. 141 b/.

Wzorową konstrukcję zacisku typu amerykańskiego przedstawia rys. 141 c. Liny objęte są tu z boków tak, że nie mogą rozplaszcząć się i przez to ściśnięcie jest bardzo mocne. Powierzchni tarcia, trzymających zawinięty koniec liny jest dwie. Według doświadczeń:

przy liczbie zacisków	1	2	3	4
przy szybkości liny min.	6-31	6-31	21-31	21-31
krańcowa doraźna wytrzymałość zawieszki w	0,8/16	2,8/58	9-13	12-22



rys.141 c.

gnące w linie.

Rys.141 d przedstawia zawieszkę, w której za-  
ciśnięcie liny otrzymuje się przy pomocy klina,



rys.141 d.

Według tych danych  
wybieramy liczbę zacis-  
sków przyjąwszy pewien  
stopień zabezpieczenia  
 $j \geq 3$ . Promień  $R$   
sercowej wkładki nie mo-  
że być zbyt mały ze  
względu na naprężenie

13. Bębny ciągnące cierne do lin —  
stosowane są w tych bardzo niewielu  
wypadkach, gdzie przy bardzo dużej  
długości liny bęben nawijający musiał-  
by być tak długi, że długość ta powo-  
dowałaby niedopuszczalne odchylenie  
liny od kierunku rowka /str. / i trze-

baby dla zmniejszenia tej długości nawijać linę na bęben parokrotnie co, jak wyjaśniono wyżej, jest dla trwałości liny bardzo niepożądane.

a/ Jeden bęben cierny o jednym lub dwóch stopniach stosowany jest w przyciągarkach ciernych /str.204 rys.75 a/x/. Bęben dwustopniowy pozwala /przy napędzie od silnika asynchronicznego w wypadku prądu trójfazowego, lub od silnika szeregowo-bocznikowego w wypadku prądu stałego/ na osiągnięcie dwóch stopni siły pociągowej  $T$  przy odpowiednich dwóch stopniach prędkości  $C$ . Wymiary dobierane są przeważnie tak, iż  $P.C$  w granicach 1 - 1,25 tm/sec., z warunkiem jednak, że przy odciąganiu końca  $t$  za pomocą rąk ludzkich

$C \leq 1,3$  m/sec., gdyż inaczej odciąganie to byłoby utrudnione. Kształt bębna musi być taki, aby zwoje nabiegające zsuwały się ku najmniejszej średnicy. Jest on więc rozszerzający się ku dołowi /rys.142 a/; ze względu na zanieczyszczenie li-

-----

x/ Zamiast nazw użytych na str.204 i 205 prawidłowiej jest nazywać przyciągarki: przyciągarka "cierna", przyciągarka "nawijająca". -



ny kurzem i piaskiem, a przeto duży opór tarcia zsuwania pożądana jest robić  $\alpha = 30^\circ$ . Dla obliczeń posiłkujemy się następującymi równaniami:

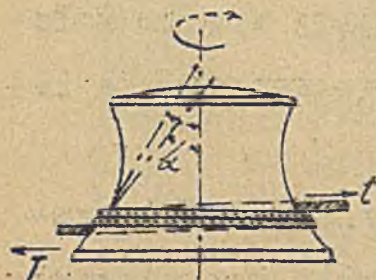
1/ siłą pociągową i siłą dla obliczenia liny

$$T = P + t, \text{ skąd } P = T - t; \quad 2/ T = e^{\mu \alpha}, \quad \alpha = 2\pi l,$$

gdzie  $l$  - ilość niezbędnych owinięć; siła rąk ludzkich 6 - 8 kg.,  $\mu$  dla pewności obliczenia  $\leq 0,12$  /w rzeczywistości  $\mu$  może będzie większy, zmniejszy się wtedy liczba niezbędnych owinięć/; 3/ moc silnika w biegu ustalonym

$$N \approx \frac{Tc}{75}, \text{ jeżeli } c \text{ w m/sec.} - \text{ Bębny i liny}$$

takich przyciągarek znacznie się ścierają. - Dla ułatwienia odciągania liny, jakoteż jej odkładania i przenoszenia od jednej przyciągarki do drugiej, najracjonalniej jest zastosować lekki bęben pomocniczy z korbą lub kołem z rączkami /na wzór



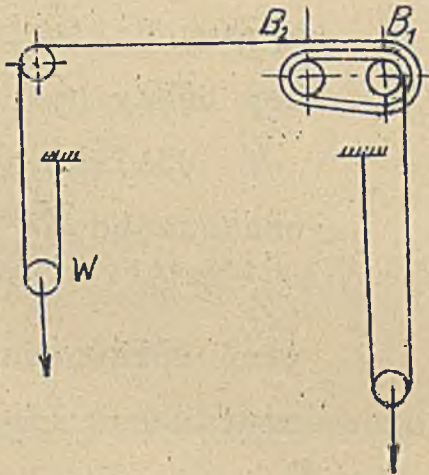
koła do poruszania steru na statkach/ umieszczony na wózku: przy takim urządzeniu pomocniczym lina nawijana jest na bęben paru warstwami nie plącząc się i nie zanieczyszczając - co ma miejsce przy odkła-

rys.142 a. daniu wprost na teren.

b/. Dwa bębny rowkowe cierne stosowane są w dźwig-  
nicach z bardzo wielką długością liny ciągnącej, jak  
np. żórawie młotowe / str. 210 , — zbiegający ko-  
niec zabierany jest tu przez obciążony wielokrążek

rys. 142 b./, wciągarki do balonów na uwięzi, przy-

*Dla  
umyślnienia  
omiried  
zwoje na bę-  
bniach ciernej  
B<sub>1</sub> i B<sub>2</sub>  
narysowane  
są różnej  
średnicy*

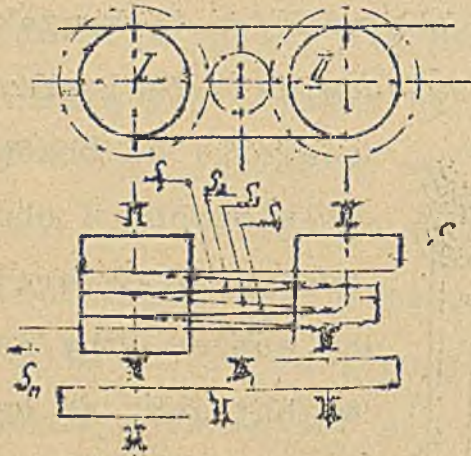


ciągarki do wozów  
kolejowych. W obu  
ostatnich zbiegają-  
cy koniec liny na-  
wijany jest na bę-  
ben pomocniczy paru  
warstwami. Powstaje  
więc wątpliwość, po-  
co takie urządzenie  
złożone z paru ele-

rys. 142b.

mentów i czy nie prościej byłoby zastosować jeden  
tylko element, a m. bęben ciągnący nawijający linę  
paru warstwami. Wątpliwość tę usuwa ta zaleta pierw-  
szego urządzenia, że lina nawija się tu warstwa na  
warstwę będąc już bardzo nieznacznie naprężoną, gdy  
w urządzeniu drugim nawijałaby się pod pełnem ob-  
ciążeniem.

Przeważnie stosowane są układy, w których oba bębny otrzymują napęd / rys.142c./, przytem dla usunięcia naporów na osie, które

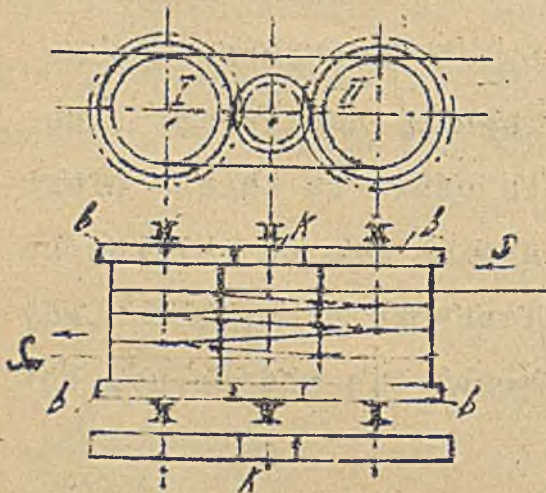


rys. 142c.

otrzymujemy: 1/

$$S_1 = \frac{S}{e^{\frac{1}{mn}}} \cdot \frac{1}{\eta_s} = S a b; S_2 = S a^2 b^2$$

$$S_3 = S a^3 b^3; \dots S_n = a^n b^n$$



rys. 142d./

to napory wpływają na wymiary tych osi i na stopień sprawności, wstawiane są między bębny pośrednie kółka

K odciażające / rys.142d/ oznaczając  $e^{\frac{1}{mn}} = a$  oraz

$\frac{1}{\eta_s} = b$ , gdzie  $\eta_s$  stopień sprawności z powodu sztywności liny /str.69 /

2/ Siła obwodowa na wywołanie jedynie siły pociągowej  $S$  z uwzględnieniem oporu sztywności liny.

$$P' = S - S_1 + S_1 - S_2 + S_2 - S_3 + \dots + S_{n-1} - S_n = S - S_n = S(1 - a^n b^n)$$

3/ Siła obwodowa rzeczywista: Uwzględniając opory obracanie bębnow na osiach w ustroju rys.142c

$$P'' = P' + (Q_1 + Q_2) M_1 \frac{d}{D} \quad , \text{gdzie napory na}$$

$$\text{osie: } Q = S + S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1}, \quad Q_2 = S_1 + S_2 + \dots + S_n ;$$

Uwzględniając zaś opór toczenia w ustroju rys.142d/

$$P''' = P' + (Q_1 + Q_2) \frac{f}{D/2} + (Q_1 - Q_2) M \frac{f}{D/2} + (Q_1 + Q_2) \frac{f}{D/2} M_1 \frac{f}{D/2}$$

4/ Częstkowy stopień sprawności z powodu oporów tarcia na osiach

$$\eta_w = \frac{P'}{P''} \text{ wzgl. } \frac{P'}{P''}$$

5/ Całkowity stopień sprawności

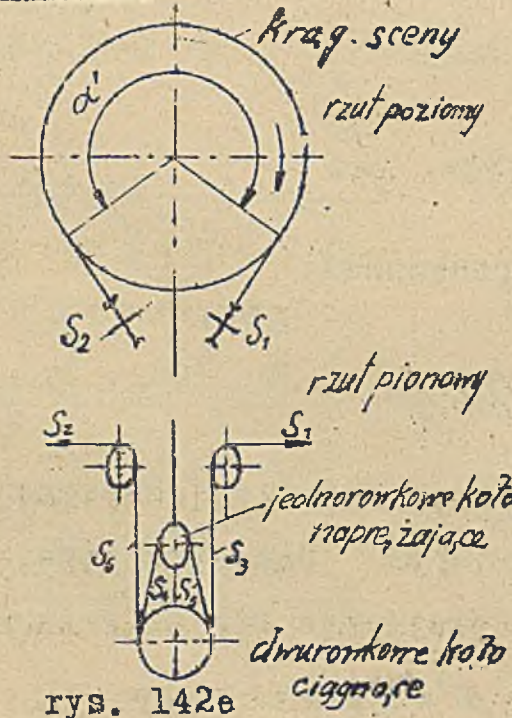
$$\eta = \eta_w \eta_s''$$

Wielkość spółczynnika  $M$  dla liny drucianej na bębnie żeliwnym  $M = 0,13$  dla całkowitej jednak pewności zazwyczaj przyjmuje się do rachunku mniej a mianowicie  $M' = 0,7 \cdot 0,13 = 0,09$ .

14. Koła ciągnące cierne do lin.

Stosowane są: a/ jako koła poziome - w mechanizmach obrotu żorawi masztowych / str.218 i 219 / i w innych pokrewnych dźwignicom ustrojach, jak np. sceny obrotowe teatralne / 17 m. krąg w Teatrze Polskim w Warszawie schemat rys.142e / wyspy rozdzielcze do wysokich pieców; b/ jako koła pionowe w nowoczesnych wciągarkach do podnośników, głównie osobowych / zamiast bębnow nawijających /, a również do wyciągów kopalnianych / koło Koepe'go /.

Wyjaśnienie a/ :



Obręcz kręgu sceny wyłożona jest drzewem dla zwiększenia tarcia:  $\mu$  dla liny drucianej na drzewie  $\mu' = 0,3$  / dla pewności rachunku  $0,7 \cdot 0,3 = 0,21$  / . Lina ciągnie obręcz tylko dzięki tarcia pokonywując opór obrotu  $Q$  różnicą napiężeń w linie:  $Q = S_1 - S_2$  ,  
 przyczem  $S_1 = S_2 e^{\mu' \alpha'}$

Koło ciągnące nie wyłożone drzewem jest dwurowkowe i linja owija je podwójnie, gdyż  $\mu'' = 0,13$ . Bieg liczenia: Według wiadomego oporu  $Q$  na kręgu:

$$S_1 = Q \frac{e^{\mu'' \alpha'}}{e^{\mu'' \alpha'} - 1}, \quad S_2 = Q \frac{1}{e^{\mu'' \alpha'} - 1}$$

na kole zaś ciągnącym  $S_3 = S_1 \times (\text{p. str. 71})$

$$S_4 = \frac{S_3}{e^{\frac{\mu'' \pi}{2}}} , \quad S_5 = S_4 \times , \quad S_6 = \frac{S_5}{e^{\frac{\mu'' \pi}{2} h_s}} ,$$

$$S_2 = S_6 \times X = \frac{S_1 X^3}{e^{\mu'' \pi} h_s^2} \quad \text{z tego ostatniego}$$

równania według otrzymanych wyżej  $S_2$  i  $S_1$  obliczamy  $\mu''$ ; jeżeli wypada  $< 0,09 / 0,13$  to podwójne owinięcie wystarcza, jeżeli  $>$ , to należałoby przyjąć owinięcie potrójne.

Wyjaśnienie b/: Wciągarki nowoczesnych podnośników osobowych budowane są na wzór amerykańskich podnośników / do bardzo wysokich domów " drapaczy nieba " / z kołem ciernym o owinięciu  $= \frac{\pi}{2}$  przyczem dla uniknięcia obsuwania się narządu ciągnącego kosz wisi na paru równoległych linach. Taki ustrój pozwala na znormalizowanie mechanizmu, jest on niezależny od ilości pięter; pozatem lina znacznie mniej się przegina, co wpływa na jej długotrwałość. Dla zwięk-

szenia współczynnika przyczepności / tarcia / lin i usunięcia zmienności przyczepności wskutek zużycia rowka, mają one zarys / rys.142f./ .Wypadkowy współczynnik tarcia w takim rowku:



$$M = M_0 \frac{4(1 - \sin \frac{\alpha}{2})}{\pi - \alpha - \sin \alpha}$$

gdzie  $M_0$  współczynnik tarcia liny o materiał rowka = 0,13 .Bliższe szczegóły o nowoczesnych podnośnikach znajdzie czytelnik w

rys.142f.

" Fördertechnik v.1924 str.333 "

oraz w dziele: F. Hymanns i A. Hellborn " Der neuzeitliche Aufzug mit Treibscheibenantrieb ".

### 15. Koła zębate walcowe z zębami prostymi zewnątrz uzębione.

Obliczenie i kształtowanie kół zębatych rozpatrywane jest szczegółowo w wykładach części maszyn. Niezbednem jest tu jednak zwrócić uwagę na szczegóły ustroju i metodę obliczenia, które wynikają ze specyficznych warunków, jakie istnieją w dźwignicach.

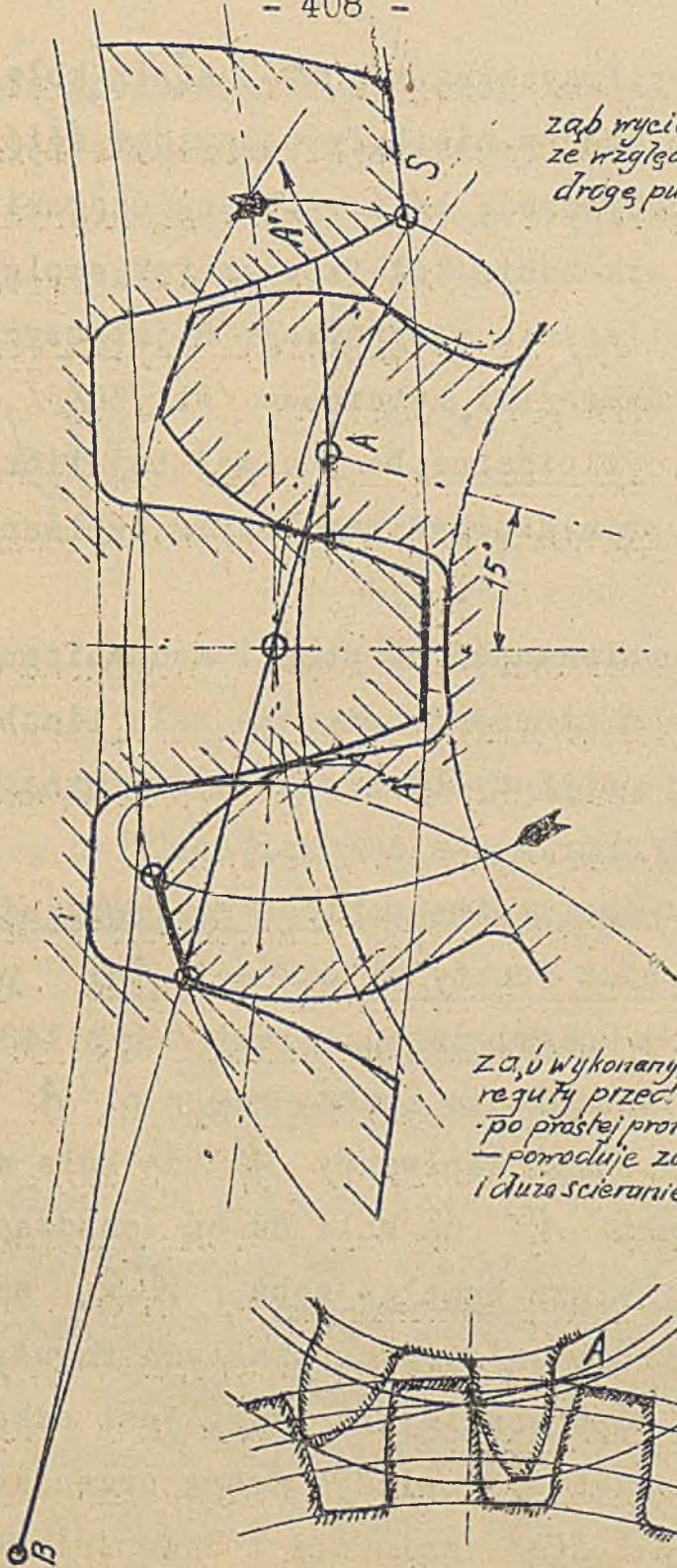
a/ Zarys zębów w mechanizmach dźwignic - prawie wy-

łącznie ewolwentowy. Przyczyną tego to, a/ iż koła te pracują prawidłowo, choćby nie były ustawione ściśle na odległości teoretycznej, b/ że zęby są szerokie u podstawy, c/ że wykonanie kół frezowanych ewolwentowych jest łatwe. Jedynie w wypadkach wyjątkowych poniżej 9 zębów / dźwigniki zębnicowe /str.60/ /, stosujemy profile cykloidalne, bo poniżej tej liczby nie można wykonać prawidłowego zazębienia ewolwentowego.

Ze względu na konieczność zwartości mechanizmu, trzeba w dźwignicach stosować możliwie małą liczbę zębów. Tu jednak napotykamy trudności, które wymagają t.zw. poprawiania / korygowania / zarysów.

Przy zazębieniu ewolwentowem kresa przyporu nie powinna wychodzić poza punkty styczności  $AiB$  prostej rozwijającej z kołami zasadniczymi / rys.143a /. Prawidłowe bowiem zazębienie kończy się w p.  $A$  odpowiada mu końcowy punkt ewolwenty  $A'$  na kole małym i właściwy punkt  $A''$  na kole dużym wchodzący w styk z p.  $A'$ . Dalszy kawałek zęba  $A''S$ , aczkolwiek wykonywany dawniej według utartych reguł, nie tylko nie pracuje pożytecznie, ale nawet jest szkodliwy, bo końcowy punkt  $S$  opisuje drogę przenikającą w głąb pnia zęba. Stąd zacinania i duże ścieranie





ząb wycięty  
ze względu na  
drogę punktu S.

rys. 143 a.

z a, u wykonany według  
reguły przeciętzenia  
po prostej promieniowej  
— porocluje zacinarie  
i duża scieranie profilu.

się zębów  
przy wyko-  
naniu prze-  
dłużenia  
pnia zęba  
według  
prostej pro-  
mieniowej,  
stosownie  
do dawnych  
utartych re-  
guł / lewa  
strona rys.  
143a /.

Konieczne  
byłoby da-  
wać zębom  
zarys wcię-  
ty / prawa  
strona rys:  
143a / osła-  
biony, nie  
osiągając  
przez to

rys 143 b.

żadnej korzyści na długości kresy przyporu. Poza tem  
względ na ścieranie zębów od  $A'$  w górę przemawia  
za tem, aby kresa przyporu o ile można kończyła się  
przed  $A$ , gdyż w bliskości  $A$  poślizg zębów silnie  
wzrasta. Można obliczyć, iż przy zazwyczaj przyjmowa-  
nem pochyleniu tworzącej  $75^\circ$  oraz przy wysokości  
wierzchołka zęba =  $m$  najmniejsza możliwa liczba zę-  
bów  $Z_{min}$  na kole małym, przy której krańcowy punkt  
kresy przyporu jest w p.  $A$ , wynosi:

Przy przekładni $i =$	1	2	3	4	7	$\varnothing$ zębica
$Z_{minimum} =$	21	25	26	27	28	30

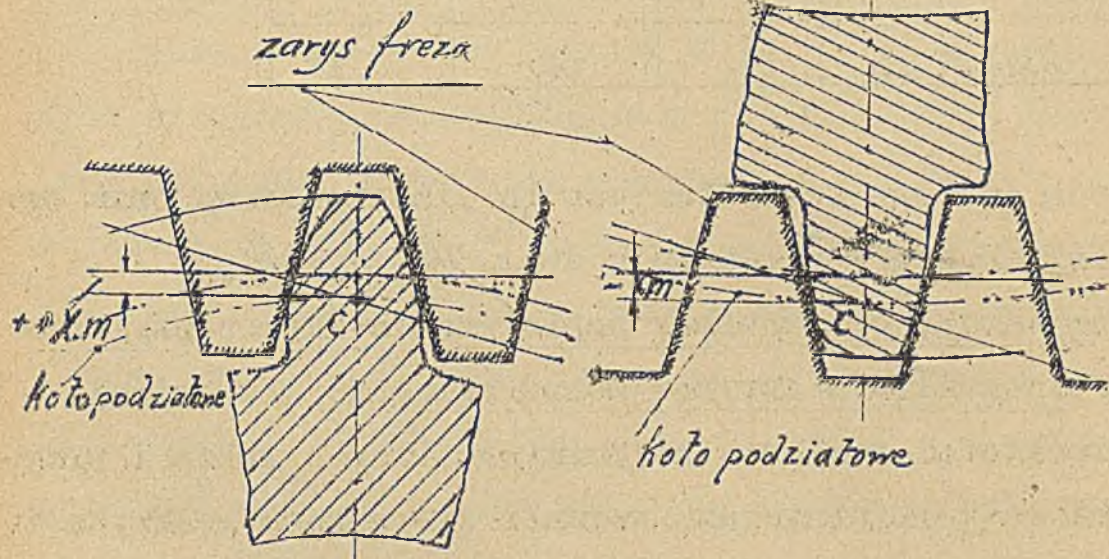
Ponieważ w dźwignicach, ze względu na zachowanie  
małych wymiarów, wybieramy na kole małym: dla napędu  
ręcznego  $10 \times 12$  zębów, dla silnikowego zaś na pierw-  
szej przekładni przy bębnie  $12 \times 14$  na przekład-  
niach dalszych  $16 \times 18$  na wążku silnika  $> 20$ , to  
dla takiej liczby zębów zazębienie prawidłowe da się  
osiągnąć tylko drogą korekty. Z różnych sposobów korek-  
ty najodpowiedniejszym i łatwym do wykonania jest spo-  
sób zaproponowany przez A.E.G. / rys. 143b / polega-  
jący na przesunięciu zarysu a m. na zniżeniu wierz-  
chołka koła dużego tak, aby koło wierzchołów przechodziło

nie dalej p.  $A$  . Cała wysokość zęba zachowana jest <sup>jak</sup> w zębach normalnych, a m. w surowych lanych  $0,7t$  we frezowanych  $2\frac{1}{6}m$  tak, że pień zęba podwyższa się. Odwrotnie koło małe ma wysoki wierzchołek, niski pień. Aby wytrzymałość zębów obu kół nie wypadła zbyt różna, szerokość zębów na kole podziałowym nie może być jednakową: w kołach surowych wybieramy ją tak, aby zęby były u podstaw jednakowo szerokie; w kołach frezowanych szerokość ta wypływa z samego kształtu narzędzia, które na kole dużym musi być przesunięte w stosunku do p.  $C$  wewnątrz na  $-Xm$ , na kole zaś małym zewnątrz na  $+Xm$  / rys. 143c /.

Sposobem korekty A.E.G. można osiągnąć:

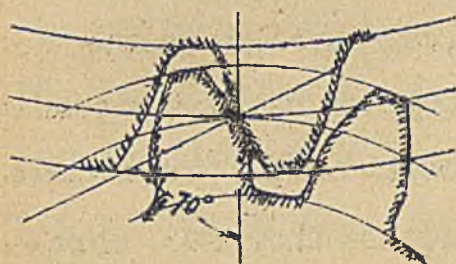
dla przekładni $i =$	od 2 do 3	od 4 do 6	od 7 do $\infty$
$Z_{min} =$	13	14	15
przytem I/okres wechwytu w stosunku do podziałki/	1,6	1,62	1,65

Według Fölmera koło zębate z przesunięciem zarysu nazywane jest kołem  $V$  /czytaj fau/. Ogólnie dwa koła zestawione razem dają odległość środków  $1(z_1m + Z_2m)\frac{1}{2} + (X_1 \pm X_2)m > (r + R)$  dla kół normalnych. W korekcie jednak A.E.G.  $X_1m = -X_2m$  tak, że odległość



rys. 143c

Wyżej wymieniony cel nie przekroczenia p. *A*



rys. 143d

osiągnąć można również przez zmniejszenie kąta pochylenia tworzącej /rys. 143d /. Dla  $\alpha = 70^\circ$  przy normalnych nieprzesuniętych *O*-zarysach.

---

środków nie ulega zmianie. Podobny zespół można nazwać według Kutzbacha zazębieniem *VO* / fau - zero' /. / K.Kutzbach " Zahnrad Erzeugung", znajdzie tam czytelnik krótki zarys wszelkich sposobów wykonywania zęb'w. /

lila i =	1	2	3 / 6	7 / ∞
$Z_{min}$	11	14	15	17

adą takiego kształtu jest to ,iż nacisk na osie po-  
większa się w porównaniu do  $\alpha=75^\circ$  o 36% .  
Kombinując oba sposoby zmniejszenia kąta pochylenia  
i przesunięcia zarysów można osiągnąć dla każdej  
przekładni możliwie najmniejszą liczbę zębów i przy-  
tem najkorzystniejsze warunki dla okresu wechwytu i  
ścierania. Kombinacje takie stosuje fabryka Maag'a  
w Zurychu, wyrabiająca wysoce dokładne szlifowane ko-  
ła zębate bardzo odporne na ścieranie, nadające się  
dla napędów wozów tramwajowych, elektrolokomotyw  
i t.d. Aczkolwiek koła Maag'a byłyby bardzo odpowied-  
nie dla mechanizmów dźwignic, dotychczas przeważnie  
nie stosuje się ich przez wzgląd na drogość obra-  
biarek, potrzebnych do wykonania / Kutzbach "Zahnra-  
derzeugung"/; poprzestajemy na korygowanych A.E.G.

Dla otrzymania na mechanizmach możliwie jaknaj-  
mniejszych ilości kół, zmuszeni jesteśmy stosować  
duże przekładnie i ponieważ jednak ze zwiększeniem  
przekładni zęby koła małego pracują coraz więcej w  
porównaniu z zębami koła dużego i przeto znacznie

szybciej zużywają się, to dopuszczamy dla mechanizmów ręcznych najwyżej 8:1 /wyjątkowo 10:1 /, dla silnikowych 6:1 /wyjątkowo 7:1 /. W wolnobieżnych przekładniach mechanizmów obrotu zórawi spotykamy przekładnie jeszcze większe jak 16:1 . Tu pożądanym jest koło małe wykonać z materiału twardszego niż koło duże. Obciążenie jest w czasie biegu ustalonego przeważnie stałe wobec czego przekładnie są ilorazami całkowitemi: np. 4:1 , 5:1 . Przy paru przekładniach stosujemy mniejsze bliżej napędu, większe przy bębnie - mając na względzie usunięcie zbyt dużych nierównomierności w zużywaniu się pracujących zębów; więc dla ogólnej przekładni 20:1 stosujemy przy bębnie 5:1 , przy silniku 4:1 .

b/ W dźwignicach przeciętnych, jako materiał na koła zębate stosowane jest żeliwo, o ile wielkość i waga nie wypadają zbyt duże, a to ze względu na tanią i łatwość wykonania. Dla przekładni więcej obciążonych racjonalnym jest stosować staliwo.

W dźwignicach silnikowych koła prawie wyłącznie są frezowane, ze względu na możliwie największą długotrwałość. Zęby surowe nie mogą być nigdy dostatecznie dokładne, wynikiem czego niedokładności cynema-

tyczne i wstrząsy, powodujące szybkie ścieranie się zębów. Wyjątkowo tylko koła ostatniej wolnobieżnej przekładni wykonywane są jako surowe w tych wypadkach, gdzie jako frezowane byłyby zbyt drogie. Koła surowe spotykamy dość często w mechanizmach prostszych dźwignie ręcznych, nie wymagających zwartości wykonania. Wszelkie jednak wciągniki ręczne, które muszą być małe i lekkie, a które przeto robione są z materiałów mocniejszych / stal zlewna, staliwo/ mają koła również frezowane.

Dla zmniejszenia hałasu przekładni szybkobieżnej przy silniku stosowano koła z krążków skórzanych / Zbiór rys. Tb XVII rys. 146a i 146b/ sklejonych pod wielkim ciśnieniem w jednolitą całość; koła takie nie wytrzymują płynnego smaru wobec czego smarowane są grafitem.

W nowoczesnych wciągnikach elektrycznych typu amerykańskiego / str. 171 i 174 / we wciągarkach suwnic konstruowanych na wzór tych wciągników oraz w wózkach elektrycznych / str. 189 / i ciągnicach str. 195 niezbędnym jest ze względu na zwartość *Konstrukcji* stosować materiały wysoko wytrzymałe jak stal zlewna oraz stal niklową i chromoniklową, poddając je odpowiedniemu hartowaniu dla utwardzenia powierzchni.

c/ Obliczenia podziałki i długości zębów.

Wymiary zęba odpowiadać powinny, jak wiadomo, warunkowi wytrzymałości i warunkowi odporności na ścieranie. Danych naukowo ściśle uzasadnionych dla obliczenia zębów, dotychczasowa wiedza techniczna nie posiada. Stosowane są różne reguły praktyczne. Nie można bezkrytycznie korzystać z pierwszej lepszej do obliczenia dźwignic, lecz należy wybrać taką metodę i takie dane, które uwzględniają specyficzne cechy mechanizmów dźwignic.

Dźwignice przeciętne, z wyjątkiem ostatnio wyżej wymienionych, wykonywane są z niewysoką/zgrubną dokładnością. Z tego powodu a również z racji, iż części mechanizmu umieszczone są na ostożnicach z żelaza kształtowego, które z natury swej nie sprzyjają dokładności ustawienia - w kołach zębatych zachodzi może stykanie się nie całą długością zęba / rys. 144a /, lecz jego brzegiem / rys. 144b /, skutkiem czego ząb zagrożony jest nie w przekroju  $KLMN$  <sup>pnia</sup>, lecz w przekroju ukośnym  $STUV$ . Przez wzgląd na to dla obliczenia wytrzymałości miarodajnym <sup>jest</sup> ten przekrój ukośny. Równoważnym mu co do wytrzymałości przy założeniu obciążenia równomiernie rozłożonego jest zab nie faktycznej długości, lecz

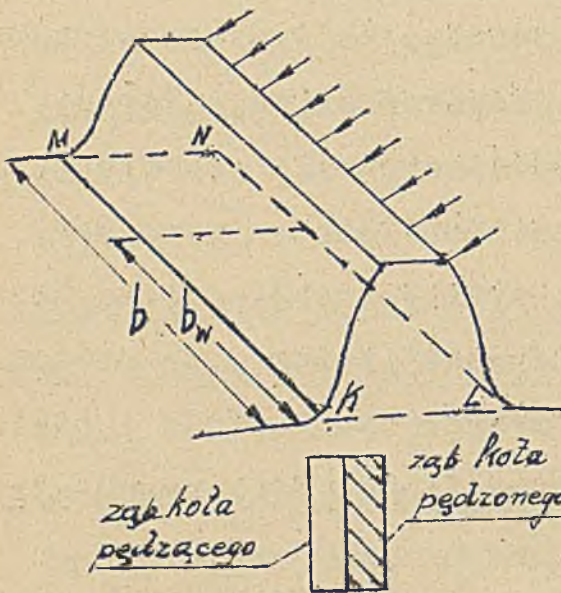


o długości wytrzymałościowej  $b_w$  - wobec czego dla obliczenia zęba na wytrzymałość służy równanie

$$P = \frac{M}{R} \leq C_w b_w t$$

gdzie  $P$  - siła na obwodzie koła podziałowego,  $M$  - moment podawany,  $R$  - promień koła podziałowego,  $C_w$  - współczynnik wytrzymałości przeciętnie = 0,065

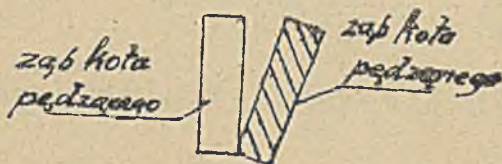
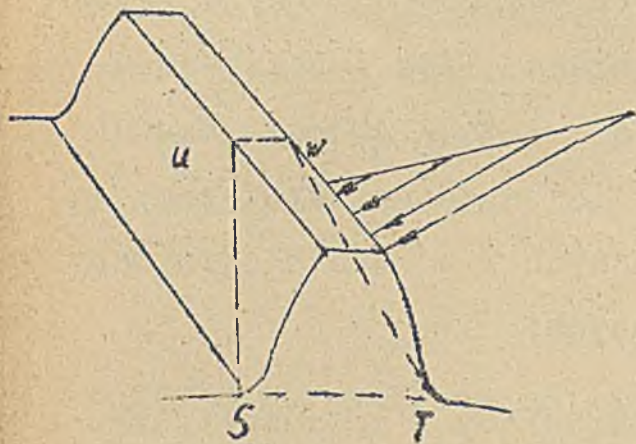
$t$  - podziałka<sup>x</sup>, Długość



rys. 144a

$b_w$  zależy od tego, czy mniej, czy więcej ukośnie zęby się ustawiają. Dla dźwignic przeciętnych można przyjąć wartość przyjmowaną przez Bacha dla maszyn mało dokładnych  $b_w = 2t$ .

<sup>x</sup> Szczegółowe wyjaśnienie pochodzenia powyższego równania, jak również wyjaśnienie, dlaczego zamiast siły istotnie obciążającej ząb przyjmuje się zazwyczaj siłę obwodową  $P$ , znajdzie czytelnik u S. Łukasiewicza "Maszynoznawstwo" w/g wykładów dla inżynierji lądowej i wodnej cz. I wyd. B.P.S. Polit. Warszawskiej 1926 r. str. 122 - 128.



rys. 144b.

Warunek odporności na ścieranie, który uwzględnia także wpływ obciążeń natury dynamicznej od uderzeń jakie zachodzą wskutek niedokładności wykonania zębów streszcza się w równaniu  $P = c_g b t$ , gdzie  $c_g$  — właściwy współczynnik, uwzględniający dopuszczalne ścieranie, a także wymienione wyżej wpływy niedokładności wykonania,  $b$  — długość rzeczywista zęba<sup>x)</sup>

Ponieważ zab odpowiadać powinien obu wyjaśnionym warunkom, to zęby należy obliczać w następujący sposób: 1/ Z pierwszego

$$P = \frac{M}{R} = M : \frac{z t}{2R} = c_m b_m t$$

obliczamy podziałkę, lub najlepiej odrazu moduł w mm.

x) Pochodzenie równania p. S. Łukasiewicz 'Maszynoznawstwo str. 133 - 135.

$$m = 5,9 \sqrt[3]{\frac{M}{27C_7}}$$

— ścisłość wymaga przytem, aby liczyć według koła pędzącego / gdyż przypada nam nie tylko praca odebrana, lecz i pokrywanie strat zazębienia /, przeto  $M$  w *kgcm.* moment koła pędzącego  $Z$  liczba zębów; wybieramy ją stosownie do reguł podanych w a/ wynik otrzymany zaokrąglamy do norm używanych;

2/ Długość rzeczywistą określamy z połączenia warunku pierwszego i drugiego:  $b = 2t \frac{C_w}{C_7} = 2 m \ddot{n} \frac{C_w}{C_7}$  z tem zastrzeżeniem, że  $b$  nie może być gdyż sprzeczne byłoby to z warunkiem pierwszym. -

d/ Wybór współczynników  $C_w$  i  $C_7$  oraz długość zębów w dźwignicach silnikowych dla mechanizmów obciążanych ciągle w jednym kierunku / kategoria II - mechanizmy podnoszenia wszystkich dźwignic z wyjątkiem podnosników osobowych i towarowych, mech. przyciągarek, obciążonych jednokierunkowo; przy opuszczaniu przymusowem powstaje w mevhanizmach podnoszenia zmiana kierunku obciążenia, jest ono jednak niezna- czne i dlatego wpływ zmiany pominięty/.

W ogólnem budownictwie maszyn dla współczynnika  $C_7$  w maszynach z ruchem ciągłym, stosowane są

liczby uzależnione od prędkości biegu kół, albo według praktyki niemieckiej, albo według amerykańskiego wzoru Lewis'a. Srednie wartości z liczb stosowanych przez różne fabryki niemieckie dadzą się wyrazić wzorem wprowadzonym przez Dalchau'a / p. Maschinenbau 2 r. 1925 /:

$$C_7 = C_0' \left( 1 - \frac{1}{6} \sqrt{u} \right) \quad \text{gdzie } C_0 -$$

spółczynnik zależny od materiału,  $u$  - prędkość biegu kół w  $\frac{m}{sec}$ , przy czym wzór ważny jest do granicy  $u \leq 16 \frac{m}{sec}$ . Według zaś wzoru Lewis'a

$$C_7 = C_0'' \cdot \frac{1}{1 + \frac{u}{180}}$$

Przy prędkościach  $6 \div 12 \frac{m}{sec}$  między liczbami niemieckimi, a liczbami Lewis'a nie ma żadnej prawie różnicy, przy prędkościach poniżej  $6 \frac{m}{sec}$  wzór niemiecki daje wielkości ostrożniejsze. Dlatego przyjmuję go jako podstawę dla niżej wskazanych liczb miarodajnych dla dźwignic.

Jak wielkie współczynniki należy stosować przy obliczaniu dźwignic? Jest jasne, iż zgodnie z wywodami na str. 263 / 272, nie należy przyjmować  $C_w$  i  $C_7$  jako jednakowe dla wszystkich dźwignic, lecz jako różne, uzależnione od stopnia natężenia pracy dźwignicy. Wobec tego liczby wprowadzone przez Dalchau'a ze

wzoru  $C_7 = C_0 (1 - \frac{1}{6} \sqrt{u})$  przyjmuję jako ważne dla stopnia pośredniego między  $S_{II}$  i  $S_I$ . Uważam, iż ten stopień jest pod względem obciążenia równoważny przeciętnemu w ogólnem budownictwie maszyn; że zaś dźwignice  $S_{II}$  z powodu drgań są niekorzystniej obciążone, współczynniki  $C_7$  dla stopni  $S_I, S_{II}, S_{III}, S_{IV}$  otrzymamy mnożąc liczby te odpowiednio przez:

$\frac{16}{13}, \frac{14}{13}, \frac{12.5}{13}, \frac{10}{13}$ . Na podstawie analogicznych przesłanek i liczb przeciętnych pośredni

	Żelazo	Bronz na fosfor- zowy	Stalwo	Żelazo Złote	Stal Złota zależnie od szybkości	Stal niklowa	Stal chromo-niklowa kartonowa oraz Cpx
$C_n$	24x26	43	48x52	58	65x80	125	165

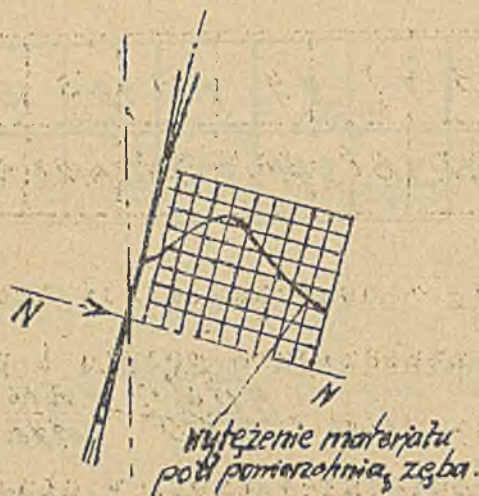
Spółczynnik  $C_n$  dla stopni  $S_I, S_{II}, S_{III}, S_{IV}$  otrzymamy mnożąc liczby te odpowiednio te same mnożniki, jak dla  $C_7$ . Z tego wynika, iż długość zęba  $b = 2t \cdot \frac{C_n}{C_7}$  jest dla dźwignic wszystkich stopni jednakowo zależną tylko od prędkości biegu kół. Długość ta na podstawie liczb wyżej przytoczonych:

dla $u \%$	1	2	3	5	7	9	11	13	15
$b$	$= 2t$	$2,2t$	$2,4t$	$2,7t$	$3t$	$3,4t$	$3,7t$	$4,2t$	$4,7t$

Z powyższego widzimy, iż obliczenie kół zębatach sprowadza się tylko do znalezienia modułu i podziałki, poczem po określeniu  $u = \frac{\pi d n}{60} = \frac{21000}{10100}$  obliczamy na podstawie ostatniej tablicy długość właściwą tej prędkości.

e/ Zwiększenie trwałości zębów przez zahartowanie powierzchni stosowane jest w bardzo wyteżenie pracujących mechanizmach, jak automobile, tramwaje, lokomotywy elektryczne. Może być również zastosowane w dźwignicach stopnia  $S_{II}$ . Jeżeli tylko głębokość zahartowania jest właściwa, to trwałość może być nader poważnie podniesiona / t.np. F. Krupp A.G. w swych reklamach podaje, iż zęby w kole stalowym niehartowane starte zostaną do połowy po przepracowaniu 4000 wozokilometrów, gdy cementowane i zahartowane pozostaną prawie nieużyte po 214000 wozokm. /.

Chodzi tu o zabezpieczenie przed zgniotem na tej głębokości, w której występuje najniebezpieczniejsze wyteżenie materiału. Teoretyczne wyjaśnienie powyższego



rys. 144 c.

/ rys. 144c /, zapoczątkowane przez Timoszenkę na podstawie teorii Hertza o ścisnieniu dwóch walców, znajdzie czytelnik w pracy prof. H. Mierzejewskiego "O wytrzymałości zębów w kołach zębatych" / Przegl. Techn. r. 1927 N. 22, a również N.3 / .

f / Wybór współczynników  $C_w$ ,  $C_f$  i długość  $b$  zębów w dźwignicach silnikowych dla mechanizmów obciążanych w zmiennych kierunkach / mechanizmy przesuwu, obracania, jakoteż mechanizmy podnośników osobowych i towarowych, oraz przyciągarek, obciążonych zmiennokierunkowo / .

Obciążenia w tych wypadkach należą do wahliwych kategoria III. Według tablicy Bacha należałoby stosować dla  $C_w$  wartości dwukrotnie mniejsze, niż dla mechanizmów stale jednokierunkowo obciążanych. Ponieważ jednak sposób liczenia zębów wyprowadzony wyżej oparty jest na bardzo dużym zabezpieczeniu<sup>\*)</sup>, wystarcza

<sup>\*)</sup> p. S. Łukasiewicz "Maszynoznawstwo" cz. I str. 125 i 126

dla  $(C_w)_{III}$  przyjmować  $\frac{2}{3}(C_w)_{II}$ , gdzie  $(C_w)_{II}$  według poprzednio wyjaśnionego w p.d/.

Spółczynnik  $C_7$  wobec tego, że ujmuje głównie wpływ ścieralności, pozostaje taki, jak w mechanizmach jednokierunkowo obciążanych.

Wobec tego i zastrzeżenia, że  $b$  nie może być  $< 2t$ .

dla $u$ m/sec.		$\approx 7$	$= 9$	$= 11$	$= 13$	$= 15$
$b$	$=$	$2t$	$2,3t$	$2,5t$	$2,8t$	$3,2t$

g/. Obliczenie pary kół zębatach z różnorodnych metali, co robione jest niekiedy w przekładni przy silniku, uskutecznia się według

$$P = 8t^2 \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2 + 2\sqrt{C_1 C_2}}$$

gdzie  $C_1$  i  $C_2$  odpowiednie współczynniki wytrzymałości dla zębów koła pędzącego i pędzonego. Grubość zębów na kole podziałkowym odpowiednio:

$$S_1 = \frac{C_2}{C_1 + C_2} t \quad \text{oraz} \quad S_2 = \frac{C_1}{C_1 + C_2} t \quad . \text{ Długość jak wyżej w pp. d.c.}$$

h / Obliczenie pary kół zębatach: pędzące ze skóry



pędzone z żeliwa. Wytrzymałość skóry jest niewiele mniejszą od żeliwa, natomiast oporność jej przeciw ścieralności jest bardzo mała. Dlatego koła te należy liczyć następująco:  $b = 3t / 5t$  niezależnie od tego, czy obciążenie jest jedno - czy zmiennokierunkowe; podziałka zaś z równania  $P = C_7 b t$  gdzie  $C_7 = 8 \text{ kg/cm}^2$ , lub odrazu moduł w mm:  $m = 5,9 \sqrt[3]{\frac{M}{(3/5)ZC_7}}$

i / Obliczenie kół zębatych do dźwignic ręcznych.

Prędkość biegu ich jest  $\leq 1 \text{ m/sec}$ . Dlatego długość

$b$  przyjmujemy niezależnie od tego, czy obciążenie jest jedno - czy zmiennokierunkowe  $= 2t$  i moduł obliczamy według:  $m = 5,9 \sqrt{\frac{M}{22C_7}}$ .

Koła wykonywane są często jako surowe / p. str. 414/. Dźwignice ręczne pracują często na dworze w warunkach zanieczyszczających zęby, wykonanie mechanizmów jest często tanie, przez to niezbyt staranne - wszystko to trzeba uwzględnić przy wyborze współczynnika wytrzymałościowego.

Wobec tego i wywodów na str. 283, a także uwagi na str. 264 dla mechanizmów obciążonych jednokierunkowo:

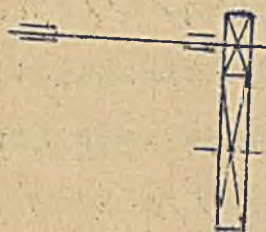
	Żeliwo		Stalino		Stal zlewna
	surowe	frezowane	surowe	frezowane	frezowane
dźwignia stopnia $P_{II}$	22	28	50	60	90
dźwignice stopnia $P_I$	25	30	55	65	100

Przytem w dźwignicach z surowymi kołami żeliwnymi przyjęto zazwyczaj liczbę rubryki pierwszej uważać jako średnią i miarodajną dla przekładni środkowej, natomiast dla przekładni przy bębnie  $C_w = 25$  wzgl. 28 a dla przekładni przy korbie 18 wzgl. 21. Poza tem we wciągarkach ręcznych z kołami zębatymi żeliwnymi nieosłoniętymi, a pracującymi na dworze, nie przyjmuje się podziałki mniejszej niż 7/17 a to z powodu niebezpieczeństwa ułamania zębów wskutek dostania się między zęby ciał obcych. W zębach osłoniętych ten przepis oczywiście nie potrzebuje być zachowany.

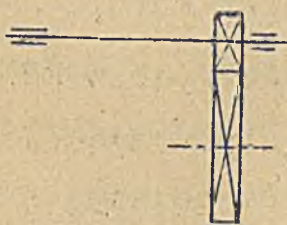
W mechanizmach obciążonych zmiennokierunkowo  
 $b = 2t$  ,  $C_w = \frac{2}{3}$  x odpowiednia liczba z powyższej tablicy.

16 . Umieszczenie kół zębatach, wałki, łożyska i ostojnice dla przekładni zębatach. Smarowanie. Osłony.

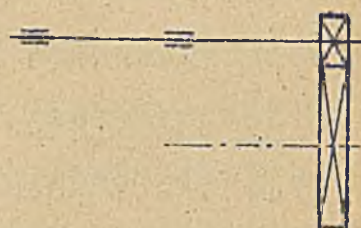
Wyżej wyjaśniono, iż dla wytrzymałości, a w szczególności trwałości zębów koniecznym jest, aby zęby przylegały możliwie dokładnie na całej swej długości i wykonywały bieg możliwie najmniej drgający i możliwie najwięcej prawidłowy. Dlatego powinny one być umieszczane możliwie między łożyskami i to najlepiej tuż przy łożysku / rys. 147a /; jeżeli zaś ustrój wymaga umieszczenia poza łożyskiem, to bezwzględnie musi koło znajdować się tuż przy łożysku / rys. 147b /, umieszczenie odległe od łożyska / rys. 147c / byłoby zupełnie błędne.



rys.147a



rys.147b



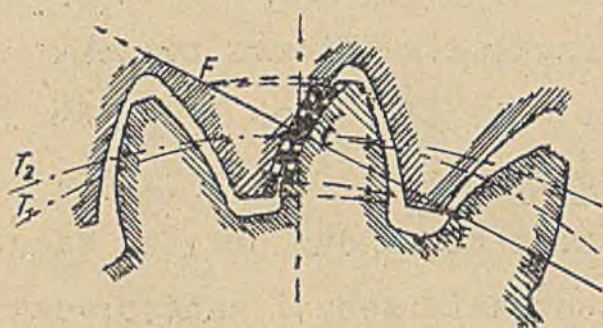
rys.147c

Wałki kół muszą być dostatecznie sztywne. Łożyska powinny być mocne, aby nie nastąpiło rozluźnienie połączenia wałków, pociągające za sobą nieprawidłowy bieg zębów.

Jasne jest, iż i ostojnice pod mechanizmy powinny być dostatecznie sztywne nie dające powodu do drgań. Koła zębate powinny być smarowane. Koła wolnobieżne smarowane są smarem gęstym /np. mieszanka: 4 części łożu + 1 część grafitu + olej mineralny /, porcję którego nakłada się co pewien czas na powierzchnię zębów, koła szybciej biegnące w szczególności przy silniku powinny być smarowane stale. Dlatego muszą być umieszczane w skrzynce. Przykład w Zbiorze rysunków Tb. XVIII rys. 147, jakoteż Tb. XVII rys. 148. Jako smar służy tu olej cylindrowy, zapełniający skrzynkę do pewnego poziomu tak, że zęby za każdym obrotem zanurzają się w oleju. Skrzynka osłania zęby i zabezpiecza od przedostawania się pyłu, mogącego powiększyć ścieranie. Ponadto zapewnia dokładność wzajemnego położenia kół. W wielu konstrukcjach amerykańskich skrzynki takie przewidziane są dla wszystkich kół mechanizmu. Ustrój taki jest drogi, ale zapewnia długotrwałość zębów /dokładne położenie kół, dobre smarowanie, zabezpieczenie od pyłu.

17. Koła zębate walcowe z uzębieniem wewnętrznym - dają możliwość ukształtować zespół mechanizmu w całość bardziej zwartą, dlatego używane są w mechanizmach

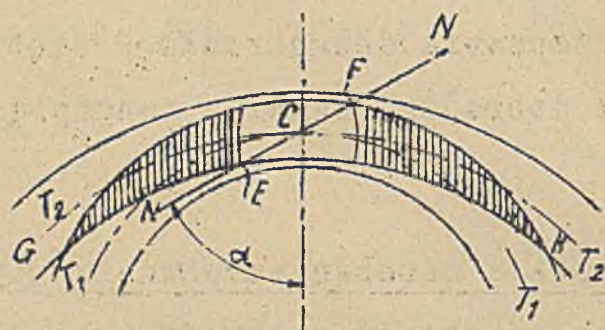
wciągników typu amerykańskiego z przekładniami planetarnymi i zwykłymi / str. 172, 174 /. Spotkać je można również w mechanizmach obracania żórawi. Uzębienie wewnętrzne jest pod względem ścierania zębów w znacznie korzystniejszych warunkach, gdyż w nich zarys wypukły przylega do wklęsłego, a pozatem poślizg zęba po zębie jest mniejszy / rys. 145a /.



rys. 145a

krańcowymi punktami przyporu wzajemnie sobie nie przeszkadzając.

Wobec tego długości zębów mogą być mniejsze. W przekładniach z uzębieniem wewnętrznym zachodzi obawa, czy zęby w obszarach na rysunku akreskowanych poza *FiE* mogą poruszać się



rys. 145b

Dlatego należy każda przekładnię zbadать dokładnie, wykreślając drogi względne wierzchołków zębów i gdyby wykazana została

przeszkoda, usunąć ją przez następujące sposoby:

a/ zwiększanie okresu przyporu czyli rozsuwanie

punktów  $E$  i  $F$  drogą zwiększenia kąta  $\alpha$  ,

b/ zmniejszanie wysokości wierzchołków czyli zbliżanie p.  $G$  i  $H$

18 . Koła zębate walcowe z uzębieniem daszkowem

/ Tb. XVII rys. 148 / są w dźwignicach elementem

bardzo rzadko stosowanym wobec trudności dokładnego

wykonania zespołu nie tylko zębów, lecz i bardzo do-

kładnego mocnego ustawienia osi. Mogą opłacić dla

przekładni przy silniku dźwignic o bardzo dużym udź-

wigu. Wobec zwiększenia w tym zazębieniu łuku przypo-

ru o skok zęba, liczba na kole małym może być zmniej-

szone aż do 4 i przez to może być uzyskana wysoka

przekładnia obrotów powyżej  $10 : 1$  przy małych

wymiarach. Obliczanie według  $P = C_p b t_n$  gdzie  $t_n$

podziałka mierzona w płaszczyźnie prostopadłej do osi

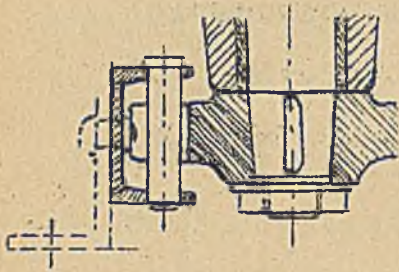
zęba  $b = (4 \cdot 5) t_n$ .

19 . Uzębienie palczaste

/ rys. 145c / używane jest do dużych wieńców zęba-

tych przy mechanizmach obrotu dużych żórawi i obrot-

nic kolejowych str. 205 , a to z racji znacznie



rys. 145c

większej łatwości wykonania  
i znacznie mniejszej wagi  
niż wielkich lanych wień-  
ców żeliwnych lub stalowych.  
Ze względu na niekorzystne  
warunki ścieralności palce  
powinny być z twardej stali.

## 20 . Koła zębata stożkowe.

Wykonanie kół stożkowych jest trudniejsze, niż walco-  
wych z zębami prostymi. Ustawienie kół dla osiągnię-  
cia prawidłowej pracy jest w dźwignicach / z racji  
charakteru budowy / trudne. Napór międzyzębny powo-  
duje nacisk poosiowy, dążący do rozsunięcia kół, wo-  
bec czego koła te należy dobrze zabezpieczyć od prze-  
suwu.

Powyższe powody skłaniają do tego, iż w dźwigni-  
cach unikamy o ile można kół stożkowych, tembardziej  
w przekładniach szybko wirujących. Nie dadzą się u-  
niknąć w mechanizmach przesuwu dźwignie bramowych ,  
/ str.144 / bramo-mostowych / str.202/, żórawi jedno-  
szynowych /str.187/, żórawi postropowych / str.182/;  
aby zmniejszyć tu, możliwie niekorzystne warunki pracy  
tych kół, stosuje się je tylko na wałkach wolnobież-

nych i z przekładnią nie wyższą niż 1:4. Ilość zębów nie za mała ze względu na mogące zajść nieprawidłowości przylegania.

## 21. Przekładnia ślimakowa.

Tu również, jak w kołach zębatych, omówione będą niektóre tylko punkty pod kątem zastosowania do dźwignic.

a/ Ustrój ślimaka i ślimaczniczy, materiał, wymiary zębów, przekładnia obrotów, ilokrotność zwojności

Ślimaki wykonywane są przeważnie jako jednolite z wytrzymałej i twardej zlewnej stali martenowskiej a nawet ze stali tyglowej, aby otrzymać cienki rdzeń, a przez to możliwie większy kąt pochylenia zwoju  $\alpha$  i większy stopień sprawności. Dla zwiększenia twardości ślimaki bywają hartowane; hartowanie jednak wywołuje zwichrowanie zwojów tak, że konieczne jest oszlifowanie po zahartowaniu. Ślimacznice / koła ślimakowe / wykonywane są bardzo rzadko do małych sił i rzadkiej pracy z żeliwa, z reguły zaś jako złożone: wieniec z twardego brązu fosforowego na kole z żeliwa.

Stosowane jest uzębienie ewolwentowe o pochyleniu



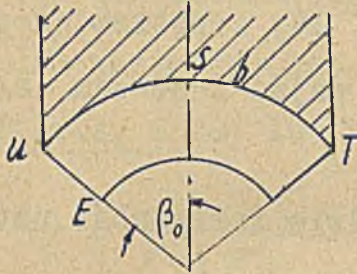
tworzącej  $75^\circ$  w przekroju środkowym, przeprowadzonym przez osie ślimaka i ślimacznicy, zarys zębów ślimacznicy jest taki, jak w kołach zębatych walcowych. Moduł wybieramy przeważnie w mm. według norm przyjętych dla kół zębatych. Przy wyborze takim skok zwoju ślimakowego  $S = m\pi z = 3,14 m z$  gdzie  $z$  - ilokrotność zwojności; dla nacinania zwoju na tokarni ze śrubą pociągową, mającą skok w calach potrzeba mieć koła zmianowe o 127 i 157 zębach.

Rzadziej spotkać można podziałki wyrażone w miarze angielskiej według przyjętych w tym systemie części cala. - Wymiary zęba dla ślimacznicy o liczbie zębów nie mniej niż 30 - normalne / wysokość wierzchołka  $= m$  , wysokość pnia  $1\frac{1}{2}m$  / - co wyjaśnia str. 409.

Dla liczby zębów  $Z$  na ślimacznicy mniej od 30 należy zastosować korektę przez przesunięcie profilu zębów ślimacznicy, czyli zwiększenie średniego promienia ślimaka o  $\chi m = (1,17 - 0,033 Z)m$ , pozostawiając promień podziałowy ślimacznicy niezmiennym; wobec czego odległość środków  $= R + r + \chi m$ .

Zarys zębów w przekrojach równoległych do płaszczyzny środkowej wypływa z cinematyki zazębienia z zarysami ślimaka w tych przekrojach i otrzymuje się sam przez frezowanie.

Grubość zęba na samym końcu zmniejsza się stopniowo im dalej od przekroju środkowego i może przy pewnym kącie  $\beta_0$  / rys. 149a / zejść w punkcie  $E$  na zero. Wykresy / rys. 149b / wskazują do jakiej

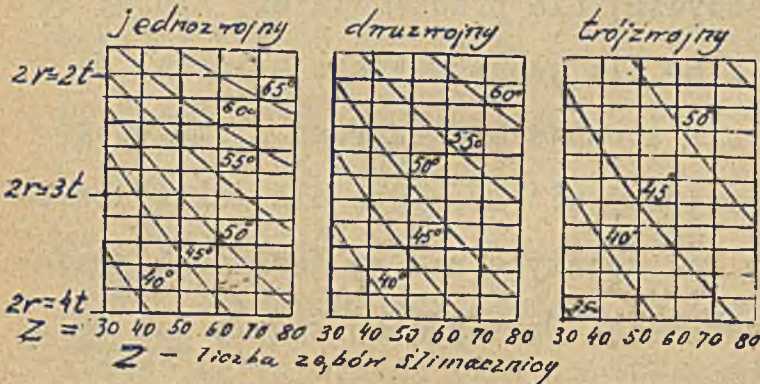


rys. 149a.

graniczy można doprowadzić  $\beta$ , aby grubość w p.  $E$  była jeszcze  $\approx 0,1t$ . Dla otrzymania możliwie największego pola przyporu, a także możliwie największych wymiarów przekładni ślimakowej, staramy się

wykonać długość zęba / mierząc ją w rzucie po łuku

$U ST$  u podstawy zęba / możliwie =  $2,5t$ . Gdyby

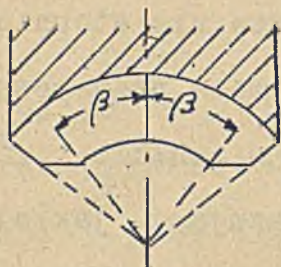


rys. 149b

długość taka nie dała się osiągnąć przy kątach  $\beta$  według wykresów, można je przekroczyć -

oczywiście jednak wtedy / rys. 149c / wierzchołki

$F$  nie mogą istnieć i zęby ocięte są po obu bo -



rys. 149c

kach według powierzchni walcowej. Niekiedy obcięcie podobne robione jest zaczynając od mniejszego  $\beta$ , niż podają powyższe wykłady. A to dlatego, aby zapobiec nieprawidłowościom zazębienia, mogącym zajść z powodu błędów wykonawczych.

We wciągarkach ręcznych, gdzie dokładność ustawienia jest mniejsza,  $b = (1,5 \div 2) t$

Przekładnia obrotów teoretycznie może być dowolnie duża, jednak zespół ślimakowy staje się przy bardzo dużej przekładni zanadto drogi tak, że ze względów ekonomicznych zazwyczaj nie przekracza się liczby 30 dla dwuzwojnego i 60 dla jednozwojnego ślimaka. Zazwyczaj również nie stosuje się zespołu ślimakowego do przekładni mniejszej niż 15, gdyż dla takiej przekładni dwie pary kół zębatych nie są droższe i pracują z lepszą sprawnością. Obie podane reguły nie są oczywiście przepisem niewzruszonym.

Ilorotność zwojności w mechanizmach przeciętnych wynosi przeważnie 2. Ślimaki trójzwojne mają wyższy stopień sprawności i dlatego są bardzo pożądane, jed-

nak są droższe. Slimaki jednozwojne mają stopień sprawności zbyt mały tak, że można je stosować jedynie wyjątkowo do mechanizmów rzadko pracujących.

### b/. Obliczenie głównych wymiarów

zespołu ślimakowego przeprowadzać należy w porządku następującym: 1/ Obliczamy prowizorycznie podziałkę w cm. lub moduł w mm. według

$$t = \sqrt{\frac{2\pi M_k}{\lambda Z C}} \quad , \quad m = 5,9 \sqrt{\frac{M_k}{\lambda Z C}} \quad ,$$

zaokrąglając do norm przyjętych.  $M_k$  - moment w cm odbierany przez koło ślimakowe / przy określaniu jego należy mieć na uwadze str. 249, 253, 256, 258, 281/.  $\lambda = \frac{b}{t}$  - stosunek długości  $b$  /mierzonej jak w p.a./ do podziałki  $t$ ,  $Z$  - liczba zębów na kole ślimakowe =  $\zeta \cdot i_{sl.}$   $i_{sl.}$  - przekładnia obrotów,  $\zeta$  - ilokrotność zwejności,  $C$  - spółczynnik obliczeniowy. Jego wartość powinna być taką, aby wynik obliczenia zapewniał dostateczną wytrzymałość zęba, dostateczną odporność przeciw ścieraniu oraz zabezpieczenie przeciw nadmiernemu zagrzaniu się z powodu pracy tarcia przy poślizgu ślimaka o zęby ślimacznicy. Pod względem wytrzymałości zęby ślimacznicy są korzystnie obciążone /przy dwuzwojnych 3 zęby w styku/. Wobec tego w mechanizmach jednokierunko-

wo obciążanych wytrzymałościowa wartość C może dla bronzu fosforowego dochodzić do 60, w mechanizmach zaś zmiennokierunkowo obciążanych, jak wyżej w kołach zębatych, do  $2/3 \cdot 60 = 40$ .- Wielkość spódkzynnika  $C$ , uwzględniającego odporność przeciw ścieraniu i zagrzaniu się, należy - poza zależnością od szybkości obwodowej ślimaka, co uzasadniono w dopisku +/- - uzależnić od stopnia natężenia pracy dźwignicy,

-----

+ / Warunek odporności przeciw ścieraniu wyrazić można podobnie jak w kołach zębatych równaniem:

$$Q = c b t = c n t^2 .$$

Warunek zabezpieczenia przeciw zagrzaniu wyraża Stribeck /w pracy "Versuche mit Schneckengetrieben" Z d.V.d.i.1897 r./ na podstawie doświadczeń równaniem:

$N = k z t^2$ , gdzie  $N$  - moc podawana przez ślimak,  $k$  - wartości doświadczone, zależne od liczby obrotów, przy których temperatura oleju smarującego dochodzi po pewnym nieprzerwanym okresie pracy do temperatury  $60^\circ$ , najkorzystniejszej dla sprawności, a której przeto nie należy przekraczać. Z obu tych warunków przekształcając drugi:

Przemawiają zatem względy, wyłuszczone na str. 255-272 i uzupełnione przez wymienione w dopisku doświadczenia Stribecka nad zagrzewaniem zespołu ślimakowego / liczba  $K$ /. Zgodnie z tem dla mechanizmów dźwignic stopnia  $S_{\bar{m}}$  zarówno jednokierunkowo jak i zmiennokierunkowo obciążonych przyjmuje:

przy szybkości $U$ m/sec. na obwodzie podziałowym ślimaka						
$\bar{z} = 1$	2	3	4	5	6	7
35	28	24	20	17	14	12

wielkość zaś współczynników dla dźwignic stopnia

$S_{\bar{r}}, S_{\bar{z}}, S_{\bar{t}}$  znajdziemy, mnożąc wartości tej tablicy odpowiednio przez  $10/12,5, 14/12,5, 1,2 \cdot \frac{16}{12,5}$ ; dla

dźwignic ręcznych  $(C_{Rz}) = (C_{St})$  oraz

$(C_{Rr}) = 1,1 (C_{St})$ . Wobec powyższego a także

$\eta_{St} N = \eta_{St} K \gamma t^2 = \frac{Q}{75} \cdot \frac{UR}{r \cdot l_{St}}$ , znaleźć można te wartości  $C$ , które odpowiadać będą warunkowi za-

bezpieczenia przeciw zagrzaniu:

$$C = \frac{75 \eta_{St} K \cdot \gamma}{R} : \frac{U \cdot R}{r \cdot l_{St}} \dots \text{Jak widać współczynnik}$$

$C$  jest odwrotnie proporcjonalny do szybkości obwodowej -ślimaka i wprost proporcjonalny do liczby  $K$ , która według doświadczeń jest tem większa, im ślimak krócej nieprzerwanie pracuje.

zastrzeżenia co do wielkości współczynnika wytrzymałościowego, wszystkie koła ślimakowe zarówno jednokierunkowo jak i zmienno-kierunkowo obciążone liczyć będziemy według współczynnika ścieralności i zagrzewania z tem jednak, iż w pierwszych współczynnik  $C$  nie może być  $> 60$ , w drugich nie może być  $> 40$ .

Koła ślimakowe z żeliwa stosowane są jedynie do mechanizmów napędzanych  ręcznie . Dlatego miarodajnym jest dla nich współczynnik wytrzymałościowy

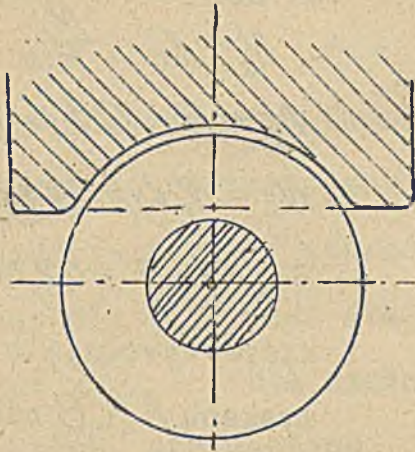
$$\left( C_{R_I} \right) = 28 \cdot 30, \left( C_{R_{II}} \right) = 30 \cdot 33.$$

We wciągnięciach dla zmniejszenia wymiarów wypada podnosić wielkość  $C$  do możliwie najwyższych granic . Nie jest to racjonalne ani z punktu ścieralności, ani z punktu wytrzymałości. Wytrzymałość można zwiększyć przez kształt rys.149d.

2. Zależnie do rodzaju dźwigni i jej celów oraz wynikającej z tego konstrukcji zespołu ślima-

xx)

Wartości powyższej tabliczki i mnożniki wybrane zostały ostrożnie na podstawie danych podawanych przez Krella / Entwerfen im Kranbau / i przeliczeń wyników doświadczeń Stribeck'a.



rys. 149d.

kowego określamy kąt pochylenia zwoju ślimakowego  $\alpha$  z równania dla ogólnej sprawności / p.str.123 i 124 /:

$$\eta_{s'zr} = \frac{f_{ga}}{(1+\psi) f_g (\alpha + \delta')}$$

W równaniu tem  $\eta_{s'zr}$  został uprzednio wybrany w pewnych granicach przy obliczaniu

głównem mechanizmu /a.m. przy

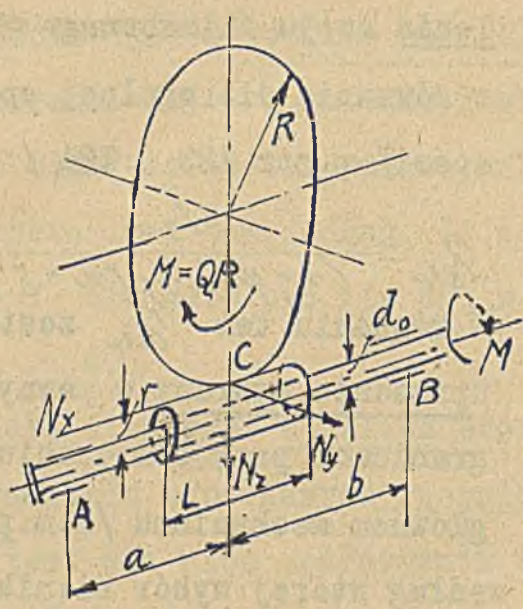
obliczaniu mocy silnika, według której wybór silnika, ustalenie jego liczby obrotów, dalej obliczenie przekładni obrotów rozdzielenie na przekładnie poszczególne - poczem liczenie szczegółów /;  $\delta'$  oraz  $(1+\psi)$  dane są przez wykonanie i konstrukcję.

/ . Obliczamy pro wizorycznie średnicę rdzenia ślimaka, jaka wypadłaby przy obliczonej wyżej podziałce:

$$d_o = 2r - 2.1 \frac{1}{6} m = \frac{2m\bar{u}}{u f_{ga}} + \frac{7m}{3} = m \left( \frac{2}{f_{ga}} - \frac{7}{3} \right)$$

4. Sprawdzamy , czy wymiar ten będzie dostateczny wobec obciążenia złożonego, a.m. / por. str. 121 i 122 / : skręcania / rys.149e/ w mechanizmach silnikowych momentem  $M = M_{etr}$  / p.str.250, 255, 257, 260, odpowiednio przeliczoną na oś ślimaka i gięcia





rys. 149e.

od sił:

$$N_x \approx Q = \frac{M}{R}$$

$$N_y \approx P = Q \operatorname{tg}(\alpha + s')$$

$$N_z = N_x \operatorname{tg} \beta = Q \operatorname{tg} \beta = Q \operatorname{tg} 15^\circ = 0,27 Q,$$

które wywołują w łożyskach A i B odpowiednie odpory:

$$A = \sqrt{(A_x + A_z)^2 + A_y^2}$$

$$B = \sqrt{(B_x - B_z)^2 + B_y^2}$$

i momenty gnące w

przekroju C: Aa, Bb. Miarodajnym dla dalszego obliczenia jest większy z nich, ponieważ zaś przeważnie

$$a = b \text{ przeto jest nim } Aa = Mg.$$

Gdyby ślimak składał się tylko z wałka o średnicy rdzenia  $d_0$ , to / według teorii, iż miarą wytrzymałości jest największe wydkużenie / naprężenie zastępcze w nim byłoby

$$\sigma_z = \frac{1}{91d^3} (0,35 \frac{Mg}{k_g} + 0,65 \sqrt{Mg^2 + \alpha_0^2 M^2},$$

gdzie  $\alpha_0 = \frac{k_g}{1,3k_g}$ . Nie powinno ono przekraczać dopuszczalnego  $k_g'$ . Gdyby  $\sigma_z > k_g'$  to rdzeń nie jest dostatecznie mocny i należy go powiększyć, o czym niżej. Dla mechanizmów silnikowych jednokierun-

kowo obciążonych  $\alpha_0 = \frac{(k_g)_{\text{II}}}{13(k_0)_{\text{II}}}$  i dla stali zlewnej z uwagi, iż największe naprężenie, odpowiadające momentowi  $M_{\text{elr}}$  jest krótkotrwałe w stosunku do powtarzających się naprężeń od  $M_g$ , — należy dla  $k_0$  wybrać największą wartość dopuszczalną, dla  $k_g$  zaś średnią, wobec czego  $\alpha_0 = \frac{500}{13 \cdot 960} = 0,4$ . Dla mechanizmów silnikowych zmiennokierunkowo obciążonych  $\alpha_0 = \frac{(k_g)_{\text{III}}}{13(k_0)_{\text{III}}} = 0,8$ .

Naprężenie  $k_g'$  w obu wypadkach dla dźwigni  $S_{\text{II}}$  i  $S_{\text{III}}$  —  $600 \text{ kg/cm}^2$ , dla  $S_{\text{II}}$  —  $675$  dla  $S_{\text{I}}$  —  $750$ . Dość wysokie z uwagi przedewszystkiem na bardzo dokładne liczenie, a prócz tego z uwagi na to że ślimak /czyli rdzeń powinięty zwojami / jest mocniejszy niż sam tylko rdzeń przyjmowany do powyższego rachunku.

Dla mechanizmów ręcznych i stali zl.  $M = \frac{M_k}{\rho_{\text{slm}} \cdot l_{\text{sl}}}$   
 $\alpha_0$  w jednokierunkowo obc. =  $0,5$ , w zmiennokierunkowo obc. =  $1$ , naprężenie  $k_g'$  dla dźwigni  $R_{\text{I}}$  i  $R_{\text{II}}$  —  $600 \text{ kg/cm}^2$ .

5. W wypadku gdy zachodzi konieczność powiększenia wymiaru rdzenia ponad obliczony prowizorycznie w p. 3 należy powiększyć najlepiej moduł  $M$

/ kąt  $\alpha$  nie może być zmieniony, gdyż to pociągnę-  
 łoby zmianę stopnia sprawności, czego dopuścić nie  
 można z uwagi na wybrany silnik, porównaj p. 2, po-  
 większenie ilokrotności zwojności np. 2 na 3 spro-  
 wadziłoby niepotrzebnie duży skok w powiększeniu.

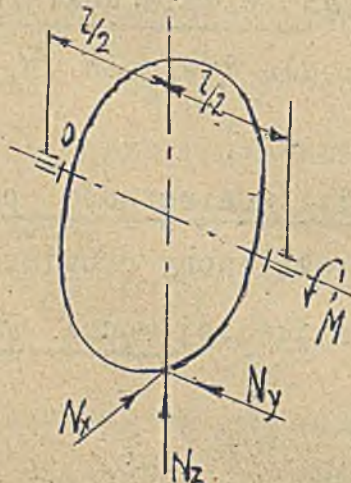
$d_o$ , a pozatem zwiększyłoby liczbę zębów i przez  
 to podrożyłoby konstrukcję/. Powiększenie modułu  
 idzie na korzyść trwałości ślimacznicy. Gdybyśmy  
 uznali to za zbyt duże, to możnaby z równania

$$m = 5,9 \sqrt[3]{\frac{M_k}{\lambda Z c}} \quad \text{określić zmniejszony stosu-}$$

nek  $\lambda$ .

### 6. Obliczenie wałka ślimacznicy i punktu ope-

rowego: Według odpowiedni $\bar{e}$  przeliczonego na  
 ten wałek /rys. 149 f./ momentu  $M_{elr.}$  i momentu gnące-



rys. 149 f.

go  $M_g$  od sił:

$N_x, N_y, N_z$  — mo-  
 ment zastępczy  $M_z$ .

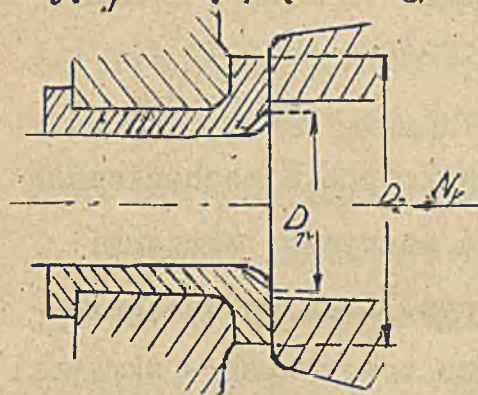
Srednica wałka

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_z}{k_g'}}$$

naprężenie  $k_g'$

jak w p. 5. Punkt  
oporowy O składa-

dający się /rys.149g/ z obrzerza panewek  $\frac{N_4}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)}$



$k$ , dla zeta

bronzie w silnikowych  
/ 20% 32 / cm w ręcz-  
nych 20% 32 kg/ cm .

7. Długość ślimaka  
Schiebel'a.

rys. 149 g.

dłta Liczby zębów Z=	12	24	36	48	60	$\geq 72$
(L : t) =	3,2	4,0	4,8	5,2	5,6	6,0

c/ Dokładność wykonania i ustawienia części zespołu ślimakowego. Zazębienie ślimakowe pracuje prawidłowo, nie zagrzewa się i nie ściera zbyt szybko tylko wtedy, gdy części zespołu są wykonane i wstawione z największą dokładnością: osie ślimaka i ślimacznicy muszą być ściśle prostopadłe, przekroje środkowe tych elementów ściśle w jednej płaszczyźnie, odległość osi ściśle zachowana. Z tej racji łożyska powinny być dostatecznie mocne aby osi wałków nie uległy rozluźnieniu w pracy; wałki - dostatecznie szttywne, aby zbytne drgania nie powodowały <sup>nie</sup> prawidłowej cynamatycznie pracy

i rozluźnienia łożysk; skrzynki dostatecznie mocno połączone, aby nie następowało obsuwanie się łożysk.

d/ Ustrój skrzynek ślimakowych. W mechanizmach wciągarek suwnic stosowane są zazwyczaj skrzynki ze ślimakiem u góry /tb.XIV rys.150a/ we wciągarkach podnośników osobowych lub towarowych - skrzynki ze ślimakiem u dołu /tb.XV rys.151a/, w mechanizmach obrotu skrzynki ze ślimacznicą poziomą /tb.XVI rys.152/. W ustrojach ze ślimakiem u góry smarowanie zazębienia jest mniej obfite /używany jest smar cylindrowy/, ale <sup>ma</sup>smar<sup>y</sup> dużą możliwość ochładzania się łożyska ślimaka muszą mieć oddzielne smarowanie, przytem konstrukcja ich musi zapobiegać wypędzaniu z nich smaru. W ustroju ze ślimakiem u dołu smarowanie zazębienia i łożysk jest obfite; potrzebne są dławnice, aby zapobiec wyciekaniu smaru; smar nie ma warunków chłodzenia tak pomyślnych, jak w ustrojach ze ślimakiem górnym; cząsteczki startego materiału stopniowo smar zanieczyszczają. łożyska nośne są przeważnie ślizgowe /przytem u góry z reguły jażamosmarujące się z obręczką smarującą/ acz kolwiek stosuje się również łożyska teczne waleczkowe

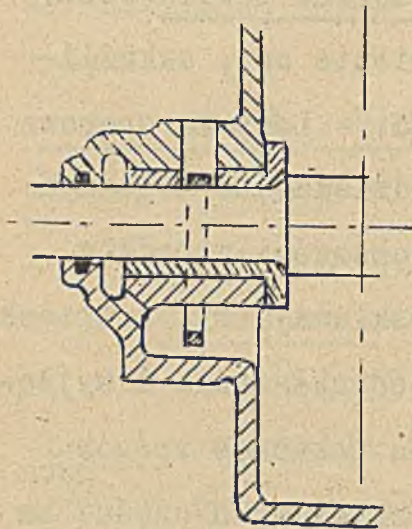
/ tb.XVI rys.151b/ i kulkowe /tb. XVI rys.151c /.

Łożyska toczne muszą być jednak bardzo pewnie obliczone, aby nie nastąpiło rozluźnienie osi, szkodliwość czego wyjaśniono wyżej w p.o. - Łożyska oporowe są z reguły kulkowe dwustronnie działające z jednym lub dwoma szeregami kulek. -W większości wypadków skrzynki ze ślimacznicą pionową składają się z trzech części, a to ze względu na łatwość układania i wyjmowania ślimaka. - Tb. XVI rys.150a pokazuje sposób wzajemnego dokładnego ustalenia składanych części za pomocą pasowanych kołków stożkowych. Mogą być do tego celu używane również śruby dopasowane. - Skrzynki z niepodzielonymi łożyskami na wałek ślimaka są prostsze, ale wymagają więcej skomplikowanych panewek.-

Smarowanie łożysk wałka ślimacznicy w mechanizmach silnikowych powinno być staranne, więc nie za pomocą smarcwnic Staufera do smaru gęstego, lecz za pomocą oliwiarek rureczkowych /zwanych z niemiecka igłowemi tb.XV rys. 151a/. Godną bardzo naśladowania jest konstrukcja amerykańska /rys. 150b / z łożyskami samosmarującymi się.

c/. Zalety zespołów ślimakowych. Największą za-

letą jest możliwość dużej przekładni przy małych wymiarach, wobec czego ustrój



mechanizmu prosty. Ponadto w stosunku do kół zębatych walcowych spokojność pracy, nie wywołująca szkodliwych drgań i zupełna cichość biegu. Pożądanym również w niektórych wypadkach jest napór wzdłuż osi ślimaka, który pozwala na stosowanie samo-  
czynnych hamulców dociskowych str. 90 tb. XXV rys. 191a

rys. 150b.

i 191b. Wadą jest mały stopień sprawności.

## 22. Koła cierne

stosowane we wciągarkach ciernych /str.153/ dla mniejszych dźwigów jako gładkie, dla większych jako rowkowe.

### a/ Koła gładkie /rys.153a/

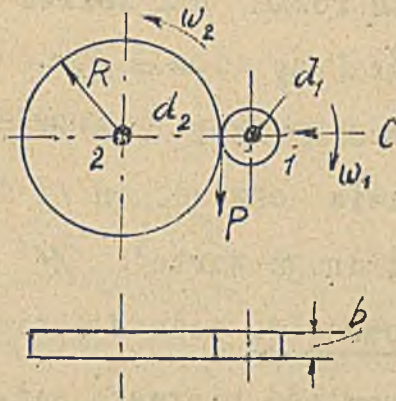
Siła podawana  $P \leq \mu C$ , pozatem  $\frac{C}{b} = k'$  ze względu na odporność przeciw nadmiernemu ścieraniu /i rozgrzewaniu/. Z połączenia obu warunków:

$$P \leq \mu b k' = pb.$$

Dla obu kół z żeliwa

$$M = 0,1 / 0,15. \quad p = 20 / 30 \text{ kg/cm.}$$

Sprawność całego zespołu:



rys. 153a.

= przeciętnie 0,92. Aby nie było poślizgu między kołami w czasie biegu ustalonego /zachodzi przy włączaniu/, a

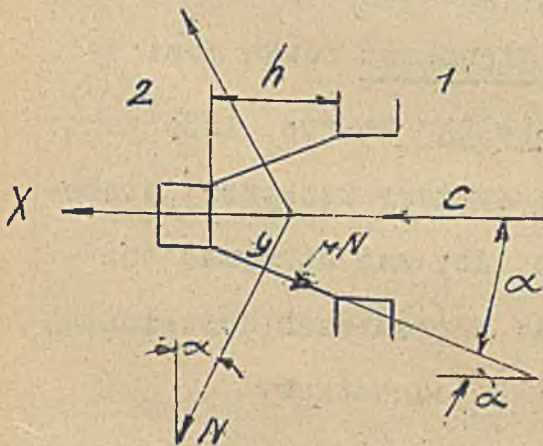
z powodu tego ścierania kół. spółczynnik  $\mu$  należy przyjmować ostrożnie.

$$\eta = \frac{PR\omega_2 - M_1 C \cdot d_2 / 2 \cdot \omega_2}{PR\omega_2 + M_1 C (d_1 / 2 \omega_1 + d_2 / 2 \omega_2)}$$

b/ Koła rowkowe /rys. 153b/

Siła podawana  $P \leq 2\mu N$

Uwzględniając możliwość wgniatania koła 1 w koło 2 /kierunek X / z powodu sprężystego odkształcenia materiału:



rys. 153b.

$$C = 2N \sin \alpha + 2\mu N \cos \alpha$$

Przy materiałach absolutnie twardych  $C = 2N \sin \alpha$ .

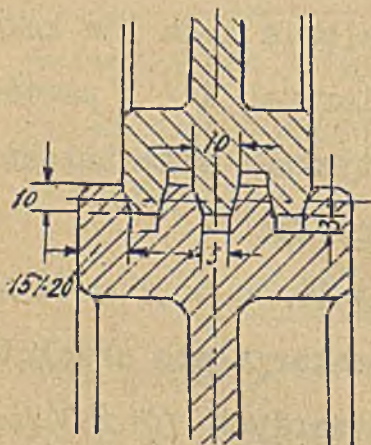
Faktycznie:

$$2N(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) > C > 2N \sin \alpha; \text{ oraz } C \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} < p < C \frac{\mu}{\sin \alpha}$$



Inaczej :  $P = \mu' C$ , gdzie  $\mu'$  sumaryczny współczynnik tarcia na obu powierzchniach rowka. Dla żeliwa kąt  $\alpha$  wykonywany jest  $= 15^\circ$ . Przy  $\mu = 0,1$  współczynnik  $\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = 0,28$  względnie  $\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha} = 0,39$ . Bente na podstawie doświadczeń /Z d. V.d.I.1915 r.1030/ wykazuje, iż druga wartość  $\mu'$  odpowiada rzeczywistości. Dla pewności jednak lepiej jest przyjmować do obliczenia wartość pierwszą niższą.

W stosunku do kół gładkich nacisk w kołach rowkowych jest :  $0,28 : 0,1 = 2,8$  razy mniejszy. Koła te jednak narażone <sup>sa</sup> na spore ścieranie, gdyż na ich stykających się powierzchniach w jednym tylko punkcie  $\gamma$  szybkości są równe, w innych zaś odmienne, wobec czego poślizg. Aby wielkość tego poślizgu była nieznacz-



rys. 153c.

na, głębokość rowka musi być niewielka. Na rys. 153c pokazano wymiary zazwyczaj stosowane. Aby zaś utrzymać ścieranie w granicach dozwolonych, nacisk jednostkowy

$$\frac{C}{i 2 h f g d} = \frac{C}{0,532 h} \approx (105 \cdot 135) \frac{N}{cm^2}$$

- skąd liczba  $i$  rowków. - Stopień sprawności kół rowkowych ocenia Ernst na 0,88%0,90.

### 23. Osie

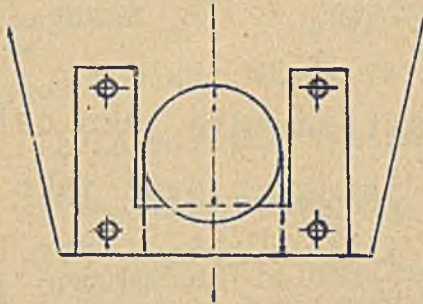
nieobracające się znajdują zastosowanie jako osie poziome przy bębnach, kołach jezdnych oraz jako czopy pionowe przy żorawiach z obrotnicą / str.139/ Poddane one są odpowiedniemu momentowi gnącemu  $M_g$ , wielkość którego określa układ wszystkich sił działających na oś, jak nprz. obciążenie liny, odpór szyn, napór na koła zębate, waga własna części obrotujących się na osi.

Obliczenie średnicy  $d = \sqrt[3]{\frac{10 M_g}{K_g}}$ , przyozem

<i>d</i> dla stopnia	$S_{\bar{I}}$	$S_{\bar{II}}$	$S_{\bar{III}}$	$S_{\bar{IV}}$	$R_{\bar{I}}$	$R_{\bar{II}}$
<i>K<sub>g</sub> żel. zlewne</i>	600	750	850	1000	900	1000
<i>K<sub>g</sub> stal zlewna</i>	800	1000	1100	1300	1100	1300

Umocowanie osi poziomych z reguły za pomocą wkładek przytrzymujących str.311 rys.108b, przyozem wkładki te powinny być umieszczane po stronie prze

ciwległej odporowi. Dla ułatwienia składania i roz-  
bierania wskazanem jest nie-  
kiedy stosować umocowanie poz-  
walające na wyjmowanie osi



24. Wałki dźwigni silni-  
kowych należą do elementów naj-

więcej elastycznych, wobec czego powstają w nich w  
okresie rozruchu nateżenia, przekraczające dość  
znaczne obciążenia statyczne, co wyjaśniono na str,  
241/261. Ponieważ poza tem obciążenie wałków jest  
złożone /moment skręcający  $M$  od sił podawanych  
i zginający  $M_g$  od naporu na koła zębate wagi włas-  
nej i t.d./, ponieważ prócz tego wałki osłabione są  
przez rowki na śliny i osadki, - to nie można zado-  
wolić się obliczeniem przybliżonem, lecz musi ono  
być ścisłe.

a/ Obliczenie ścisłe może być przeprowadzone do-  
piero po konstrukcyjnem ustaleniu układu mechanizmu  
według  $d = \sqrt{\frac{10 M_z}{K_g}}$  gdzie  $M_z$  moment zastęp-  
czy. Moment ten według teorii, iż miarą wytrzymało-  
ści jest największe wydłużenie, jest

$$M_z = 0,35 M_g + 0,65 \sqrt{M_g^2 + \alpha^2 M^2}, \quad \text{gdzie}$$

spółczynnik naprężalności  $\alpha_0 = \frac{k_0}{13k_0}$  wskazuje

w jakiej mierze przy obliczaniu momentu zastępczego należy uwzględnić moment skręcający w zależności od możliwej wielkości naprężenia  $k_0$  w stosunku do  $k_2$  <sup>x)</sup>.

Przy przyjmowaniu momentu skręcającego  $M$  należy mieć na uwadze dla mechanizmów podnoszących str. 249 <sup>xv)</sup> dla mechanizmów przesuwu str. 254, 255 i 256, dla mechanizmów obrotu str. 260. Spółczynnik  $\alpha_0$  - stosownie do wywodów na str. , dla mechanizmów jedno kierunkowo obciążanych i dla stali zlewnej = 0,4; takż wartość można przyjąć dla żelaza zlewego dla mechanizmów różnokierunkowo obciążanych = 0,8

Przy określaniu momentu zginającego największe zna

x)  
Teoria ta i wzór z niej wynikający, stosowany powszechnie w praktyce niemieckiej są od kilkunastu lat uznawane za niezgodne z wynikami doświadczeń. Utrzymuję jednak utarty sposób liczenia jako więcej znany, gdyż teoria ściślejsza /największych naprężeń stycznych/ daje wymiary nieco większe, jednak nieznacznie różniące się od teorii pierwszej /p. Tino-szenko " Wytrzymałość materiałów" str. 182 i 183./

czenie ma napór od kół zębatach i napór ten należy obliczać z momentów miarodajnych dla części sztywnych / str. 249, 253, 256 i 258 /. W stosunku do naporu tego wagi własne kół obciążających wałek mają znaczenie niewielkie, a ponieważ uwzględnienie ich komplikowałoby znacznie rachunek, pomijamy je.  
Napężenie dopuszczalne uzależnione od stopnia na-tężenia pracy dźwigni / str. 263/272 /:

dla stopnia	$S_{\bar{r}}$ i $S_{\bar{z}}$	$S_{\bar{r}}$	$S_{\bar{z}}$
$k_s$ stal zlewna	600	675	750
$k_s$ żel zlewny	500	570	625

b/ Wałki długie w mechanizmach przesuwu mostów i bram należy po obliczeniu powyższem sprawdzić względem odkształcenia z powodu skręcania. Na długości 100 cm. odkształcenie to

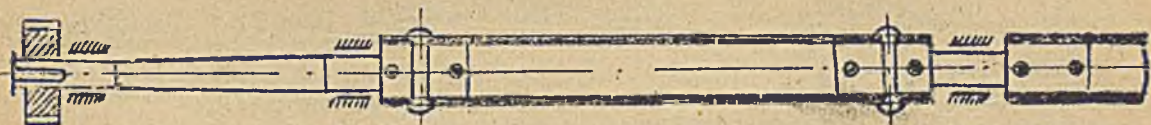
$$\vartheta^{\circ} = \frac{M}{0,1 d^3 G} \cdot 100 \frac{360}{2\pi} = 0,072 \frac{M}{d^3}$$

xi)

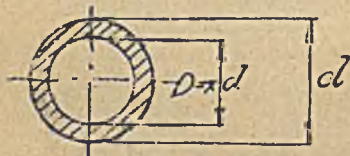
Celem ujednoczenia naprężeń dopuszczalnych dla wszelkich mechanizmów należy odwracając regułę str. 249 przyjmować momenty stopniowo ku silnikowi o 10 do 30% większe.

nie powinno według Bülz'a przekraczać  $0,4^\circ$  przy rozpiętości bram do 10 m. i  $0,25^\circ$  przy rozpiętościach większych. Przy odkształceniach większych wałek pracowałyby zbyt sprężynująco, co wpływałoby niekorzystnie na spokój pracy mechanizmu, a również mogłoby przez interferencję spowodować nadmierne naprężenia.

Dla osiągnięcia większej sztywności bez zwiększenia wagi własnej wałki te wykonywane są niekiedy jako złożone, a m. in. części z kołami jako wałki pełne, przedłużenia zaś, jako rury gazowe. Ustrój taki wymaga mniej łożysk podpierających. Obliczenie



rury tylko według momentu skręcającego  $M$  :



$$d = \sqrt[3]{\frac{5M}{(1-x^4)K_0}}$$

przytem

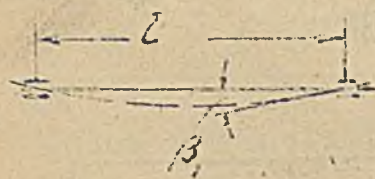
dla stopnia	$S_{II} + S_{III}$	$S_{II}$	$S_I$
$K_0$	400	460	500

Sprawdzenie odkształcenia:

$$\frac{M}{0,1(d^3 - D^3)G} \cdot 100 \frac{350}{2\pi} = 0,072 \frac{M}{(d^3 - D^3)} \approx (04; 0,25)$$

c/ Największa dopuszczalna odległość łożysk podpierających dla wałków powinna być taka, aby nie zachodziło zbyt duże przoginanie i zbyt duże pochylenie linii ugięcia względem osi łożysk. Bieg bowiem wału i praca kół zębatach byłyby niespokojne, łożyska zaś narażone na krawędziowe wycierania i ogrzewanie. Z uwagi na to mechanizmy dźwignie należy konstruować tak: 1/ aby wałki krótkie, obciążone kołami i podparte w dwóch łożyskach, środek łożyska możliwie jaknajbliższej, a pozatem, aby koła były możliwie tuż przy łożyskach; 2/ wałki zaś długie należy podpierać dodatkowymi łożyskami. Odległość wzajemna tych dodatkowych łożysk, rozmieszczonych na części wałka, obciążonej tylko wagą własną w cm.

$$L = (047,74) \sqrt[3]{d^2} \quad \text{N}$$



Wzór ten wyprowadzony jest dla wałka jednoprzęsłowego zakładając dopuszczalne maksymalne pochylenie

pod wpływem ciężaru własnego

Dla

wałka wieleprzęsłowego ugięcie to będzie mniejsze;

d/ Przybliżone prowizoryczne obliczenie wałków.  
W trakcie konstruowania mechanizmu, a m. podczas szukania jaknajlepszego układu całości, niezbędnym jest mieć choć zgruba wymiar wałków. Ponieważ obliczenie dokładne nie jest jeszcze możliwe przed ustaleniem układu, obliczany przeto narazie prowizorycznie drogą możliwie najłatwiejszą, więc według tego wiadomego momentu skręcającego  $M$ , który przyjmowany jest dla liczenia osi sztywnych / str. 250, 253, 256, 259 /

$$d = \sqrt[3]{\frac{5M}{K_{og}}}$$
, gdzie  $K_{og}$  - naprężenie dopuszczalne skręcające zmniejszone z uwagi na gięcie można przyjmować:

dla mechanizmów	żel.zł	stal.zł
obciążonych jednokierunkowo $K_{og} =$	250	300
obciążonych zmiennokierunkowo $K_{og} =$	150	180

Pokreślić należy, że obliczenie to jest prowizoryczne. Opiera się na założeniach przypuszczalnych. Po  
-----  
jeżeli łożyska zachowają stale prawidłowe położenie, na co jednak liczyć nie można.



rozwiązaniu układu mechanizmu wałek musi być bezwzględnie obliczony ściśle.

e/ Srednice normalne wałków gładkich według propozycji Niemieckiego Komitetu Normalizacyjnego D.S.N są: 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60 /65/, 70 /75/, 80, 90, 100, 110 /120/, 125 /130/, 140 /150/, 160, 180, 200, 220 przyczem liczb w nawiasach należy o ile można, nie stosować. Prócz wałków obtaczanych stosowane są także do grubości 100 mm. surowe wałki z miękkiej stali ciągnione na kaliber z dokładnością do  $\frac{1}{20}$  mm. Normalna największa długość wałka  $\frac{5}{7}l$  m

## 25. Wałki dźwignic ręcznych.

Obliczenie prowitoryczne - jak dla dźwignic silnikowych / 24 d /, z tem, że do obliczenia przyjmowane są siły i momenty statyczne / str. 280 - 282 /.

Po ustaleniu układu mechanizmu obliczenie ściśle według momentu zastępczego / 24a /; dla uproszczenia wagi własne pomijamy; liczymy zgodnie ze str. 281 i 282 według momentów i sił statycznych, jedynie we wciągarkach z hamulcem taśmowym i we wciągarkach, mających jako organ wstrzymujący wyłącznie nieelastyczny wchwył zębaty należy liczyć według momentów i sił zwiększonych o 25%. Naprężenie dopuszczalne  $K_g'$  nie

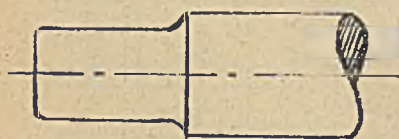
tak wysokie, jak w silnikowych, gdyż tam do obliczeń przyjmowane chwilowe wpływy rozruchu:

dla stopnia	$R_D$	$R_I$
żel. zlewne $k_g'$	500	550
stal zlewna $k_g'$	600	660

27. Ustalanie wałków w kierunku poosiowym  
pierścienie ustalające.

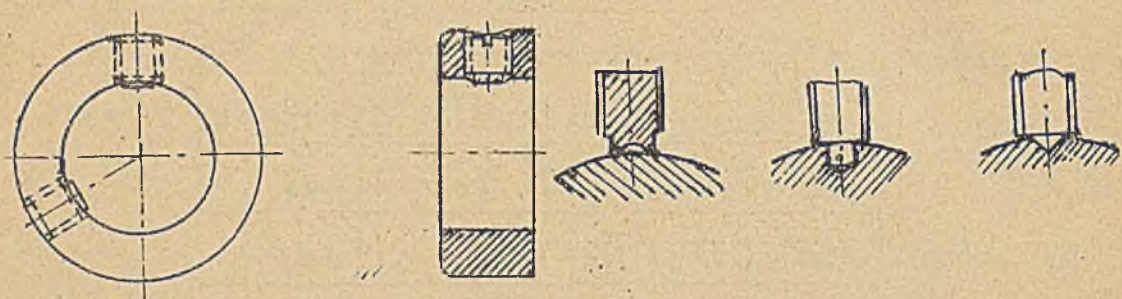
Wobec tendencji przesuwania się wałków w kierunku *poosiowym*, co wynika z niezupełnie ściśle poziomego położenia wałków i niezupełnie ściśle prostopadłego do osi naporu kół zębatych, - niezbędnem jest zabezpieczać wałki od tego przesunięcia. Zabezpieczenie to uskuteczniane jest przez: a/ odsadzkę na końcu wałka:

b/ umieszczenie łożyska tuż przy piąście koła, osadzonego na wałku za pomocą klina, albo też w razie osadki zabezpieczonego od przesunięcia



za pomocą śruby, jak w pierścieniach <sup>ustalających</sup>. W razie niemożności tych obu środków stosowane są pierścienie ustalające. Śruby w tych pierścieniach powinny zupełnie pewnie zabezpieczać od przesunięcia

tak, że najlepszą jest konstrukcja ze śrubą zapuszczoną.



Pierścienie lżejsze z żelzlew.

pierścienie żelwne

$d_{mm}$	D	b	śruby		$d_{mm}$	D	b	śruby	
			$\phi$	ilosc				$\phi$	ilosc
25	40	13	5/16"	1	30	70	35	3/8"	1
30	50	14	"		40	80	35	3/8"	
40	65	15	"		50	90	40	1/2"	"
50	80	18	3/8"	"	60	100	40		
60	90	18	1/2"		70	110	40		2
70	100	20		2	80	125	45	"	
80	110	22			90	140	45		
90	120	22	"	"	100	160	50	5/8"	"
100	135	24							

27. Sprzątka.

a/ Do łączenia poszczególnych części ciągnika wałka używane są stałe rozmiarowe sztywno, a w podk-  
wowe z klinami, łubkowe łączone grubości i tarce

*podkowane*

*łubkowe*

$\bar{L}$ mm.	$L$ mm.	$D$ mm.	$D$ mm.	$\phi$ <sup>średnica</sup>	$\bar{L}$ mm.
25 — 35	120	70	100	1 1/2"	3
40 — 50	200	95	125	2"	3
55 — 60	240	115	145	2 1/4"	3
65 — 70	280	130	155	2 1/2"	3
75 — 80	320	150	165	3 1/4"	4
85 — 90	360	165	185	4"	4
95 — 100	400	180	200	4 1/2"	4

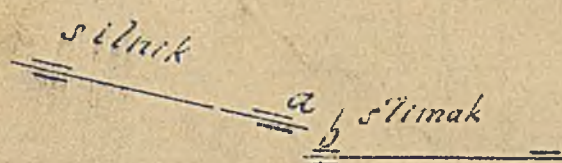
*tarce*

$\bar{L}$ mm.	$D$ mm.	$L$ mm.	$\phi$ <sup>średnica</sup>	$\bar{L}$ mm.
30 — 35	170	125	1 1/2"	4
40 — 45	190	150	2"	4
50 — 55	225	175	2 1/2"	4
60 — 65	260	200	3 1/4"	4
70 — 75	300	225	4"	4
80 — 85	330	250	4 1/2"	4
90 — 95	375	275	5 1/2"	4

100 - 105	360	300	1"	6
110 - 120	385	325	1"	6
120 - 125	420	350	1 1/8"	6

Sprzęgło powinno być umieszczone możliwie tuż przy łożysku.

b/ Do łączenia wałków silnika i przekładni ślimakowej, wtedy gdy i silnik i przekładnia ustawione są niezależnie od siebie, używane są sprzęgła luźne sprężyste. Przy niezależnym bowiem ustawieniu jest wprost niemożliwym osiągnąć to, aby oś wałka silnika i oś ślimaka stanowiły jedną



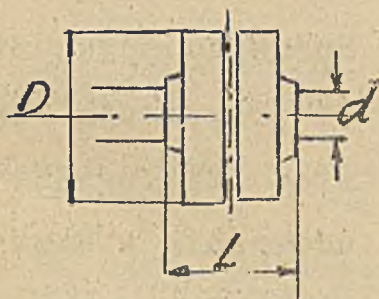
rys.157.

Połączenie końców a, b sprzęgłem sztywnym wywołoby przymusowe nagięcie wałków, nacisk krawędziowy na łożyska, za-

grzewanie i wycieranie łożysk, a nawet złamanie wałków. Połączenie sprzęgłem luźnym pozostawia swobodę każdemu wałkowi. Ustrój sprzęgła powinien dawać

bodę w płaszczyźnie obrotu i w kierunku prostopadłym. W Zbiorze rysunków na tb. XIX i XX przedstawione są przykłady sprzęgieł. Godne zalecenia są: sprzęgło kołkowe z pochewkami skórzanymi rys. 157a, kołkowe z poduszkami gumowymi rys. 157e i kołkowe z pierścieniami skórzanymi rys. 157c.

*Sprzęgło kołkowe  
z pochewkami skórzanymi.*

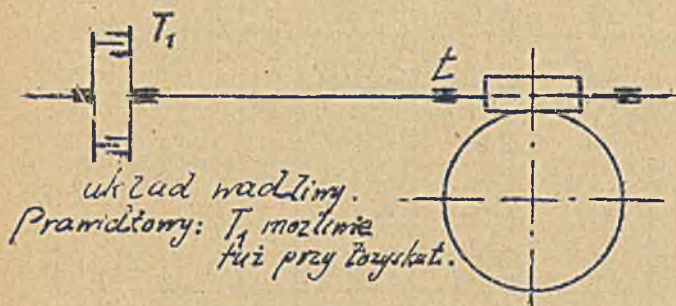


$d$ mm	$D$ mm	$L$ mm	$\phi$	kołki	łose
25	125	105	3/8"	4	
30	155	130	1/2"		
35	180	150	5/8"		
40	190	160			
45	200	180			
50	220	200			
60	245	210			6
70	275	230			6
80	320	265	3/4"		6
90	360	300	3/4"		8
100	400	330	7/8"		8

Przeważnie sprzęgło jest równocześnie hamulcem rys. 157a. Osadzenie taroz sprzęgła najlepiej jak na rys. 157a, a m.: przy silniku taroza nasuwana na konie stożkowy i woiskana za pomocą śruby / wobec czego otrzymuje się mocne napięte połączenie bez

potrzeby wyjmowania wirnika z kadłuba silnika / przy ślimaku zaś tarcza nasuwana na gorąco i zabezpieczona osadką.

Koniec wałka ślimaka, na którym znajduje się jedna tarcza sprzęgła nie może oczywiście sięgać daleko poza łożysko skrzynki, gdyż to powodowało by wybijanie łożyska. Musi być krótki. Pod tym względem grzeszy wiele konstrukcji przedstawionych w podręcznikach / rys. 157f /.



rys. 157f

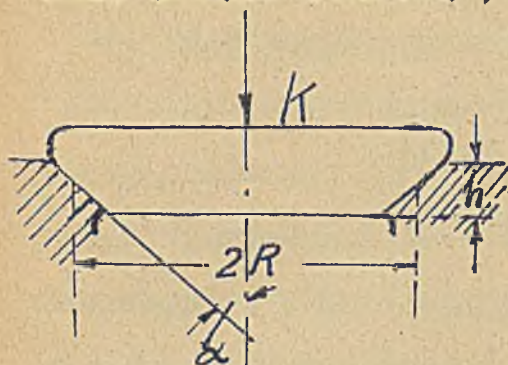
Sprzęgła sprężyste mu przypisują również, że łagodzi ono uderzenia w częściach sztywnych przy rozruchu. Ma to znaczenie drugorzędne

wobec tego, iż wszystkie wałki są wystarczającym pod tym względem ogniwem sprężystem. Dlatego przy ścisłym ześrodkowaniu silnika względem ślimaka, co ma miejsce przy silniku kołnierzowym, może być używane sprzęgło sztywne.

o/ Dla zapobieżenia nadmiernemu wzrostowi naprężeń w mechanizmach obrotu używane jest w wypadkach wyjaśnionych na str. 279 i 280 stożkowe sprzę-

gło cierne obsuwne, którego ustrój przedstawiono na  
tb.XIX rys.158b. Z uwagi na to, iż moment przenoszo-  
ny /rys.158c / przez to sprzęgło  $= \frac{MKR}{\sin \alpha}$  /p.wyżej  
koła cierne rowkowe/, a zatem zależy od współczynnika

tarcia  $\mu$ , to trzeba dać sprzę-  
gło warunki, zabezpieczające  
utrzymanie  $\mu$  w wąskich gra-  
nicach. Da się to osiągnąć  
przez stałe obfite smarowanie  
- w tym wypadku przez zanurze-  
nie w oleju i niewielki nacisk



rys. 158c

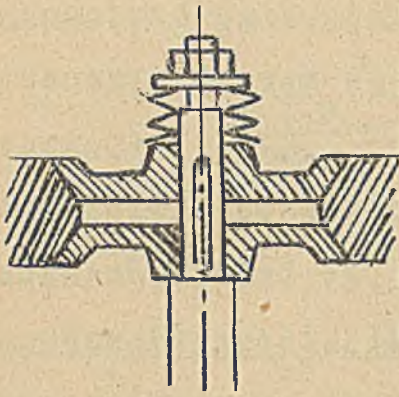
powierzchniowy.  $\frac{K}{2\mu R h \operatorname{tg} \alpha} \leq 20$

Kąt  $\alpha$  musi być większy, niż kąt tarcia  $\varphi$  w prze-  
ciwnym bowiem razie sprzęgło zakleszcza się, tracąc  
własność obsuwności. Przy dobrym smarowaniu

$\mu = 0,04 \cdot 0,08 = \operatorname{tg} 2^{\circ} 20' \cdot \operatorname{tg} 4^{\circ} 40'$  ;  
dla pewności należy kąt  $\alpha$  wykenywać =  $15^{\circ}$ .

Dla dźwignic większych pojedyncze sprzęgło stoż-  
kowe jest niewykonalne wobec zbyt dużej siły  $K$ .  
Można zastosować dla nich sprzęgło podwójne stożko-  
we / schemat rys. 158d / albo wielopłytkowe / sche-  
mat rys. 158e / z płytek naprzemian bronzowych i sta-  
lowych. W tym ostatnim trudno osiągnąć stan dobrego





rys. 158d

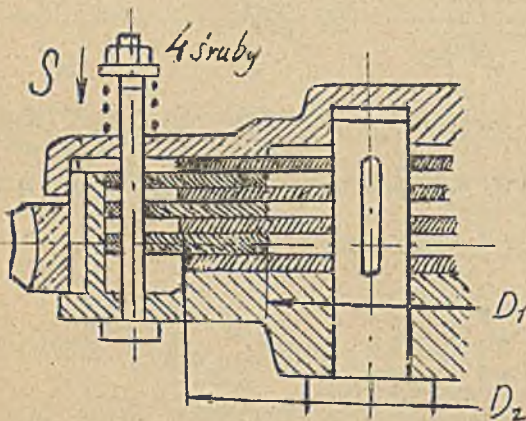
stałego przenikania smaru między powierzchnie tak, że najlepiej pozostawić je suchemi po uprzednim dotarciu przy zastosowaniu grafitu. Dla sprzęgła takiego moment przenoszony

$$M = 4 S \mu i \frac{D_1 + D_2}{4} \quad \text{gdzie } S -$$

siła nacisku od każdej sprężyny,  $i$  - liczba powierzchni łączących

ciernych / w zastosowaniu do danego rysunku  $i = 8$  /

$M$  - dla suchych płytek  $\cong 0,11$ .



rys. 158e

Sprzęgła obsuwne oparte na powyższych zasadach stosowane są także w przyciągarkach kolejowych z bębniem lub bębnami ciągnącymi ciernymi i bębniem pomocniczym do nawijania zbiegającego końca liny:

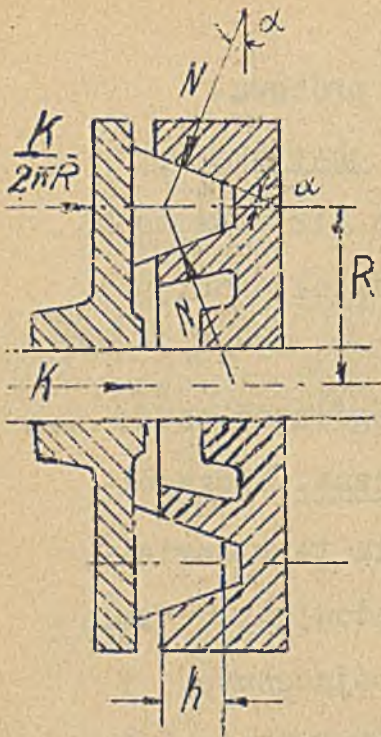
sprzęgło obsuwne potrzebne tu jest przy bębnie pomocniczym z racji, iż w miarę nawijania nań dalszych warstw szybkość liny przy stałej nieobsuwnej przekładni musiałaby stale wzrastać, co nie jest

możliwe. Sprzęgła taśmowe i kłopotowa próbowa-  
no stosować także we wciągarkach dla chwytaka , p.  
Krell Entwerfen im Kranbau tb. 82 rys. 812 oraz tb. 55  
rys. 578 i 576 i niniejsze wykłady: dział o wciągarkach  
chwytakowych/.

d/ Do sprzęgania czasowego poszczególnych części  
mechanizmu używane są sprzęgła rozłączne. Szczegól-  
nie szerokie zastosowanie mają sprzęgła te w angielskich  
i amerykańskich wciągarkach budowlanych, składowych,  
portowych i przy żurawach trójnogowych i  
masztowych /por. str. 164/. W tych ostatnich niekiedy  
ruch 4 mechanizmów otrzymywany jest za pomocą sprzę-  
gieł od jednego silnika. Technika kontynentalna eu-  
ropejska woli przy napędzie elektrycznym używać do  
tego celu paru silników, do każdego mechanizmu oddziel-  
ny. Do małych udźwigów powszechnie używanym jest  
sprzęgło cierne tuż przy bębnie / tab. XXI rys. 159b/  
mające pierścienie stożkowe z klocków grabowych. Oblicze-  
nie momentu przenoszonego /rys. 159c/:

Nacisk na jednostkę długości obwodu

$$\frac{K}{2\pi R} = 2 N \sin \alpha + 2 \mu N \cos \alpha ;$$



wyras drugi przy nie za małym ką-  
cie można pominąć /por. koła  
cierne / Moment przeto przeno-  
szony:

$$M = 2 \mu N \cdot 2 \cdot \pi R \cdot R =$$

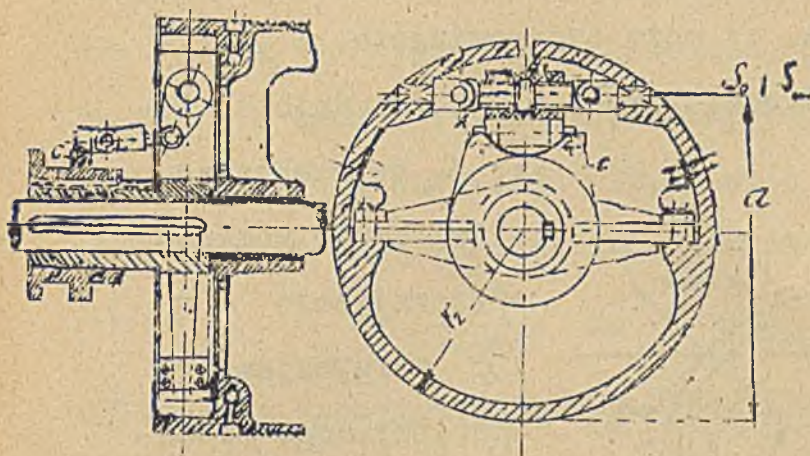
$$= \frac{\mu \cdot K \cdot R}{\sin \alpha} = \mu' K R$$

$\mu$  dla pewności liczenia tyl-  
ko 0,3 Kąt  $\alpha$  niezbyt mały  
 $\approx 18^\circ$  Przy bardzo małym kącie  $\alpha$

rys. 159c

wielkość współczynnika  $\mu$  z powyżej podanego względu  
mniej korzystna, pozatem sprzęgło zakleszczało by  
się, co wynika z równości siła dążąca do rozłącze-  
nia sprzęgła włożonego  $K' = 2N \sin \alpha - 2\mu N \cos \alpha$ ,  
przy małym  $\alpha$  a. n. *gdzie* siła ta  $K' = 0$  sprzę-  
gło zakleszcza się. Zakleszczanie powodowałoby nie-  
możność wyłączenia w czasie żądanym i zdzieranie  
sprzęgła. - Nacisk jednostkowy  $\frac{K}{2 \pi R \cdot 2 h \tan \alpha} \approx 6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

Do udźwigów większych stosowane są: sprzęgło z pier-  
ścieniem rozpychanym / rys.159d / , napór pochwy C



rys 159d

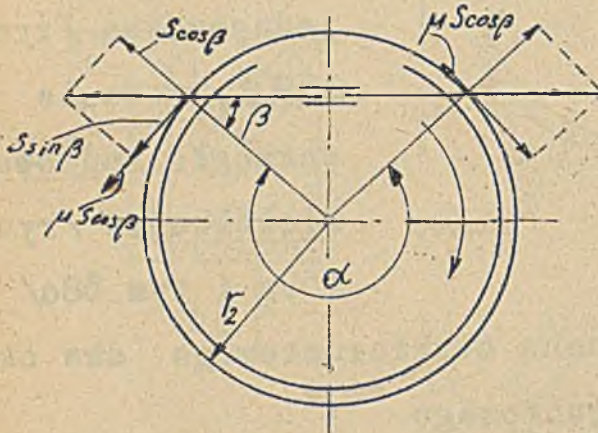
pokręca nakrętkę  $B$  skutkiem czego rozepchnięcie pierścienia / sprzęgło taśmowe jednozwojne / rys 159  $f$  wreszcie sprzęgło taśmowe wielozwojne / rys 159g i rys 58c/

Pierwsze nadaje się do ruchu obukierunkowego, dwa ostatnie tylko do jednokierunkowego

Obliczenie sprzęgła z pierścieniem rozpychającym.

/ rys 159d/ Nakrętka rozpychająca musi wywrzeć na każdą połowę pierścienia siłę  $/S_0 + S /$ ; z czego  $S_0$  idzie na rozchylenie skurczowego pierścienia o promieniu  $r_1$  do promienia  $r_2$  tak, aby dotknął do ścianki sprzęganego bębna;  $S$  zaś idzie na wywarcie ciśnienia na tę ściankę i wywołanie tarcia sprężającego.  $S_0$  otrzymujemy z równania momentu rozchylającego  $S_0 a = \left( \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) J E$  , gdzie  $J$  moment bezwładności przekroju pierścienia / równanie to wypływa z obliczenia skrócenia jednostkowego i związku między momentem sił zewnętrznych a naprężeniami we

nętrznemi/. Siła ta jest przy pierścieniach o dużej średnicy tak mała, iż może być pominięta. W pierścieniach małej średnicy musi być uwzględniona. Si-



rys. 159e

łę  $S$ , potrzebną do wytworzenia momentu sprzegającego  $M = P r_2$ , otrzymujemy z następującego rozważania /rys. 159 e /:

siła sprzegająca

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 ,$$

gdzie  $P_1 = P_4 = \mu S \cos \beta$  -

sprężenie wywołane naciskiem końca pierścienia,

$$P_2 + P_3 = (\mu S \cos \beta + S \sin \beta) (e^{M \alpha} - 1) \quad - \text{ siła}$$

sprzegająca pierścienia naprężonego i dociśniętego do ścianki bębna w punkcie  $A$  początkową siłą styczn-

ą  $(\mu S \cos \beta + S \sin \beta)$  . Ta ostatnia za-

leżność wynika z rozważania analogicznego do stron.

390 i 391, a także z podanego niżej przy hamulcach taśmowych.

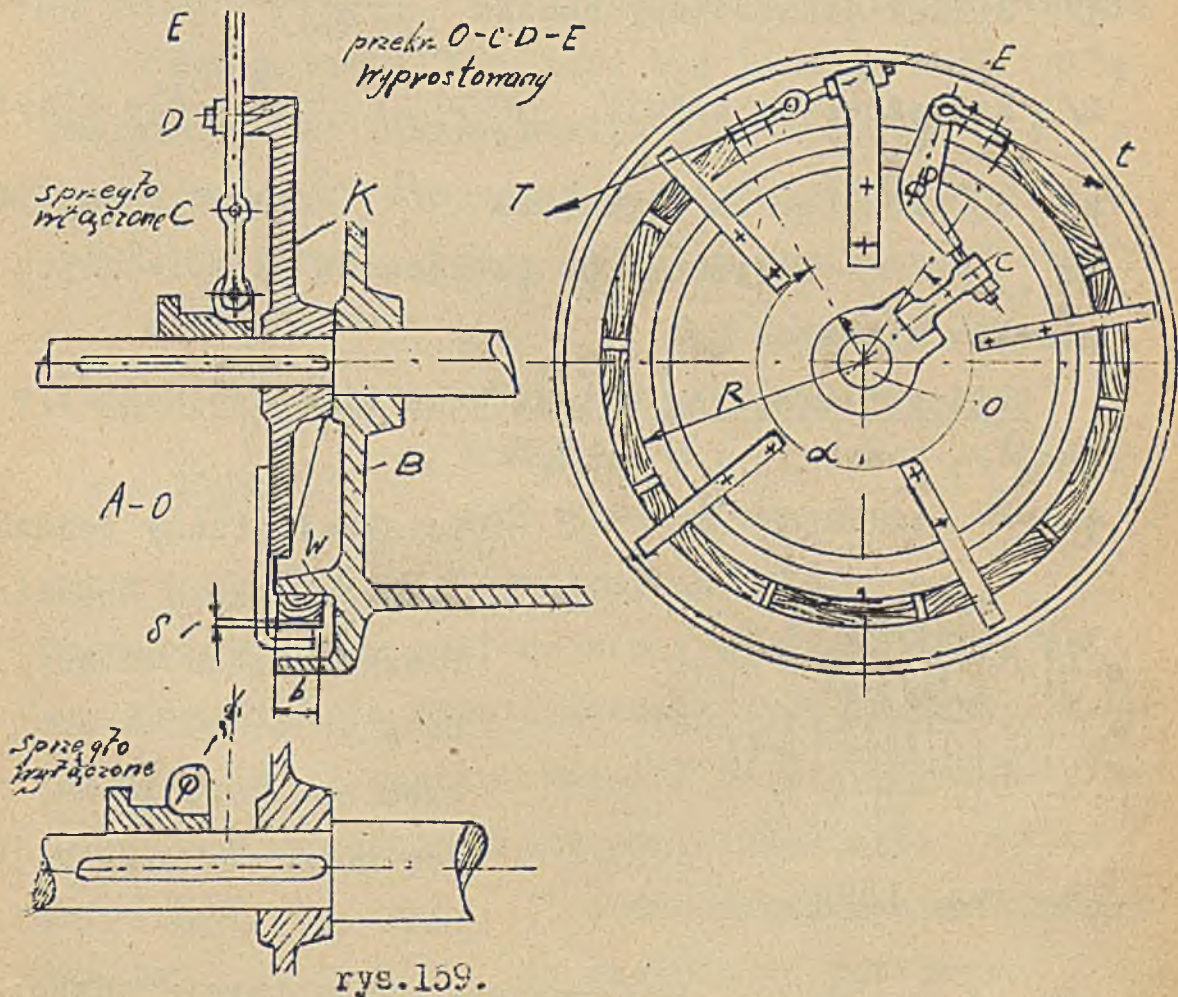
Ostatecznie

$$S = \frac{M}{r_2 [\sin \beta (e^{M \alpha} - 1) + \mu \cos \beta (e^{M \alpha} + 1)]}$$

Pierścień jest wykonywany przeważnie z żeliwa, tarcie jest suche, jednak powierzchnie poprzeczno do-  
tarte. Dla pewności sprzężenia przyjmujemy  $\mu$  nie-  
wielkie = 0,1. Szerokość pierścienia  $b$  według do-  
puszczalnego średniego nacisku jednostkowego

$$P = \frac{P}{\mu \cdot R \cdot a \cdot b} \leq 10 \text{ kg/cm}^2.$$

Obliczenie sprzęgła taśmowego jednozwojowego /rys.159f/



Moment podawany z koła  $K$  na bęben  $M = (T-t)R$

Natężenie  $T = t e^{\mu \alpha}$  /por niżej obłożenie hamul-  
ców taśmowych /, gdzie  $\alpha$  - kąt opięcia taśmą,  $\mu$  -  
spółczynnik tarcia taśmy obłożonej drzewem o koł-  
nierz  $W$  na bębnie. Dla pewności sprzężenia przyj-  
mujemy  $\mu$  niewielkie = 0,25 Szerokość taśmy  $\beta$   
musi odpowiadać dwum warunkom

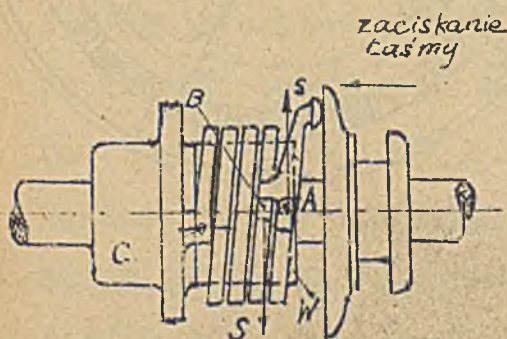
1/ Średni jednostkowy nacisk  $\frac{T-t}{MR\alpha\beta} \leq 6 \text{ kg/cm}^2$

2/ Naprężenie w taśmie  $\frac{T}{S(\beta-n)} = k_r$  dla stali

zł 600x800 kg./cm<sup>2</sup>, przytem  $S$  grubość taśmy 2/4  
mm,  $(\beta-n)$  szerokość po potrąceniu osłabiających  
otworów nitowych

Obłożenia sprzęgła taśmowego wielozwojnego/rys.

159g /:

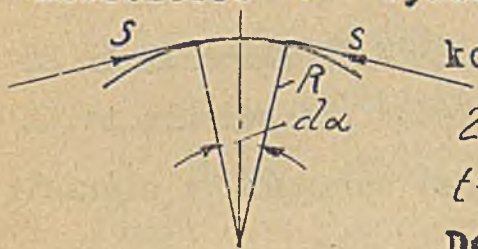


rys. 159g

Działanie taśmy rozdzie-  
la się na dwie części:  
Pierwszą stanowi zwój  
od A do B, gdzie skut-  
kiem naciśnięcia na  
dźwignię  $K$  występuje  
para sił  $S S$  obcis-

kająca ten zwój i wytwarzająca przez tarcie zespo-  
nie końca prawego taśmy z wałem  $W$ . Siła tego zes

polenia niech będzie  $t$  ; drugą jest dalsza część  
swoju od B do C, gdzie taśma naprężona początkowa  
siłą styczną  $t$  przejmuje stopniowo od wału W dal-  
szą główną część siły pociągowej. Jeżeli kąt owinię-  
cia od B do C jest  $\alpha$  to siła przejęta na tym ka-  
wałku jest  $T - t = t(e^{\mu\alpha} - 1)$  . Całkowita zaś si-  
ła podana od A do C jest  $[t + (T - t)] = T =$   
 $= t_1 e^{\mu\alpha} = \frac{M}{R}$  . Według siły tej występują-  
cej w końcu taśmy C musi być liczony zwój. - Siłą  
zacisku  $S$  obliczamy zakładając, że zwój AB o  
szerokości  $b$  wywiera nacisk jednostkowy  $p$  : jedna-



rys. 159h

kowy na całej powierzchni wału

$$2S \sin \frac{d\alpha}{2} = p \cdot b \cdot R \cdot d\alpha, \quad S = p b R,$$

$$t = \int_0^{2\pi} \mu p b R d\alpha = 2\pi \mu p b R, \quad S = \frac{t}{2\pi \mu}.$$

Dźwignia EA prócz siły tej  
musi pokonać oczywiście pewien

dodatek na dogięcie sprężyny do wału.

Taśma wykonywana jest ze stali sztywnej, wał z żeli-  
wa. Powierzchnia wału smarowana bywa niekiedy od  
czasu do czasu gęstym smarem / tarcie półsuche / wo-  
bec czego przyjmujemy ostrożnie niewielki  $\mu = 0,1$

- Największy w punkcie C jednostkowy nacisk powier-  
szeniowy  $\frac{T}{Rb} \cong 50$  ze względu na ścieranie. Poza-  
tem naprężenie  $\frac{T}{\delta h} \cong 800$ , przytem  $h$  - grubość



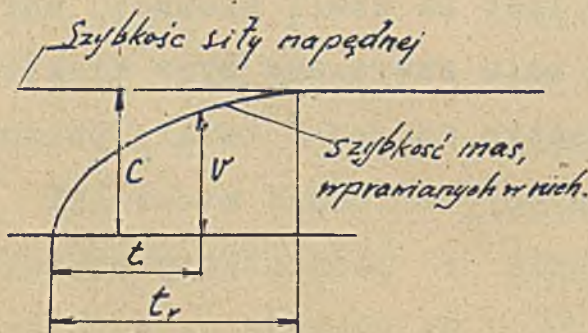
taśmy.

Sprzęgło taśmowe wielozwojowe jest proste: nadaje się do przenoszenia momentów jaknajwiększych, stąd jego wyższość nad innymi skomlikowanymi urządzeniami, jakie spotykane są w dziedzinie pędni.

Przy konstruowaniu tego sprzęgła należy uważać na to, aby obrót zaciskał taśmę; kierunek przeto uzwojenia musi być odwrotny do kierunku ruchu.

e/ Do zmiany kierunku ruchu w tych mechanizmach, gdzie zmiany tej nie przeprowadza się przez zmianę kierunku ruchu silnika. używane są przystawki zwrotne mające sprzęgła z pierścieniem rozpychanym za pomocą klina wsuwanego między końce pierścienia *tb. XX* rys. 159a. Obliczenie jak wyżej sprzęgła z pierścieniem rozpychanym z tem, iż  $\beta = 90^\circ$ .

f/ Strata energii w sprzęgłach ciernych w okresie rozruchu / rys. 159 i/.



rys.159i.

W momencie  $t$   
nadwyżka siły  
napędnej  $P_m =$   
 $= P' - Q'$  / gdzie  
 $Q'$  - siła po-  
trzebna na pokona-  
nie oporu sta -

tyoznego / idzie na wywołanie przyspieszenia  $\frac{dv}{dt}$   
mas  $m$ , wprawianych w ruch. Siła napędna pracuje ze stałą szybkością  $C$ , gdy szybkość mas doprowadzana jest do tej szybkości stopniowo. W sprzęgle występuje przeto poślizg. Siła  $P_m$  w okresie rozruchu spełnia pracę  $\int_0^{t_r} P_m c dt = \int_0^{t_r} m \frac{dv}{dt} c dt =$

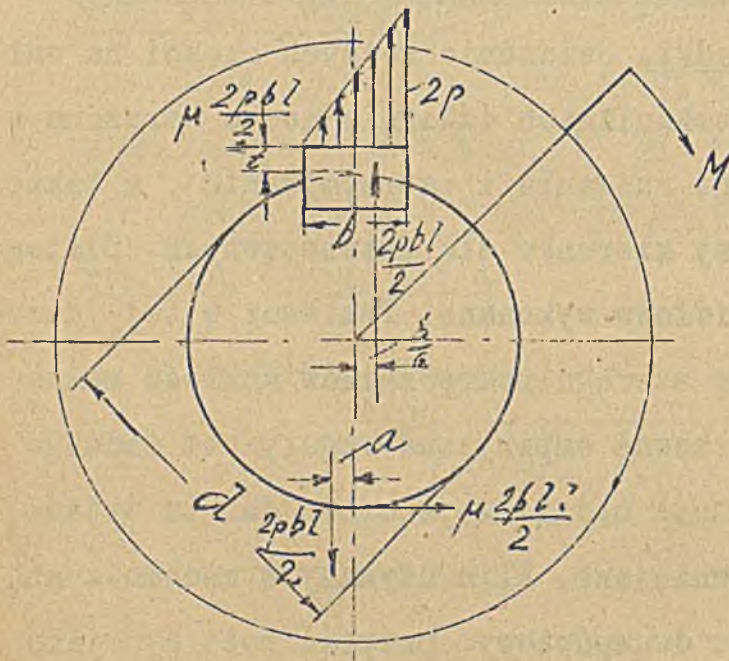
$= mc^2$ . Ponieważ zaś na samo tylko doprowadzenie mas do szybkości  $C$  potrzebna jest praca  $m \frac{C^2}{2}$ , to strata przez tarcie przy poślizgu w okresie rozruchu wynosi 50%. Po ustaleniu ruchu straty tej niema.

29. Osadzenie kół, tarcz i t.p. na wałkach :

a/ Kliny, osadki. Osadzenie różnych części na wałkach jest w mechanizmach dźwignic mocno narażone z powodu ciągłego ruszania i zatrzymywania, a także z powodu zmiany kierunku sił przenoszonych. Dlatego musi być prawidłowo wykonane. Ponieważ w tej dziedzinie w całym szeregu podręczników znaleźć można tylko powierzchowne empiryczne reguły bez żadnego uzasadnienia, nie będzie zbytecznym dać tu wyjaśnienie gruntowniejsze. Klin, używany w mechanizmach dźwignic, jest dwuwpułkowy, przytem może być jako klin wbijany /tablica klinów rys.a/ lub jako klin

wbijany ze łbem / rys. b / albo jako klin nasuwany / rys. c / Pierwszy używany jest tam, gdzie jest do niego dostęp z obu stron piasty dla wbijania i wybijania drugi, gdy wbijanie i wyciąganie klina może odbywać się z jednej tylko strony; trzeci, gdzie na wbijanie i wybijanie niema dostępu, i wobec tego piasta wciśnięta jest na klin. Wszystkie te kliny rozpierając wałek i piastę, wytwarzają połączenie napięte bardzo mocne. klin trzyma dzięki tarciu, jakie wytwarza się między nim a piastą i między wałem a piastą, a pozatem dzięki ukośnemu zaciśnięciu klina.

Przyjmując na ośki na klin wskutek tego ukośnego zaciśnięcia według trójkąta z wysokością  $2p$ , oraz najpomyślniejszą dla odległości  $a$  wartość  $\frac{b}{6}$ , otrzymujemy :



$$M_{kl} \approx \frac{2pbL}{2} \cdot \frac{b}{6} \cdot 2 + \frac{M \cdot 2pbL}{2} d = pbL \left( \frac{b}{3} + \mu d \right)$$

Przeciętnie  $b = 0,3d$ ,  $\mu_{min} = 0,19$  wobec

czego  $M_{kl} = pbL \cdot 0,29d$  i więcej. Prócz tych

dwóch czynników zespalających klin posiada jeszcze w zapasie zdolność trzymania odporem na powierzchni bocznej  $t$  tak, że stanowi on połączenie nader pewne. Dlatego należy go w zasadzie stosować do wszystkich organów podających i odbierających napęd. -

Klin trzyma również w kierunku poprzecznym - Umocowanie klinowe nieco odciąga koło ekscentrycznie do wałka. W mechanizmach dźwigni jest to odciągnięcie bez znaczenia.

W przeciwieństwie do klina osadka nie rozpiera części łączonych i trzyma tylko przez odpór na powierzchni bocznej.

$$M_{os} = p_1 t L \frac{d}{2}$$

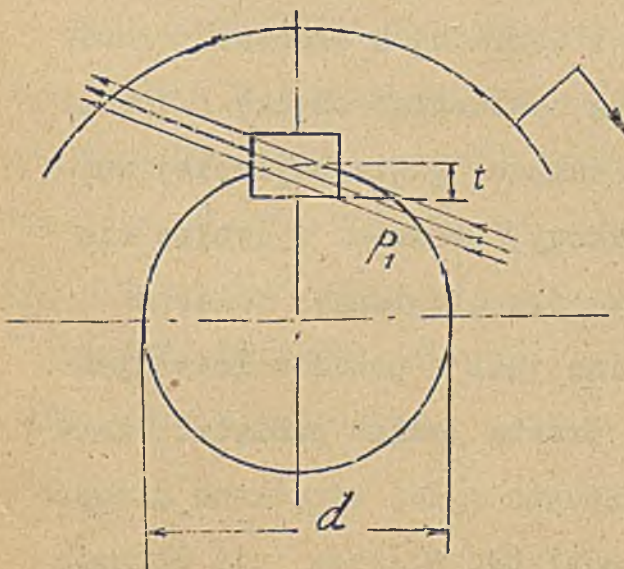
przeciętnie  $t = 0,22d$

wobec czego dopuszczając taki sam, jak w

klinach, największy nacisk  $p_1 = 2p$  otrzymamy

$$M_{os} = pbL \cdot 0,22d$$

Porównując oba pola



czenia widzimy, iż połączenia na osadkę jest conaj-  
mniej  $\frac{0,29}{0,22} = 1,3$  razy słabsze, przytem nie po-  
niada żadnego dodatkowego zapasu zespalającego .

z tego w dźwignicach w zasadzie nie powinna być  
stosowana do organów podających lub odbierających  
napęd. Używamy jej jako osadki stałej /tablica osa-  
dek rys.d /:1/ do połączeń niewymagających silnego  
zespolenia / np. str.138 rys.136f i g /; 2/ dla za-  
bezpieczenia w połączeniach ściskowych, gdzie części  
wtłoczone są na wałek lub wciągnięte na gorąco lub  
ściśnięte na koniec stożkowy przy pomocy śruby /str.  
461 /; 3/ wreszcie dla umocowania kół ślimakowych ,  
gdzie dla dokładności pracy niewolno odciągać koła  
ekscentrycznie do wałka / co robi klin /; także dla  
małych kółek zębatach walcowych i kół stożkowych w  
mechanizmach szybkich i dokładnych ekscentryczność  
nie jest dobra i trzeba zastosować osadkę / jeżeli  
nie są one na końcach wałków, gdzie najlepiej wci-  
śnięcie na koniec stożkowy / .Pozatem w drodze nie  
dającego się usunąć wyjątku dla innych połączeń ,  
gdzie zastosowanie klina jest z powodów lokalnych  
zupełnie niemożliwym. Trzeba jednak pamiętać, że w  
tych wszystkich wyliczonych wyżej wypadkach długość  
osadki i piasty  $\angle$  musi być większa, niż długość

przy osadzeniu na klin.

Ze względu na ciągłe rozruchy pożądaną jest stosować w dźwignicach długości piast nieco większe

niż w ogólnym budownictwie maszyn, a m.  $l = 1,7d$ .

Przy tej długości największy nacisk w rowku piasty

wynieść może przeciętnie:  $p \cdot 0,3d \cdot 1,7d \cdot 0,29d =$   
 $= 0,2d^3 k_{09}$ , skąd  $2p = 2,7 \cdot k_{09} \approx 2,7 \cdot 300 = 810$

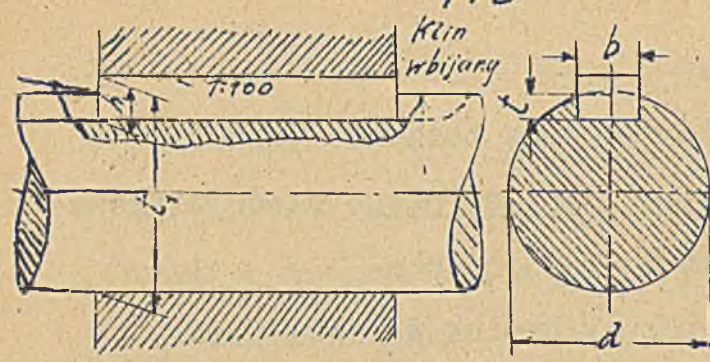
/ p. str. 455/. Dla piast żeliwnych jest to nacisk, którego przekroczyć bezwzględnie nie można. Dlatego przy zastosowaniu osadki długości piasty powinna być

$l = 1,3 \cdot 1,7d = 2,25d$ . Jeżeli piasta ta wypadłaby za długa, należy zastosować grubszą osadkę.

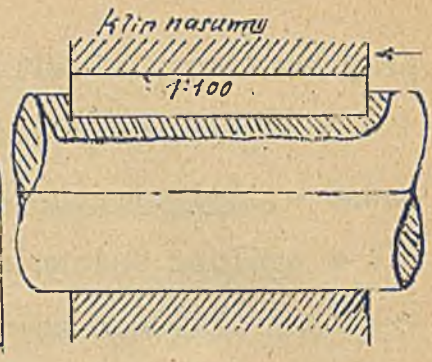
Dla części, które muszą być przesuwane po wałku, pozostając z nim w połączeniu, stosowane są osadki ślizgowe / rys. c./ . Jest oczywiście, że nacisk  $p$ , dla tych osadek musi być nieznaczny ok. 300. Wobec tego trzeba tu zastosować nie tylko dłuższe piasty, lecz poza tym dwie osadki zamiast jednej. Normale francuskie przewidują z tego względu dla osadek grubości większe niż w normalach niemieckich.

Poniższe tablice zawierają wymiary klinów i osadek według norm niemieckich.

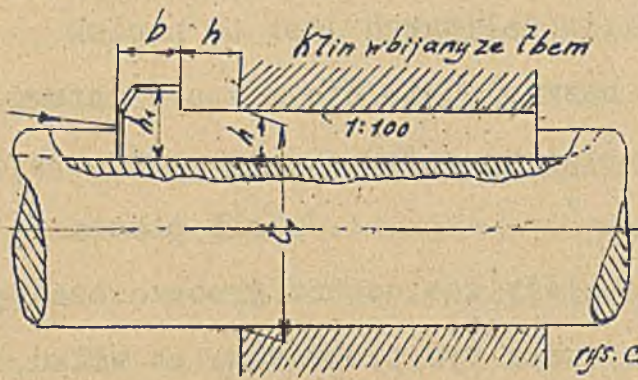
-478-



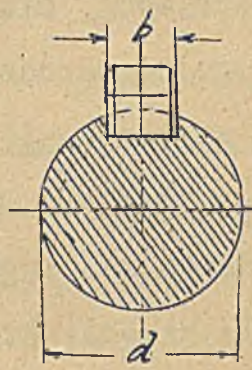
rys. a.



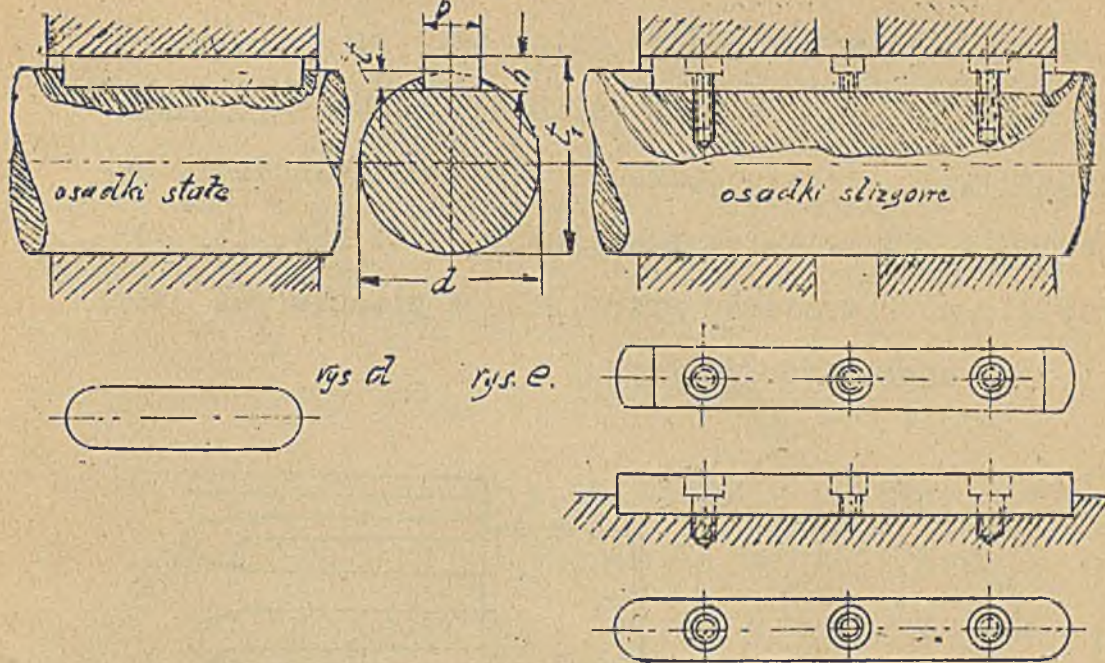
rys. b.



rys. c.



dla średnicy wałka $d$	nominalny wymiar klina $b \times h$	żeb $h_1$	rowek w nałku $t$	rowek w piaskie $t_1$
22 $\frac{1}{2}$ 30	8 x 7	10	4	$d + 3$
> 30 $\frac{1}{2}$ 38	10 x 8	12	4,5	$d + 3,5$
38 $\frac{1}{2}$ 44	12 x 8	12	4,5	$d + 3,5$
44 $\frac{1}{2}$ 50	14 x 9	13	5	$d + 4$
50 $\frac{1}{2}$ 58	16 x 10	15	5	$d + 5$
58 $\frac{1}{2}$ 68	18 x 11	17	6	$d + 5$
68 $\frac{1}{2}$ 78	20 x 12	19	6	$d + 6$
78 $\frac{1}{2}$ 92	24 x 14	22	7	$d + 7$
92 $\frac{1}{2}$ 110	28 x 16	25	8	$d + 8$
110 $\frac{1}{2}$ 130	32 x 18	28	9	$d + 9$
130 $\frac{1}{2}$ 150	36 x 20	32	10	$d + 10$
150 $\frac{1}{2}$ 170	40 x 22	36	11	$d + 11$
170 $\frac{1}{2}$ 200	45 x 25	40	12	$d + 12$



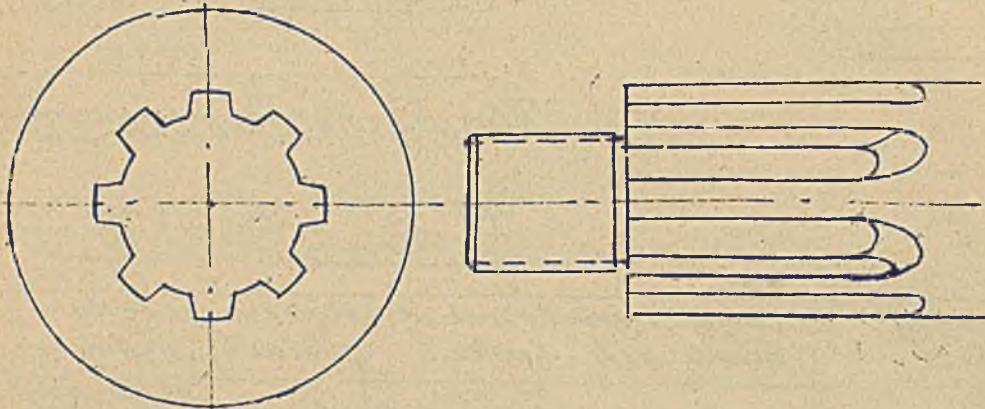
dla średnicy wałka $d$	nominalnymi osadki $b \times h$	rowek w wałku $t$	rowek w płaszczyźnie $t_1$	Śruby przytrzymujące	
22 / 30	8 × 7	4	$d + 3,2$	Włókno metrycz	
> 30 / 38	10 × 8	4,5	$d + 3,7$		
38 / 44	12 × 8	4,5	$d + 3,7$		
44 / 50	14 × 9	5	$d + 4,2$		
50 / 58	16 × 10	5	$d + 5,2$		
58 / 68	18 × 11	6	$d + 5,3$	(1/4")	6
68 / 78	20 × 12	6	$d + 6,3$		
78 / 92	24 × 14	7	$d + 7,3$		
92 / 110	28 × 16	8	$d + 8,3$		
110 / 130	32 × 18	9	$d + 9,3$	(3/8")	10
130 / 150	36 × 20	10	$d + 10,3$		
150 / 170	40 × 22	11	$d + 11,3$	(1/2")	12
170 / 190	45 × 25	13	$d + 12,3$		

Normale angielskie i amerykańskie przepisują powyżej 60 mm. większe grubości dla klinów i osadek niż normale niemieckie. Jest to pożyteczne przedewszystkiem dla osadek.

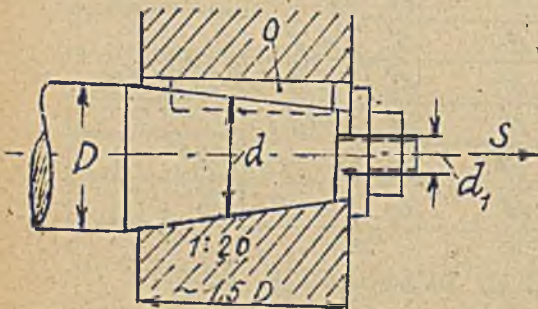


Materiał klinów i osadek: stal zł.  $60 \cdot 70 \text{ kg/mm}^2$ .

b/ Nader silnem, a małe osłabiającem wałek i nie-centrującem jest połączenie stosowane w budowie samochodów, gdzie wałek powycinany jest tak, iż woczy się na nim szereg grzebieni, w płaszcis zaś wcięty jest szereg rowków /rys./



W połączeniu takim nacisk  $p_1$  jest bardzo niewielki, co pożyteczne jest w mechanizmie samochodu podległego uderzeniom. Wykonanie wykończenia wymaga specjalnych maszyn. W dziedzinie dźwignic może znaleźć zastosowanie dla wózków akumulatorowych /str.189/.



c/ Nie decentrującem i silnem jest również połączenie przez wciśnięcie na koniec stożkowy. Przy nacisku

$p$  na powierzchnię stożkową moment zespajający  $M = \frac{d}{2} S \mu'$  przyczem

$$\frac{M}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} < M' < \frac{M}{\sin \alpha} \quad \text{dla } \mu = 0,19 \text{ i zbieżności}$$

stożka  $1/20$ , współczynnik:  $0,8 < \mu' < 38$ . Przyjmując wobec małego kąta  $\alpha$  współczynnik  $\mu'$  ostrożnie według niższej granicy  $= 0,8$ , otrzymujemy przybliżenie z równości  $M = 0,2 d^3 K_{og} = \frac{d^3}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4} K_r \mu'$  średnicę  $d_1 = 0,55d$  / stosunek  $\frac{K_{og}}{K_r}$  przyjęto  $= \frac{1}{2}$ . Osadka  $O$  służy tylko do zabezpieczenia.

## 29 Czopy i łożyska ślizgowe, smarowane

a/ Zasady techniki smarowania i ustroju łożysk i czopów według nowoczesnej teorii hydrodynamicznej i wnioski o do czopów i łożysk dźwigni.

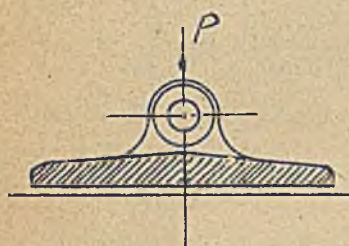
Odróżniać należy 1/ Tarcie suche dwóch nienasmarowanych powierzchni. Przy tarciu tem - duży opór i znaczne ścieranie powierzchni. Korzystamy z tarcia takiego dla sprzęgieł, włączanych w postój dla kół ciernych i dla większości hamulców.

2/ Tarcie półsuche dwóch nasmarowanych powierzchni, które jednak ślizgają się po sobie stykając się prawie bezpośrednio wobec braku dostatecznej warstewki smaru rozdzielającej powierzchnie. Zachodzi podczas ruszania w łożyskach ślizgowych i na wszelkich powierzchniach ślizgowych przy bardzo małej szybkości ruchu, występuje również w tych

sprzęgłach ciernych, które są smarowane i w kołach zębatych. Przy tarcia półsuchem zachodzi również spore ścieranie powierzchni. 3/ Tarcie płynne, przy którym niema bezpośredniego zetknięcia powierzchni ślizgających; powierzchnie oddzielone są warstewką smaru tak, że w czasie ruchu zachodzi jedynie przesuwanie wzajemne cząsteczek smaru; tarcie płynne powinno istnieć przy ustalonym biegu w łożyskach prawidłowo skonstruowanych. Przy idealnym tarcia płynnym ścierania powierzchni zupełnie niema. 4/ Tarcie półpłynne zachodzi, gdy warstewka smaru pomiędzy powierzchniami ulegnie przedarciu i powierzchnie stykają się częściowo już bezpośrednio - zachodzi w łożyskach niedostatecznie smarowanych źle ustawionych i mających nieprawidłowe rowki smarujące, a także w przekładniach ślimakowych i kołach zębatych smarowanych smarem płynnym / w skrzynkach /. Przy tarcia tem występuje ścieranie powierzchni, ale niewielkie.

Ideałem dla wszystkich łożysk ślizgowych, z punktu zużycia, byłaby praca przy tarcia całkowicie płynnym. Tarcie to, na podstawie nowoczesnej teorii hydrodynamicznej, osiąga się przez takie dobranie wymiarów łożyska i lepkości smaru, aby opór przy danym obciążeniu i danej liczbie obrotów mógł "płynąć"

dynamicznie" na warstewce smaru. Pojęcie pływania dynamicznego wyjaśnia się przez następujące rozważanie. Jeżeli po nasmarowanej początkowo powierzchni przesuwana jest płoza, obciążona siłą  $P$  i mająca spód zupełnie płaski /rys. a/, to między powierzchniami ślizgowymi nie może się

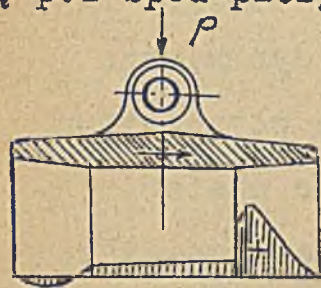


rys. a.

utrzymać warstewka smaru, gdyż wyciska ją prawie od razu obciążenie płozy; - następuje tarcie półsuche. Jeżeli zaś płoza zaopatrzona będzie w

spód skośny na przodzie /rys. b/

to przy dostatecznie szybkim ruchu płozy i dostatecznej lepkości smaru, smar jakgdyby klinem przedostaje się pod spód płozy, ściślej ujmując w warstewce tej,

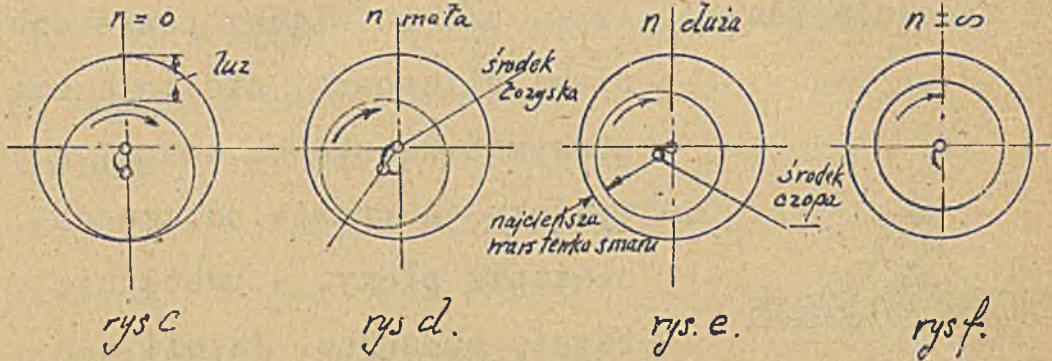


rys. b.

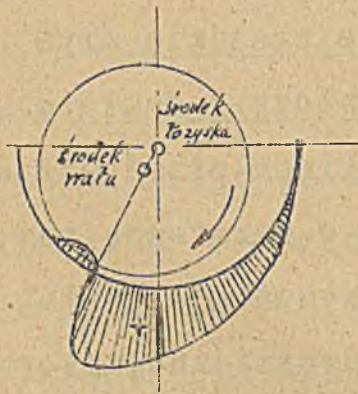
jak wskazuje rysunek, powstaje ciśnienie dynamiczne, które zdolne jest utrzymać obciążoną płoza w stanie pływania po smarze, zabezpieczając od bezpośredniego suchego styku powierzchni ślizgowych i spr

wadzając tarcie całkowicie płynne. Podobne

zjawisko powstaje w łożysku. Łożysko prawidłowe musi mieć pewien drobny luz. Rysunki c,d,e,f, w przesadnej formie wskazują powstawanie rozdzielającej warstewki smaru, rys.zaś g - powstawanie



ciśnienia dynamicznego. Otulająca warstewka smaru



rys. g.

kraży razem z oszopem, część jednak smaru po obu brzegach łożyska jest wyciskana, skutkiem czego potrzebny jest dopływ smaru nowego. -Pływanie dynamiczne i tarcie całkowicie płynne trwa

depóty, dopóki nie nastąpi za-

kłócenie wytworzonej równowagi przez zmniejszenie liczby obrotów: przy zwalnianiu ruchu ciśnienie dynamiczne stopniowo zmniejsza się, grubość warstewek rozdzielającej maleje tak, że tarcie wej-  
może w fazę półpłynnego, aż wreszcie przy zatrzymaniu tarcie staje się półsuchem. Podobno zakłóce-

nie równowagi nastąpić może również z powodu głego dopływu smaru lub też z powodu nadmiernego wzrostu obciążenia. / Dla osiągnięcia trwałego ruchu z tarcie płynne łożyska muszą mieć pewien zapas tak, aby określony wzrost obciążenia nie wyprowadzał ich ze stanu dynamicznego pływania /.

Z punktu teorii tej jest jasnym: 1/ Ze tarcie całkowicie płynne osiąga się tylko przy smarowaniu nieprzerwanem / np. obiegowem /; smarowanie kroplowe jest przeważnie za skąpe. tembardziej smarowanie okresowe smarem gęstym zapomocą smarownicy Stauffera,

2/ Ze lepkość smaru musi być tem większa, im mniejsza liczba obrotów i większy nacisk jednostkowy.

3/ Ze przy tarcu całkowicie płynnem materiał panewki nie miałby żadnego znaczenia. Ważny on jest jedynie w okresach małej liczby obrotów przy zwalnianiu biegu oraz przy zatrzymywaniu i ruszaniu, kiedy występuje tarcie półpłynne i półsuche. Dla łożysk mechanizmów często zwalnających bieg niezbędne są tuleje lub panewki z białego metalu łożyskowego / bezwzględnie nie zawierającego cynku! / lub bronzu łożyskowego.

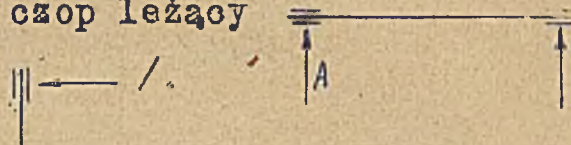
4/ Ze tarcie płynne osiąga się tylko przy pewnem właściwym położeniu czopa względem panewki i że wo-

beo tego łożyska, o ile można, powinny być wahliwe nastawiające się samoczynnie; w łożyskach bowiem nienastawialnych występuje łatwo ukośne położenie czopa względem panewki i skutkiem tego na krawędziach panewki tarcie półsuche. Dlatego przy stosowaniu łożysk niewahliwych wałki powinny być możliwie jaknajwięcej szttywne i panewki wyokrąglone na krawędziach. 5/ Że wreszcie w mechanizmach dźwignic jako maszynach ni a ze stałą liczbą obrotów, lecz przer zajmujących z miejsca, biegnących potem krótko z szybkością ustaloną i za chwilę już zatrzymujących się / - nie może być mowy o stale istniejącem tarciu całkowiecie płynnem. Tarcie przechodzi kolejno od stanu półsuchego do półpłynnego wreszcie do płynnego, aby potem spaść znowu przez fazę półpłynną do półsuchej. Dlatego przy obliczaniu czopów i łożysk w dźwignicach nie może znaleźć zastosowania obliczenie według teorii hydrodynamicznej, jakie ostatnio pojawiło się w nauce technicznej z uwagi na tarcie całkowiecie płynne, jakie występuje w łożyskach nieprzerwanie pracujących / p.E.Falz " Grundzüge d. Schmiertechnik "/. Miarodajnem dla ich oblicze-

nia jest tarcie półsuche i półpłynne. Można więc stosować metody, jakie dotychczas, bez rozróżnienia różnych rodzajów tarć, używane były w nauce o częściach maszyn przeciętnie dla wszystkich łożysk. Uwzględnić jeno trzeba specjalne warunki, w jakich pracują mechanizmy dźwignio.

b/ Obliczenie czopa i łożyska końcowego poprzek

obciążonego / czop leżący



Czop końcowy odpowiadać musi warunkom: 1/ wytrzyma-

łości:  $A \frac{L}{2} \leq 0,1 d^3 k_g$  , 2/ nacisku

dopuszczalnego ze względu na zbyt-  
nie wyciskanie smaru i ścieranie

$\sigma = \frac{A}{2d} \leq k$  , 3/ zabezpieczenia

od zbytniego zagrzanania  $\frac{\mu_1 A d n}{1910 2d} \leq a$

gdzie  $a$  dopuszczalna sekundowa pra-

ca tarcia w  $m.kg$  na  $1 \text{ cm}^2$  rzutu powierzchni czopa.

Z warunków 2 i 3 widzimy, iż nacisk  $\sigma = \frac{AL}{d}$  nie tylko musi być  $\leq k$ , uznanego dla danego materiału

czopa i panewki oraz dla danej lepkości smaru za-

dopuszczalny, lecz również  $\leq \frac{1910a}{\mu_1 d n}$ , czyli musi

zmniejszać się ze wzrostem liczby obrotów. Z wa-

runku zaś 1 i 2  $d = \sqrt{\frac{5A \cdot L}{k_g \cdot d}}$  oraz  $\frac{L}{d} = \sqrt{\frac{k_g}{5\sigma}}$





jąc za G indnerem, iż zależność tę wyrazi mnożnik  $\sqrt{\frac{1}{u_{em}}}$  a pozatem, że nacisk ten może zwiększać się ze średnicą czopa / z racji mniejszego uginania i korzystniejszego przez to  $\mu_1$  / w stosunku  $\sqrt{\frac{d}{20}}$  czyli sumarycznie:  $\sigma = k \sqrt{\frac{1}{u}} \cdot \sqrt{\frac{d}{20}} = k \sqrt{\frac{100}{n}}$

gdzie  $n$  liczba obrotów na minutę, - otrzymamy dla  $\frac{z}{d}$  następującą zależność:  $\frac{z}{d} = \sqrt{\frac{k_2}{5k}} \cdot \sqrt[4]{\frac{n}{100}} = \lambda \sqrt[4]{\frac{n}{100}}$

Stosunek ten wyprowadzony przez Lindnera dla maszyn nieprzerwanie wirujących przyjmuje jako miarodajny dla stopnia natężenia  $S_{II}$ , z tem ponadto ograniczeniem, iż ze względów normalizacyjnych ograniczyć trzeba wartości  $\frac{z}{d}$  do niewielkiej liczby, przyjmując dla pewnych granic wartości przeciętne a m.

dla n	$\leq 100$	$>100 \text{ } \wedge \text{ } 400$	$>400 \text{ } \wedge \text{ } 700$	$>700 \text{ } \wedge \text{ } 1300$	$>1300 \text{ } \wedge \text{ } 1600$
przeciętne $\left(\sqrt[4]{\frac{n}{100}}\right)$	1	1,3	1,5	1,8	2

Wprowadzając pozatem ustalone na str. 272 i 270 wpływy natężenia pracy otrzymujemy ostatecznie:

$$\left(\frac{z}{d}\right)_{S_{II}} = \lambda \sqrt[4]{\frac{n}{100}} \quad \left. \begin{array}{l} \text{ze względów nor-} \\ \text{malizacyjnych moż-} \\ \text{na jednak przyjąć} \\ \text{dla uproszczenia:} \end{array} \right\}$$

$$\left(\frac{z}{d}\right)_{S_{II}} = \left(\frac{z}{d}\right)_{S_{II}} \cdot \sqrt{\frac{10}{12,5}} = 0,9 \left(\frac{z}{d}\right)_{S_{II}}$$

$$\left(\frac{z}{d}\right)_{S_{II}} = 0,85 \left(\frac{z}{d}\right)_{S_{II}}$$

$$\left(\frac{z}{d}\right)_{S_{\bar{I}}} = \left(\frac{z}{d}\right)_{S_{\bar{II}}}; \quad \left(\frac{z}{d}\right)_{S_I} = 0,8 \left(\frac{z}{d}\right)_{S_{\bar{II}}}$$

Dla dźwigni reśnych liczba obrotów nie okazuje żadnego wpływu tak, iż dla wszystkich łożysk

$$\left(\frac{z}{d}\right)_{R_I} = 0,8\lambda \text{ oraz } \left(\frac{z}{d}\right)_{R_{\bar{I}}} = 0,75\lambda; \text{ ze względów normalizacyjnych również ewentualnie } \left(\frac{z}{d}\right)_{R_I} = \left(\frac{z}{d}\right)_{R_{\bar{I}}}$$

Po określeniu stosunku  $\frac{z}{d}$  obliczamy średnią czopa:

$$d = \sqrt{\frac{SA}{K_g} \left(\frac{z}{d}\right)}, \text{ przytem}$$

	$S_{\bar{I}} \text{ i } S_{\bar{II}}$	$S_{\bar{I}}$	$S_I$	$R_{\bar{I}} \text{ i } R_I$
$K_g$ stal zL.	600	675	750	630
$K_g$ zel. zL.	500	570	625	525

Oczywiście w mechanizmach silnikowych napór  $A$  według momentów miarodajnych dla obliczeń części sztywnych (str. 249, 253, 256 i 258).

c/ Obliczenie czopa i łożyska środkowego.

Dla czopa takiego średnica  $d$  określona jest już przez wymiar średnicy wałka. Miarodajne dla niego są tylko warunki 2 i 3. Długość przeto czopa

$$z = \frac{B}{6d}; \text{ gdzie } B - \text{napór na łożysko.}$$

Ze względów normalizacyjnych zazwyczaj przyjmujemy także stosunek  $\frac{z}{d}$  jak dla czopów końcowych, o ile nie powoduje to zbyt wielkiego uchybienia powyższemu warunkowi.

d/ Ustroje łożysk poprzek obciążonych. Zasada w dźwignicach jest stosować łożyska możliwie jaknaj

prostsze. Łożyska końcowe - w dźwignicach najczęst-  
sze - są przeważnie niedzielne. Łożyska środkowe  
powinny być z reguły otwieralne dla ułatwienia  
składania mechanizmu i rozbierania dla ewentualnych  
poprawek. Na stronę smarowania łożysk powinna być  
zwrócona szczególne uwaga, a to dlatego, iż dobroć  
smarowania decyduje o wycieraniu panewek i czopa.  
Jest jasne, że wymagania co do smarowania ustoppio-  
wać można według stopni natężenia pracy mechaniz-  
mów dźwignic. Staranniej przeto muszą być skonstru-  
owane łożyska dla mechanizmu  $S_{II}$  niż dla stop-  
nia  $S_I$ , a tembardziej  $R_I$ . Poza to oczywiście  
i liczba obrotów wałka jest czynnikiem decydującym  
o rodzaju smarowania: 1/ Dla  $n > 200 \frac{obr}{min}$  stosowa-  
ne są łożyska samosmary z obraczką oliwiącą. W zbio-  
rze rys. tb.XII rys. 150a i tb.XVIII rys.147 przed-  
stawiają przykłady takich łożysk dla skrzynek prze-  
kładni ślimakowych i zębatach. Rys.162a /tb.XXI /  
jest przykładem jaknajprostszego dzielonego łoż-  
yska samosmaru, które może znaleźć zastosowanie  
dla wałków nie umieszczonych w skrzynkach z zastrze-  
żeniem, że ustrój jego musi być uzupełniony przez  
założenie tuleji brązowej. Rys.162b tej że tabli-  
cy przedstawia łożysko dzielone samosmar ze smaro-

waniem zapomocą knota metalowego z dołu;ustrój taki nie zapewnia oczywiście tak obfitego dopływu smaru jak obrączka, pozatem dopływ nie jest umieszczony w miejscu korzystnem nieobciążonem. Rys.162c tabl. XXII przedstawia przykład łożyska z podawaniem smaru z dołu zapomocą krążka oliwiącego. Oliwienie takie w innej odmianie konstrukcyjnej spotykane jest w konstrukcjach angielskich i amerykańskich dla smarowania wałków kół jezdnych. Rys.163 tb. XXII przedstawia łożysko wózków stosowanych przy robotach budowlanych i w górnictwie ze smarowaniem wałka zapomocą szczotki z dołu; jest oczywistem, iż przy odpowiedniem przekonstruowaniu może znaleźć zastosowanie dla wałków kół jezdnych w dźwignicach.

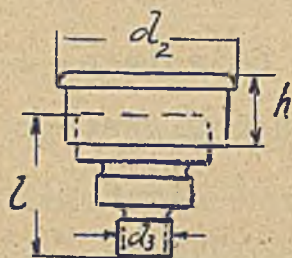
Wszystkie wyliczone łożyska mają smarowanie obiegowe to zn. że jedno napełnienie spełnia rolę smarującą aż do ponownego napełnienia.

2/ łożyska dla  $n < 200 \frac{obr}{min}$  oliwione są niekiedy zapomocą oliwiarki rurkowej / tb XXII rys.161 /, podającej smar kroplami tylko podczas biegu mechanizmu przez włoskowaty otwór pierścieniowy pod wpływem wstrząsów. Ilość podawanego smaru można uregulować zmieniając pręciik wewnętrzny na grubszy lub

cieńszy. Wadą takiego systemu smarowania jest to, iż nie jest ono obiegowe. Olej wyciekający z łożyska marnuje się, chyba że łożysko zaopatrzone byłoby w boczne zbiorniki /na wzór takich jak w samosmarach, lecz większych/, skąd co pewien okres czasu olej byłby zbierany dla ponownego użycia po prze-filtrowaniu.

3/ Łożyska wałków najwolniej wirujących otrzymują smarowanie za pomocą smaru gęstego. W dźwignicach stopnia natężenia  $S_{II}$  i  $S_{IV}$  dopływ tego smaru musi być jednak ciągły. Łożyska muszą mieć skrzynkę smarową /Tb.XXII rys.160 d/ z nałożonym zapasem smaru. Mniej odpowiednimi pod względem ułatwienia obsługi i pewności smarowania są skrzyneczki smarowe /Tb.XXI rys.160 c/, z których smar dochodzi własnym ciężarem po umiarkowanym rozgrzaniu się łożyska. Zupełnie niedostateczne smarowanie dają smarownice wygniatające Stauffera /Tb.XXI rys.160 b/ z wązkim wylotem, z których smar trzeba wygniatać. Mogą one być używane jedynie do dźwignic ręcznych i do dźwignic silnikowych stopnia  $S_1$ . Dla dźwignic stopnia  $S_{II}$  lepiej stosować wyżej wymienione skrzyneczki smarowe. Na Tb.XXI rys.160 a

160 e, 160 f i 160 g przedstawiają łożyska dźwignic według propozycji Niemieckiej Komisji Normalizacyjnej D.I.N. Wszystkie one mają smarowanie za pomocą smarownicy Stauffera i jako takie nie mogą być polecane dla dźwignic o wyższym stopniu nateżenia pracy; dla tego celu należy je przekonstruować, zaopatrując w skrzynkę smarową lub w oliwiarke rurkową.



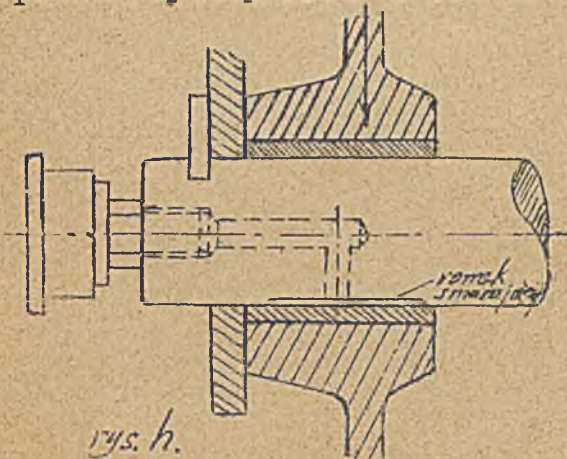
	III	IV	V	VI	VII	VIII
do $\phi$ wałkow	30	35/50	55/70	75/90	95/110	115/130
$d_2$ mm.	38	48	58	68	80	95
$d_3$ mm.	1/4" gwint gazowy				3/8" gwint gazowy	
	13,1				16,7	
h mm.	21	23	26	28	30	33
l mm.	40	45	45	50	50	45

Ponieważ łożyska dźwignic wypada często stawiać na nieobrobionych belkach ostojnic, spód tych łożysk dla ułatwienia dopasowania powinien być zaopatrzony w wąskie listewki stykowe /por. rys. 160 a, 160 c/. Większa dokładność mechanizmu osiąga się, jeżeli ostojnicę znitowaną jako całość zaopatrzyć w podkładki nanitowane w miejscach dla łożysk i ostrugać je na dokładny poziom na heblarce. łożyska

dźwignie gwoli prostoty są przeważnie sztywne nie-wahliwe. Dopuszczalne to jest wobec tego iż wałki są krótkie. Należy jednak ustawić łożyska jaknajdokładniej.

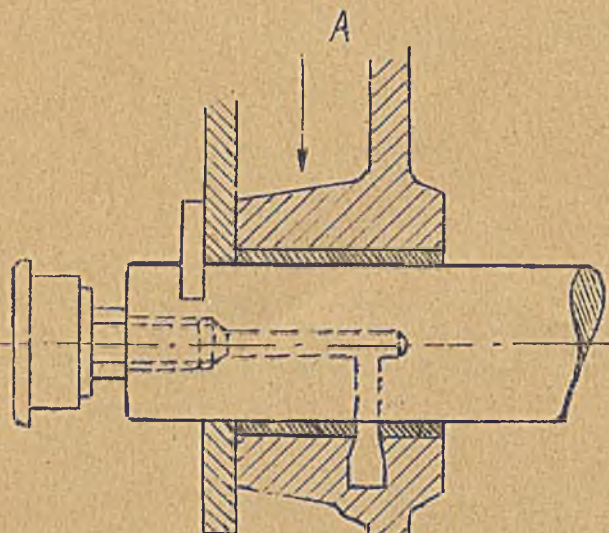
Dla umożliwienia ustawiania otwory na śruby w stopie łożyska są luźne. Po ustawieniu trzeba za-  
bezpieczyć łożysko od przesunięcia za pomocą koł-  
ków stożkowych, wbitych w otwór przewiercony przez stopę i półkę ostojnicy. Łożyska kołnierzowe/rys. 160f / powinny być umieszczone w otworach, wywierconych w dwu przeciwległych belkach ostojnicy w dokładnem położeniu za pomocą wiertarki-frezarki.

e/ Panwie bębnowe /str. 386 / i krażków obracających się na nieruchomej osi przy niewielkiej liczbie obrotów wykonywane są jako ślizgowe i smarowane są smarem gęstym. Smar doprowadzany jest zazwyczaj przez wydrążenie w osi za pomocą smarownic Stauffera / rys. h /. Smarowanie takie jest do-  
statecznem dla dźwigni ręcznych oraz silnikowych stopnia  $S_{II}$ .  
Dla dźwigni  $S_{II}$  i  $S_{II}$ , a nawet  $S_{II}$  nie wystarcza.

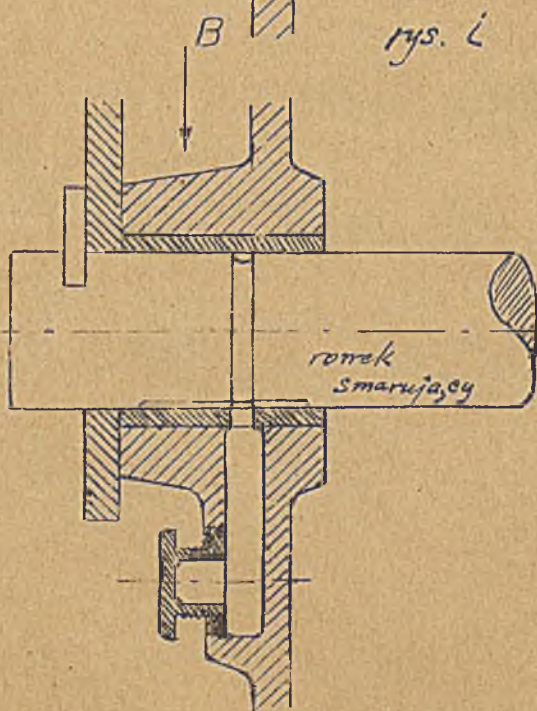


fer / rys. h /. Smarowanie takie jest do-  
statecznem dla dźwigni ręcznych oraz silnikowych stopnia  $S_{II}$ .  
Dla dźwigni  $S_{II}$  i  $S_{II}$ , a nawet  $S_{II}$  nie wystarcza.





rys. i



rys j

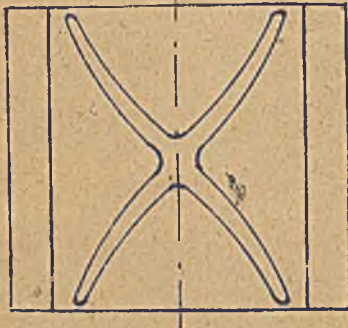
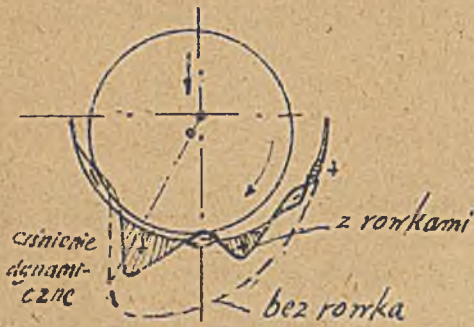
potrzebne jest stałe dostarczanie smaru. Osiągnąć je

można albo stosując smar płynny i stawiając za-  
miast smarownicy Stauffera oliwiarke rurkową,  
podającą smar kroplami podczas ruchu pod wpływem  
wstrząśnień mechanizmu, albo też stosując smar  
gesty i skrzynki smarowe /rys i, rys.j/, zawiera-  
jące dostateczny zapas na czas dłuższy.

Dla większej liczby obrotów pożądanem jest za-  
opatrywać panwie elementów, kręcących się na sta-  
łej osi, w łożyska kulkowe lub wałeczkowe. Łożyska  
takie wskazane są również dla małej liczby obro-  
tów dla miejsc trudno dostępnych, a przeto niemoż-  
liwych dla częstego uzupełnienia smaru.

#### t/ Rowki smarujące w łożyskach i na osiach.

Do niedawna jeszcze zaopatrywano panewki łoż-  
ysk w rowki smarujące, upatrując w nich cel roz-  
prowadzania smaru od miejsc doprowadzenia wzdłuż  
czopa. Doświadczenia jednak Kammerer'a i teoria  
hydrodynamiczna wykazały, że rowki takich zarysów,  
które z punktu rozprowadzenia smaru uważać można  
za najlepsze, przeszkadzają w utworzeniu dynamicz-  
nego pływania czopa i tarcia płynnego. Rys. k  
wskazuje, iż przy przejściu przez rowki, dochodzą

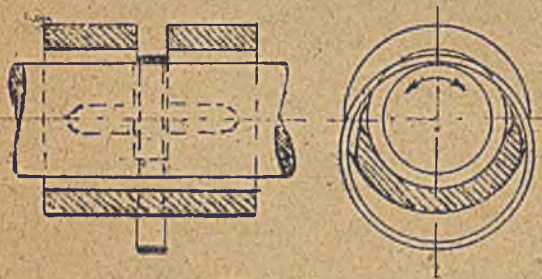


rys.k.

ce prawie do brzegów łożyska, ciśnienia dynamiczne, wytwarzające się wskutek obrotu spada, nie może ono dojść do tej wysokości, jaka powstaje w łożysku bez rowków i jaka jest potrzebna do wytworzenia tarcia całkowicie płynnego. Skutkiem tego tarcie jest napóły płynne i dla tego to w doświadczeniach Kammerer'a łożysko z rowkami zagrzewało się o 50 % silniej niż łożysko, nie mające zupełnie rowków. Wyciągając z tego wnioski E.Falz w pracy "Zweckmässige Schmiernuten" wydanej w r.1926 na zlecenie niemieckiego Związku gospodarczego wytwarzania /A.W.F./, podaje szereg przepisów co do tego, jakie mają być rowki smarujące w łożyskach z ruchem nieprzerwanym. Według nich i uwzględniając ponadto swoiste warunki mechanizmów dźwigniowych wyprowadzamy dla tych mechanizmów następujące reguły: 1/ Doprowadzenie smaru, jak widać z rys.k może znajdować się tam,

ce prawie do brzegów łożyska, ciśnienia dynamiczne, wytwarzające się wskutek obrotu spada, nie może ono dojść do tej wysokości, jaka powstaje w łożysku bez rowków i jaka jest potrzebna do wytworzenia tarcia całkowicie płynnego. Skutkiem tego tarcie jest napóły płynne i dla tego to w doświadczeniach Kammerer'a łożysko z rowkami

gdzie niema podwyższonego ciśnienia, a zatem w miejscu nie obciążonem. 2/ Napór na łożyska w mechanizmach dźwignic jednokierunkowo obciążonych /mech. podnoszenia/ skierowany jest ciągle, czy to przy podnoszeniu, czy przy opuszczaniu, w niektórych ku górze, w niektórych ku dołowi; w mechanizmach zaś różnokierunkowo obciążonych /przesuwu, obrotu/, to ku górze, to ku dołowi, zależnie od kierunku obrotu i tego, czy mechanizm pędzi czy hamuje. 3/ Wobec tego rowki łożysk dźwignicowych powinny być takie, jak w łożyskach "uniwersalnych" t. zn. zastosowanych do różnostronnego naporu. A zatem w łożyskach samosmarach



rys. m.

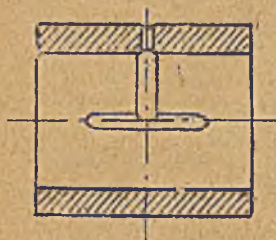
według schematu m /na rysunku tym dla uwydatnienia warstwy smarującej luz między

dzy wałkiem i panewką przedstawiono przesadnie jako bardzo duży/. Rys. n i o przedstawiają obszary dopuszczalnych kierunków naporu dla łożyska tak skonstruowanego. W łożyskach zaś ze smarowaniem od oliwiarki rurkowej, albo przy smarowaniu smarem gęstym według schematu p. 4/ Rowki



rys. n

rys. o.



rys. p.



powinny mieć kształt,  
 ułatwiający wytwarza-  
 nie ciśnienia dynamicz-  
 nego /rys. q . 5/ Czopy  
osi nieruchomych z ob-  
 racającymi się na nich  
 elementami bywają w me-  
 chanizmach podnoszenia  
 obciążone ku dołowi i  
 ku górze, zależnie od  
 kierunku liny, w mecha-

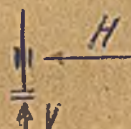
nizmach zaś przesuwu i obrotu ku dołowi. 6/ Wobec

tego doprowadzanie smaru powinno  
 odbywać się od strony nieobciążo-  
 nej. Rowek powinien znajdować się  
na części nieruchomej t.j. na osi.  
 Schematy rowków przy smarowaniach  
 takich przedstawione wyżej na rys.  
 i, j.



rys. q.

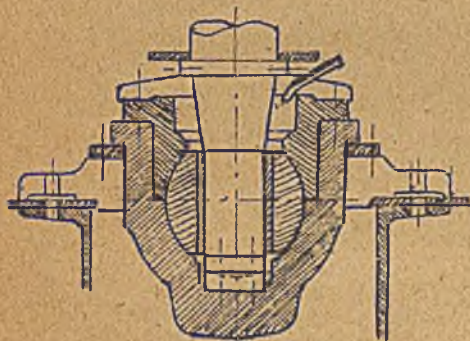
g/ Czopy wzdłuż obciążone



są w dźwig-

nicach ważnym elementem wszystkich żórawi ze słu-  
 pem obrotnym i na słupie nieruchomym /str.133 - 138  
 i 140 - 142/, a także obrotnic kolejowych /str.206/.

Czopy te są przeważnie jednocześnie poprzek obciążone. W Zbiorze rysunków na Tb. XXIV, XXV i XXVI przedstawione są przykłady konstrukcji takich czopów. W wysokich żórawiach typu wieżowego /str.137 rys.50 c i str.219 rys.83/ dla uniknięcia nierównomierności w rozłożeniu nacisku na boczną powierzchnię czopa, niezbędne jest robić łożysko szyjowe nastawialnem, mającem panewki w obsadzie kulistej: spód czopa musi być również kulisty /rys.r/. Obliczenie czopa wzdłuż i poprzek obciążonego:  $V$  - napór pionowy,  $H$  -



napór poziomy,  $d$  - średnica czopa,  $l$  - długość łożyska szyjowego; warunek wytrzymałości

$$\frac{V}{\pi d^2} + \frac{H^2}{0,1d^3} \leq k_c$$

rys. r.

dla stali zlewnej 1100/1300

$\text{kg/cm}^2$ ; warunek dopuszczalnego nacisku na po-

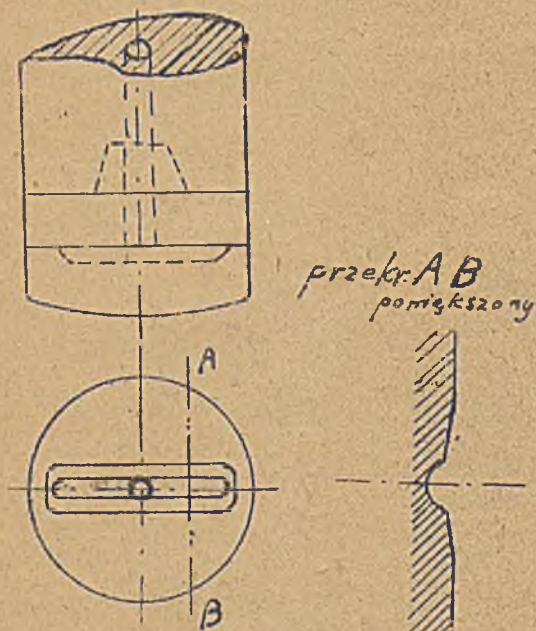
wierzchnie boczna  $\frac{H}{ld} \leq \sigma$  /p.wyżej czopy pop-

przek obciążone/; warunek dopuszczalnego nacisku

na powierzchnię storcową  $\frac{V}{nd^2} \leq K$ . Dla sta-

li twardej hartowanej używanej na stopę czopa i twardego brązu fosforowego lub również twardej

stali jako gniazda - dopuszczalny maksymalny  $K$



rys. s.

wynosi nawet  $450 \text{ kg/cm}^2$ ; oczywiście jednak pożądane jest brać wartość o wiele niższą szczególnie im częściej zóraw się obraca. Rowki powinny możliwie najlepiej ułatwiać przedostawanie się smaru /rys. s/.

Czopy obrotnic kolejowych wykonywane są niekiedy z bardzo twardej hartowanej stali i obliczane według  $K = 1200 \text{ kg/cm}^2$ , oczywiście służba czopów takich jest krótka.

### 30. Łożyska toczne: kulkowe, wałeczkowe.

a/ Wobec coraz szerszego zastosowania łożysk tocznych w szeregu maszyn, jak wobec <sup>również</sup> zdania przez nie pomyslnego egzaminu z pracy w mechanizmie, tak niekorzystnie narażonym jak samojazd - istnieje dążenie zastosowywania łożysk tych również do mechanizmów dźwignic.

Zaletą ich w stosunku do ślizgowych jest:

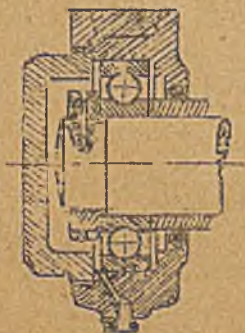
1/ Znacznie mniejszy opór tarcia; jeżeli dla łożysk ślizgowych poprzek obciążonych opór ten  $\frac{M}{s} = \mu_1 A r$ , przytem w łożyskach z obraczką oliwiącą  $\mu_1$  przy ruszaniu  $\cong 0,14$ , w pełnym, zaś biegu średnio  $\mu_1 = 0,007$  - to dla łożysk kulkowych  $M_t = \mu_i A r$ , przytem  $\mu_i = 0,033 / 0,0011$  zależnie od liczby obrotów i obciążenia łożyska /zmniejsza się ze wzrostem obciążenia i liczby obrotów/; w łożysku tocznym niema poza tem prawie żadnej różnicy między oporem przy ruszaniu i oporem w pełnym biegu; 2/ Nader małe zapotrzebowanie smaru: każde łożysko toczne jest zamkniętem, niewielka ilość smaru nalana /olej mineralny/, lub nałożona /wazelina/ do łożyska wystarcza na bardzo długi okres czasu do ponownego napełnienia. 3/ Prawie bezwzględna niewycieralność, wobec tego stałe, zupełnie dokładne położenie wałków /szczególnie ważne dla silników elektrycznych trójfazowych, gdzie między wirnikiem a statorem dopuszczalna jest niewielka szczelina powietrzna/. Wadą natomiast łożysk tocznych jest czułość na przeciążenia i uderzenia: przy sile normalnej kulki lub wałeczki poddane są już bardzo znacznemu naprężeniu, za-



bezpieczenie jest dla nich mniejsze, niż dla panewek łożyska ślizgowego - dlatego taki procent przeciążenia i uderzenia, który w łożysku ślizgowym nie prowadzi jeszcze do zniszczenia, może w łożysku tocznym wywołać pęknięcie kulek lub wałeczków. Oczywiście wadzie tej można zapobiec przez przyjęcie przy wyborze łożyska dostatecznego zapasu w obciążeniu łożyska.

b/ Rodzaje i cechy łożysk kulkowych i wałeczkowych poprzek obciążonych, zastosowanie w dźwignicach.

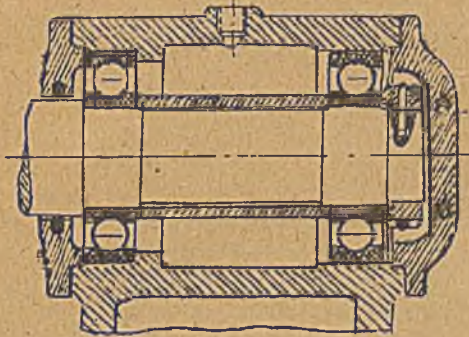
Dla danej grubości wałka łożysko kulkowe jednoszeregowe /rys.164/ posiada nośność stosunkowo niewielką, dlatego w dźwignicach znajduje zastosowanie tylko tam, gdzie nie spodziewamy się przeciążeń i uderzeń, np. w panwiach krążków linowych. Nie jest wskazaniem natomiast używać ich



rys 164.

przy kołkach jezdnych, narażonych na uderzenia przy przejeździe przez złącza, a także przy wszystkich wałkach niosących koła zębate, chyba tylko wyjątkowo we wciągnikach o małym udźwigu. Dla więcej obciążonych krążków li-

nowych i dla kół jezdnych nadaje się łożysko zespolone z dwóch jednoszeregowych. Dla wałków



rys.164 a.

niosących koła zębate takie zespolone łożysko /rys.164 a/ nie nadaje się, gdyż nie jest nastawialne i dlatego wewnętrzny

pierścień kulek podpaść może pod nadmierne obciążenie. Niezłe nadaje się tu łożysko wahlwe szwedzkiej firmy S.K.F. /rys.164 b/ , a także Tb.XXII rys.164 b i 164 c/ <sup>z podwójnym</sup> szeregiem kulek, nośność ich mimo podwójnego szeregu jest jednak tylko 1,2 razy większa, niż pojedynczego. Dla

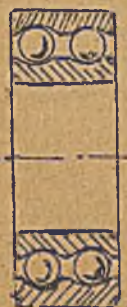


rys.164 b:

krótkich dostatecznie sztywnych wałków i przy zupełnie dokładnem ustawieniu łożysk np. w skrzynce, zastosować można łożysko dwusze-

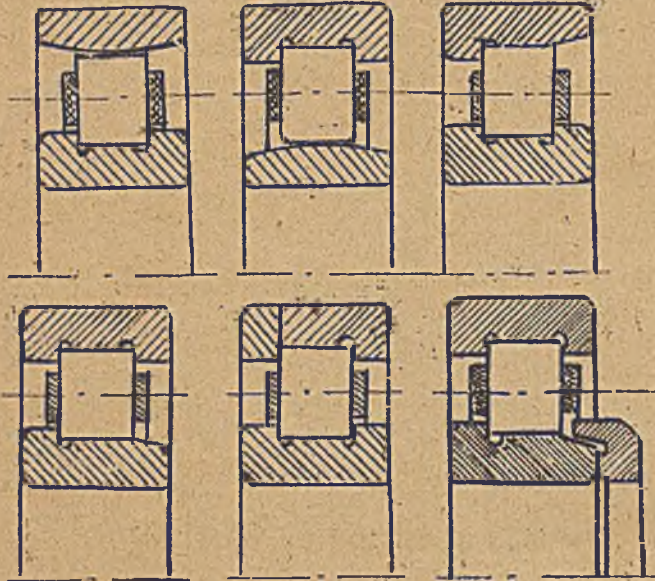
regowe /rys.164 e/. Ich nośność jest 1.5 większa, niż jednoszeregowych, są one pozatem drogie.

Dlatego najlepszem dla większych obciążeń jest łożysko wałeczkowe /rys.166 a/. Nośność jego jest



rys.166 c.

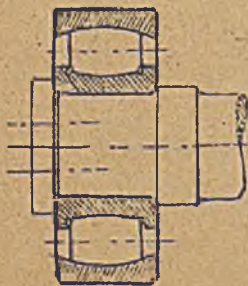
1,75 razy większa, niż jednoszeregowego kulkowego; pozatem wytrzymuje ono większe przeciążenie niż kulkowe. Dla łożysk bardzo mocno obciążonych



rys.166 a.

i narażonych na uderzenia najlepiej nadaje się łożysko beczułkowe /rys.166 d/ z wałeczkami wypukłymi; nośność jego jest o 20% większa, niż wałeczkowego zwyk-

łego /z wałeczkami cylindrycznymi/; posiada ono pozatem cenną zaletę samonastawialności.



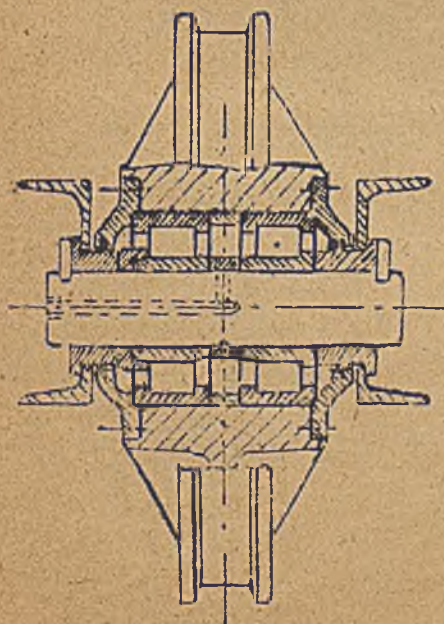
Zwykle jednoszeregowe łożysko kulkowe.

może wytrzymać poza główną siłą obciążającą poprzeczną /promieniową/ także pewne niewielkie jednak obciążenie wzdłużne /osiowe/, wynoszące ok. 10 % niewyko-

rys.166 d. rzystanej nośności /jeżeli np. pewne łożysko mo-

że być obciążona siłą poprzeczną 890 kg., a faktycznie obciążone jest 600 kg., to znieść może dodatkowo 10 %.  $/890 - 600/ = 29$  kg. obciążenia wzdłużnego. Dla tego prawie we wszystkich zastosowaniach łożyska kulkowego do dźwignie należy przewidywać dla ustalenia wałka w kierunku poosiowym specjalne oddzielne elementy. Pod tym względem grzeszy wiele z wzorów, podawanych dla reklamy przez fabryki łożysk kulkowych /np. Tb. XXII, rys. 164 c/.-

Łożysko wałeczkowe może natomiast wytrzymać o wiele większą dodatkową siłę osiową. Dlatego przy zastosowaniu tych łożysk przeważnie niema żad-

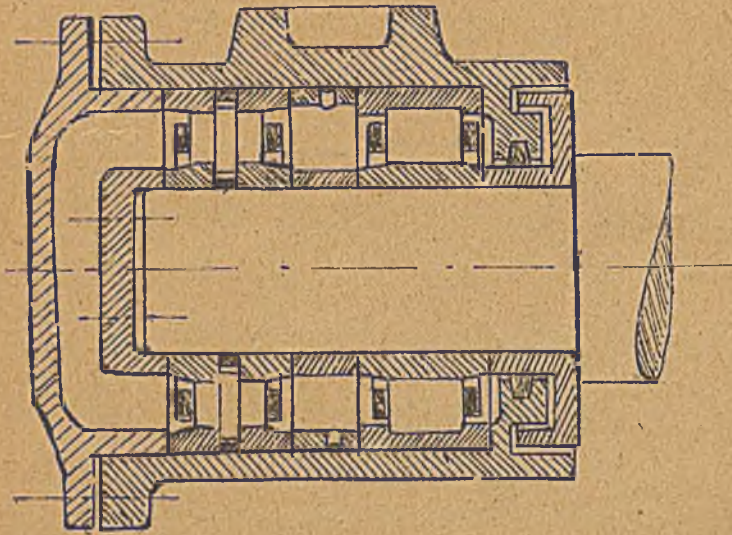


nego dodatkowego elementu dla powstrzymywania sił osiowych, jak wskazuje to np. rys. 166 c. oraz Tb. XXIII rys. 166. Przy takiej konstrukcji, aczkolwiek wykonywanej, należy obawiać się pewnego przekazywania połączenia wałeczków i przez to szybszego zużycia. Obawy tej niema w łoż-

rys. 166 c.

żysku grzebieniowo-wałeczkowym, wypracowanym przez

niemiecką fabrykę Jägera rys. 166 e.



rys.166 e.

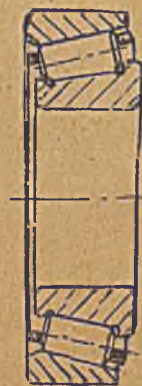
Żadnego dodatkowego elementu dla powstrzymania parcia osiowego nie potrzebuje łożysko stożkowo-wałeczkowe, wypracowa-

ne przez amerykańską fabrykę Timken Co. /rys.166 f,



stożkowe bowiem podłącze daje odpór zarówno składowej pionowej, jak i poziomej.

rys.166 f.



Dodać trzeba, iż z punktu techniki nowoczesnej łożysko przedstawione na Tb.XXII rys.165 jest przestarzałe i nie-

racjonalne: wałeczki są za długie, przekrzywiają

się w pracy i niszczą szybko. Łożysko nowoczesne ma wałeczki bardzo krótkie.

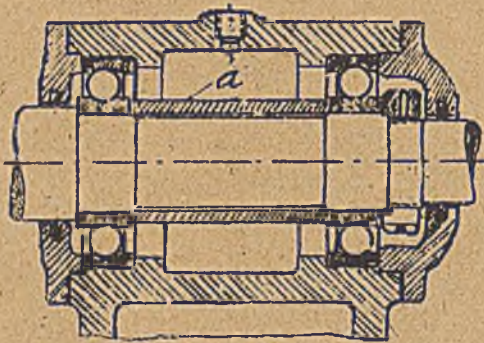
c/ Prawidła konstrukcyjne. Pierścień wewnętrzny musi być osadzony na wałku ciasno, osiąga się to przez odpowiedni stopień tolerancji [np. dla wałków  $\phi$  50 ÷ 80 otwór według  $d \begin{matrix} +0,000 \\ -0,014 \end{matrix}$ ]

Łożysko nakładane jest na wałek po rozgrzaniu w oleju do temperatury 60 - 70°C. To ciasne osadzenie pierścienia wewnętrznego nie usuwa konieczności zabezpieczenia od przesunięcia w kierunku poosiowym.

Pierścień zewnętrzny powinien być osadzony w oprawie posuwisto /np. w oprawach  $\phi$  120 ÷ 180 średnica pierścienia  $D \begin{matrix} +0,000 \\ -0,018 \end{matrix}$  /. Konstrukcja oprawy powinna zabezpieczać dokładność gniazda na ten pierścień, aby nie spowodowane było jego zaciśnięcie. To osadzenie posuwiste jest niezbędne przez wzgląd, aby kulki łożyska nie podlegały partii poosiowemu i nie zatarło się, co miałoby miejsce przy osadzeniu nieruchomem z powodu błędów w wykonaniu /za długa rura a rys.164 f/. Łożysko II musi mieć swobodę przesuwu w obu kierunkach /p.wyżej rys.164 a/.

d/ Zabezpieczenie od kurzu i wilgoci.

Łożysko toczne powinno być doskonale zabezpieczone, od przenikania kurzu, wilgoci, kwasów i t. p., co tłumaczy rys.



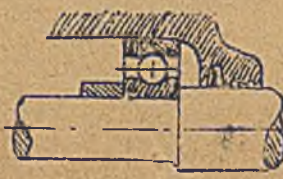
rys.164 f.

164 g. Dźwignice przeważnie pracują w pomieszczeniach mniej czystych. Dlatego zabezpieczenie /rys.164 h/ jest przeważnie niewystarczające. Pewniejszym jest /rys.164 i/ lub /rys.164 j/. Łożyska dźwignic, pracujących na dworze i w pomieszczeniach bardzo zakurzonych rys.164 g. należy zaopatrzyć przez uszczelnienie

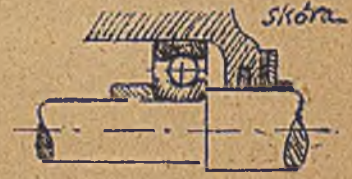
dobrze  
zasłonięte  
doplynn  
kurzu  
kurz  
ostry  
roch  
kwas  
/prmałość



rys.164 h.



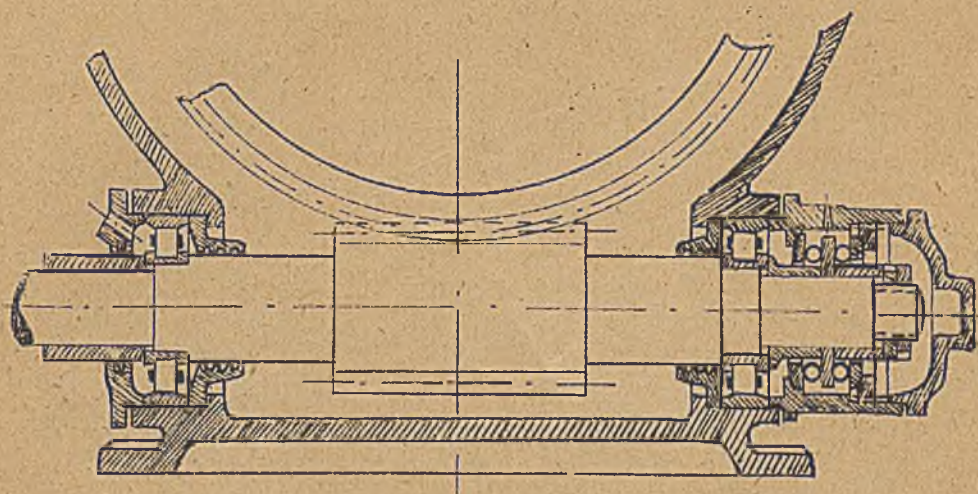
rys.164 i.



rys.164 j.

za pomocą pierścienia filcowego w ochraniacz labiryntowy /p. wyżej/ /rys.166e/. Łożyska ślinaka nie powinny być zatapiane tym smarem, w którym pracuje

zazębienie ślimakowe, gdyż smar ten zawiera po



rys.166 g.

w pewnym okresie pracy cząsteczki metalowe, pochodzące od ścierania zazębienia; należy łożyska te odgrodzić tarczkami przegrodowymi /rys.166 g/.





Typ średni				Dla liczby obrotów na minutę							
				1	10	50	100	200	500	1000	1500
$d$	$D$	$b$	$r$	Największe obciążenie $m$ kg oraz poniżej linii podziału $m$ tonach							
15	42	13	1,5	190	180	170	150	130	110	90	75
17	47	14	1,5	270	260	240	220	190	160	130	110
20	52	15	2	360	340	310	300	250	220	170	140
25	62	17	2	450	430	420	380	340	280	230	180
30	72	19	2	650	600	560	500	450	380	300	250
35	80	21	2,5	850	800	720	660	600	500	400	320
40	90	23	2,5	1,1	1	930	860	750	640	500	400
45	100	25	2,5	1,3	1,2	1,1	1,05	920	760	600	480
50	110	27	3	1,55	1,5	1,4	1,25	1,1	880	690	550
55	120	29	3	1,85	1,8	1,7	1,45	1,3	1,05	820	640
60	130	31	3,5	2,3	2,1	2	1,75	1,5	1,25	960	760
65	140	33	3,5	2,7	2,5	2,3	2	1,8	1,5	1,15	960
70	150	35	3,5	3,2	2,9	2,7	2,6	2,2	1,8	1,35	1,1
75	160	37	3,5	3,5	3,4	3,1	2,8	2,5	2	1,5	1,2
80	170	39	3,5	3,9	3,8	3,5	3,1	2,7	2,2		
85	180	41	4	4,5	4,2	3,9	3,4	3	2,4		
90	190	43	4	5	4,7	4,3	3,7	3,3	2,5		
95	200	45	4	5,5	5,2	4,7	4,2	3,7	2,9		
100	215	47	4	5,9	5,8	5,5	5,1	4,3	3,3		
105	225	49	4	6,5	6,4	6,0	5,6	4,7	3,6		
110	240	50	4	7,1	7,0	6,6	6,1	5,1	3,9		
120	260	55	4	8,1	8,0	7,5	7,0	5,9	4,5		
130	270	55	4	8,7	8,6	8,1	7,5	6,3	4,8		
140	290	57	4	10,2	10,0	9,5	8,7	7,3	5,6		
150	310	60	5	11,8	11,6	10,9	10,1	8,5	6,5		
160	330	60	5	12,7	12,5	11,8	10,9	9,1	6,9		
170	350	62	5	13,6	13,3	12,6	11,5	9,5	7,3		
180	370	62	5	14,5	14,2	13,4	12,3	10,1	7,8		
190	390	66	5	16,5	16,2	15,3	14,0	11,7	8,8		
200	410	66	5	17,6	17,4	16,5	15,0	12,4	9,3		

Typ ciężki				Dla liczby obrotów na minutę							
				1	10	50	100	200	500	1000	1500
$d$	$D$	$b$	$r$	Największe obciążenie $m$ kg, oraz poniżej linii podziału $m$ tonach.							
17	62	17	2	550	500	450	430	380	320	250	200
20	72	19	2	750	690	650	600	530	440	330	270
25	80	21	2,5	970	900	870	780	690	560	440	350
30	90	23	2,5	1,2	1,1	1,05	970	900	700	550	450
35	100	25	2,5	1,5	1,35	1,3	1,2	1,1	860	670	550
40	110	27	3	1,75	1,65	1,6	1,4	1,2	1	800	650
45	120	29	3	2	1,95	1,9	1,7	1,5	1,2	930	750
50	130	31	3,5	2,4	2,3	2,2	2	1,75	1,4	1,1	
55	140	33	3,5	2,9	2,8	2,6	2,3	2	1,7	1,3	870
60	150	35	3,5	3,4	3,3	3	2,7	2,4	2	1,5	
65	160	37	3,5	3,9	3,8	3,4	3,1	2,7	2,2	1,6	
70	180	42	4	4,4	4,3	4	3,6	3,1	2,5	1,9	
75	190	45	4	5	4,8	4,5	4	3,5	2,8	2,1	
80	200	48	4	5,6	5,4	5	4,5	4,1	3,3		
85	210	52	5	6,3	6	5,3	4,7	4,2	3,5		

S P I S    R Z E C Z Y .

---

Wstęp . . . . .	str. 3
ROZDZIAŁ I. Punkty, charakteryzujące działa- nie i zastosowanie dźwigni, kry- teria do oceny dźwigni . . . . .	14
1. Cel . . . . .	14
2. Największy t.zw. udźwig . . . . .	14
3. Przestrzeń działania . . . . .	14
4. Szybkość działania . . . . .	15
5. Stopień napięcia . . . . .	16
6. Rodzaj napędu . . . . .	20
7. Kryteria ekonomiczne . . . . .	20
8. Sprawność mechaniczna . . . . .	23
9. Energia napędna, przekładnia momentów, przekładnia obrotów, przekładnia sił	27
10. Bezruch, zatrzymywanie ruchu, trzymanie w bezruchu, miarkowanie szybkości opusz- czenia . . . . .	32
ROZDZIAŁ II. Przegląd rodzajów dźwigni: cel, działanie i zasadniczy wstrój, charak- terystyczne części, zakres stosowa-	

nia, stopień sprawności, przekład- nie . . . . .	33
A. Dźwignice ręczne . . . . .	34
1. Dźwigniki . . . . .	34
2. Wciągniki i elementy mechanizmów wcią- gających . . . . .	65
3. Wciągaraki . . . . .	98
4. Stopień sprawności zazębień i wałków, samohamowność ograniczona mechanizmów podnoszących . . . . .	109
5. Wózki wiszące, wciągaraki wiszące prze- suwne . . . . .	125
6. Dźwignice przesuwne inaczey suwnice	130
7. Stałe dźwignice obrotne . . . . .	133
8. Żórawie przesuwne i przewoźne . . . . .	140
9. Dźwignice branowe . . . . .	143
10. Wózki naziemne szynowe . . . . .	144
11. Wózki naziemne bezszynowe . . . . .	145
12. Naziemne, przesuwne dźwignice bez- szynowe . . . . .	148
13. Zakres stosowania dźwignic ręcznych. Siła napędna pracy i szybkość podne- szenia, względnie przesuwu lub obro- tu przy napędzie ręcznym . . . . .	149

B. Dźwignice silnikowe . . . . .	150
1. Napęd transmisyjny . . . . .	151
2. Napęd hydrauliczny . . . . .	156
3. Napęd pneumatyczny . . . . .	161
4. Napęd parowy . . . . .	163
5. Napęd spalinowy . . . . .	165
6. Napęd elektryczny . . . . .	166
7. Najpowszechniejsze dźwignice elektrycz- ne: wciągniki, suwnice, zórawie . . . . .	170
8. Wciągniki elektryczne do podnośników	170
9-24. Zastosowanie dźwignic silnikowych /przeważnie elektrycznych/. Dźwignice specjalne . . . . .	179
25. Szybkość dźwignic z napędem silnikowym	221

ROZDZIAŁ III. Konstrukcja części dźwignie i  
charakterystycznych zespołów dźwig-  
nicowych: warunki obciążenia i pra-  
cy, konstrukcja, obliczanie, wyrób 222

A. Mechanika mechanizmu podnoszącego, wplywy dynamiczne na ten mechanizm: Obciążenie poszczególnych elementów mechanizmu i moc w okresach rozruchu, biegu i zatrzymywania . . . . .	222
1. W założeniu, że mechanizm skła-	

się z elementów absolutnie sztywnych	232
2. W założeniu, że mechanizm składa się z brył sztywnych, połączonych ogniwami elastycznymi . . . . .	241
B. Wnioski co do obliczenia wałków i innych części mechanizmu podnoszącego . . . . .	249
C. Dynamika mechanizmu przesuwu wózka dźwigni elektrycznej i wnioski co do wyboru silnika oraz co do obliczenia wałków i innych części mechanizmu . . . . .	250
D. Dynamika mechanizmu przesuwu mostu lub bramy dźwigni elektrycznej i wnioski co do wyboru silnika oraz co do obliczeń wałków i części mechanizmu . . . . .	255
E. Wpływy dynamiczne na most suwnicy elektrycznej, uważany jako organ elastyczny	257
F. Dynamika mechanizmu obrotu szeregów elektrycznych, wybór silnika i wnioski co do obliczenia wałków i części mechanizmu	258
G. Długość czasu rozruchu . . . . .	261
H. Wybór wielkości naprężeń dopuszczalnych i współczynników zużywalności dla mechanizmów dźwigni silnikowych.	
Materiały używane w budowie dźwigni	263

J. Dynamika mechanizmów dźwignic elektrycznych w okresie zatrzymania . . . . .	272
K. Części mechanizmów dźwignic . . . . .	284
1. Haki i uchwyty . . . . .	284
2. Chwyty . . . . .	315
3. Łańcuchy ogniwkowe z żelaza okrągłego . . . . .	325
4. Łańcuchy pasmowe inaczej sworsniowe Galla . . . . .	333
5. Łańcuchy do napędu . . . . .	337
6. Liny druciane . . . . .	338
7. Liny konopne . . . . .	360
8. Krążki prowadzące i podtrzymujące dla łańcuchów i lin . . . . .	364
9. Krążki /kółka/ ciągnące do łańcuchów . . . . .	374
10. Bębny ciągnące nawijające do łańcuchów ogniwkowych . . . . .	382
11. Bębny ciągnące nawijające do lin. Umocowanie lin na bębnach . . . . .	384
12. Zawieszki na końcach lin pojedynczych . . . . .	397
13. Bębny ciągnące ciernie do lin . . . . .	398
14. Koła ciągnące ciernie do lin . . . . .	404
15. Koła zębate walcowe z zębami prostymi	

zewnątrz uzębione . . . . .	406
16. Umieszczenie kół zębatach, wałki, łożyska i ostojnice dla przekładni zębatych. Smarowanie, Osłony . . . . .	426
17. Koła zębata walcowe z uzębieniem wewnętrznym . . . . .	427
18. Koła zębata walcowe z uzębieniem daszkowym . . . . .	429
19. Uzębienia palczaste . . . . .	429
20. Koła zębata stożkowe . . . . .	430
21. Przekładnia ślimakowa . . . . .	431
22. Koła cierna . . . . .	446
23. Osie . . . . .	449
24. Wałki dźwignic silnikowych . . . . .	450
25. Wałki dźwignic ręcznych . . . . .	456
26. Ustalanie wałków w kierunku posiewnym pierścienie ustalające . . . . .	457
27. Sprzęgła . . . . .	459
28. Osadzenie kół, tarcz i t.p. na wałkach . . . . .	473
29. Czopy i łożyska ślizgowe, smarowanie . . . . .	481
a/ Zasady techniki smarowania i ustreju łożysk i czopów według nowoczesnej teorii hydrodynamicznej i wnioski co do czopów i łożysk dźwigni . . . . .	48.

b/ Obliczenie czopa i łożyska końcowego poprzek obciążonego . . . . .	487
c/ Obliczenie czopa i łożyska środkowego	490
d/ Ustroje łożysk poprzek obciążonych	490
e/ Panwie bębnowe i krząków . . . . .	495
f/ Rowki smarujące w łożyskach i na osiach . . . . .	497
g/ Czopy wzdłuż obciążone . . . . .	500
30. Łożyska toczne: kulkowe, wałeczkowe.....	502.







Dyr.1 135093

EJ

# NAKLĄDEM KOM TOW. BRATN. POMOCY STUDENT

UKAZAŁY SIĘ NASTĘP

## KSIĄZKOWE:

	Zł. gr.
1. Czopowski H. prof. — Mechanika teoretyczna, 4 tomy . . . . .	21.—
2. Drewnowski K. prof. — Elektrotechn. materiały i układy izolac. wys. nap.	8.—
3. Gieysztor J. — Eksploatacja handlowa kolei żelaznych . . . . .	12.—
4. Piotrowski J. inż. — Wydajność obrabiarek i narzędzi do metali i wyznaczanie czasu obróbki . . . . .	4.—
5. Podoski R. inż. — Tramwaje i koleje elektryczne, 2 tomy . . . . .	24.—
6. Pożaryski M. prof. — Naukowe podstawy elektrotechniki . . . . .	14.—
7. " " " — Pomiary elektryczne w technice . . . . .	6.80
8. Skotnicki C. prof. — Technika odwadniania bagien i użytkowanie ich rolnicze w uprawie . . . . .	15.80
	brozurowane 12.80
9. Stefanowski B. prof. — Termodynamika techniczna z 3-ma tablicami entropowemi . . . . .	12.—
10. " " — Gospodarka cieplna . . . . .	12.—
11. Wasiutyński A. prof. — Drogi żelazne, w uprawie . . . . .	40.—
	brozurowane . . . . . 36.—

## W DRUKU:

1. Karasiński L. prof. — Wytrzymałość tworzyw, III wyd.
2. Pożaryski M. prof. — Maszyny elektryczne i prostowniki.
3. Struszyński M. prof. — Analiza techniczna.
4. Wierzbicki W. inż. — Mechanika budowli.

## LITOGRAFOWANE:

Z Budowy dróg i mostów, Budownictwa przemysłowego, Budownictwa wodnego, Chemii, Części maszyn, Dźwignic, Elektrotechniki, Fizyki, Geometrii analitycznej, Hydrauliki, Kotłów parowych, Maszynoznawstwa, Matematyki wyższej, Mechaniki, Meljoracji, Metalurgji, Miernictwa, Odlewnictwa, Silników spalinyowych, Silników wodnych i pomp, Statyki budowli, Statyki wykresłnej, Technologji farbiarstwa, Technologji węglowodanów, Żelbetnictwa i. t. p.

KOMISJA WYDAWNICZA POSIADA NA SKŁADZIE WSZELKIE OBCE WYDAWNICTWA Z WYMIENIONYCH DZIEDZIN. WYKONYWA RÓWNIEŻ ZAMÓWIENIA LISTOWNE NA WYDAWNICTWA WŁASNE I OBCE.

K O M I S J A PRZYJMUJE DO OPRAWY KSIĄZKI PO CENACH BARDZO PRZYSTĘPNYCH

ANTYKWARJAT KOMISJI WYDAWNICZEJ PRZYJMUJE NA SPRZEDAŻ ORAZ POLECA KSIĄZKI W ZAKRESIE WYMIENIONYM.

PERSONELOWI NAUKOWEMU I STUDENTOM POLITECHNIKI SPRZEDAJE KOMISJA WSZELKIE WYDAWNICTWA NA RATY. PRZY ZAKUPIE CONAJMNIJ NA 25 ZŁ.

NA ŻYCZENIE WYSYŁAMY BEZPŁATNIE KATALOGI.

ADRES: WARSZAWA, POLNA Nr. 3. (POLITECHNIKA) TELEFON 182-10  
GODZ. URZĘDOWE 13—14<sup>1</sup>/<sub>2</sub>.