

JAN OBRĄPALSKI
Profesor Politechniki Śląskiej

ELEKTRYCZNE MASZYNY WYCIĄGOWE

Wydanie trzecie
poprawione i rozszerzone



KATOWICE 1957

WYDAWNICTWO GÓRNICZO-HUTNICZE

Mgr inż. JAN OBRĄPALSKI
Profesor Politechniki Śląskiej

622.86-83

ELEKTRYCZNE MASZYNY WYCIĄGOWE

Wydanie trzecie
poprawione i rozszerzone



KATOWICE 1957

WYDAWNICTWO GÓRNICZO-HUTNICZE

Opiniodawca mgr inż. Władysław Sztwiertnia
Redaktor naukowy mgr inż. Stanisław Gisman

Książka zawiera opis ogólny urządzeń wyciągowych w szybach pionowych w kopalniach, kinematykę i dynamikę wyciągu, krótką teorię silników elektrycznych i układów najbardziej rozpowszechnionych, przykłady obliczeniowe części mechanicznej i elektrycznej wyciągu, wreszcie kilka problemów specjalnych.

Książka przeznaczona jest dla inżynierów i techników pracujących przy eksploatacji i projektowaniu urządzeń wyciągowych w kopalniach oraz studentów wyższych zakładów naukowych.

WSZELKIE PRAWA ZASTRZEŻONE

Redaktor techniczny S. Miszto

Korektor techniczny E. Serwinowa

WGH, Katowice 1957 Wydanie 3 Nakład 2114 egz. Ark. wyd. 18,7 Ark. druk. 17,764
Format B5 Pap. druk. sat. kl. V, 70 g, 700 × 1000/16 MZPap. Miynów Oddano do skład. 17. 8. 57
Podpisano do druku 14. 12. 57 Druk ukończono 21. 12. 57 Symbol 30459/G Cena 30.— zł

K. Z. G. Zakład nr 4, Mikołów, ul. Żwirki i Wigury 1. Zam. 858. R-13

SPIS TREŚCI

Wstęp	5
Rozdział I. Część ogólna	6
1. Opis układów i konstrukcji maszyn wyciągowych	6
Rozdział II. Część mechaniczna	23
2. Dynamika wyciągu	23
Wykres prędkości i przyspieszeń	23
Liny	27
Ciężary i masy	33
Opory szkodliwe ruchu	42
Przyspieszenie liny na kole pędnym	43
Siły i moce	48
3. Przykłady obliczeń mechanicznych wyciągu klatkowego	51
Przykład 1. Bębny cylindryczne bez liny wyrównawczej	51
Przykład 2. Bębny cylindryczne z liną wyrównawczą	55
Przykład 3. Koło pędne, rozruch paraboliczny	58
4. Moc silnika elektrycznego	61
5. Wyciągi skipowe (kubły, skrzynie)	64
6. Przykłady obliczeń mechanicznych wyciągu skipowego	66
Przykład 4. Koło pędne, skip z dolnym upustem	66
7. Bębny stożkowe i cewy	71
8. Przykłady obliczeń mechanicznych wyciągów klatkowych z bębnami stożkowymi	76
Przykład 5. Bębny stożkowe, lina ścięta	76
Przykład 6. Bębny cylindryczno-stożkowe (metoda I)	81
Przykład 7. Bębny cylindryczno-stożkowe (metoda II)	83
Przykład 8. Cewy (bobiny)	87
9. Porównanie wykresów mocy	91
10. Porównanie systemów wyciągów i zakres ich stosowania	92
11. Wartości graniczne wydajności wyciągów	94
12. Hamulce	97
Układy, rodzaje, zależności	97
Przykład 9. Obliczenie hamulca	103
Opisy działania hamulców	106
Rozdział III. Część elektryczna	110
13. Warunki jakim ma odpowiadać napęd elektryczny	110
14. Układ Leonarda	110
Zasada działania	110
Dokładność sterowania	120
Szybkie wzbudzenie	130
Obliczenie sprawności	132
Przykład 10 i 11. Wyciąg klatkowy	133
Przykład 12. Wyciąg skipowy z kołem pędnym	139
Przykład 13. Wyciąg skipowy, silnik synchroniczny przetwornicy	140
Wyrównanie obciążeń sieci	141
Przykład 14. Obliczenie obciążeń sieci	149
Hamowanie mechaniczno-elektryczne	152
15. Silnik synchroniczny	154
16. Napęd trójfazowy asynchroniczny	158
Zasada działania, własności i wykresy	158

Sterowanie wyciągiem	162
Przykład 15. Zastosowanie wzoru Klosa	165
Regulatory prędkości	174
Zużycie energii i sprawność	178
17. Przykład obliczeniowy	178
18. Napęd trójfazowy komutatorowy	182
19. Zagadnienia różne	187
Pomiar sprawności wyciągu	187
Planowane i zmierzone wykresy pracy	188
Wpływ głębokości szybu na wielkość wyciągu klatkowego	192
Wpływ zmiany przebiegu obciążenia na wielkość wyciągu	193
20. Zastosowanie prostowników i zaworów elektronowych	197
Zasada działania	197
Układ Leonarda z prostownikami	200
Literatura	293

WSTĘP

Mgr inż. Jan Obrąpalski: Elektryczne maszyny wyciągowe

Ważniejsze błędy dostrzeżone w druku

Str.	Wiersze		Jest	Powinno być
	od góry	od dołu		
30		6	$\left(P_t = P e^{\frac{H}{c}} - 1 \right)$	$\left(P_t = P \left(e^{\frac{H}{c}} - 1 \right) \right)$
34		3	dla węgla	dla węgla
79		9	$= 1\,500\,000 \text{ kgm}^2$	$= 1\,500\,000 \text{ kGm}^2$
81	20		Długość pauzy . . . 60 mm	Długość pauzy . . . 15 sek
81	21		Ciężar wozu . . . 15 sek	Ciężar wozu . . . 450 kG
81	22		Ciężar węgla w wozie . . . 450 kG	Ciężar węgla w wozie . . . 650 kG
81	23		Ciężar klatki . . . 650 kG	Ciężar klatki . . . 7500 kG
81	24		Prędkość maksymalna . . . 7500 kG	Prędkość maksymalna . . . 15 m/sek
81	25		Ciężar 1 m liny . . 15 m/sek	Ciężar 1 m liny . . 14,7 kG
81	26		Średnica liny . . . 14,7 kG	Średnica liny . . . 60 mm
83	4		$2\pi = 23,5 \text{ m};$	$2\pi R_0 = 23,5 \text{ m};$
119	4		przez opór	przez opór 5
124		14	(rys. 83)	(rys. 84)
135	21		czyli 1,45 kWh/KMh sz.	czyli 1,46 kWh/KMh sz.
136		1	T (zwykle)	T (zwykle)
160	2		$= \frac{kpz_2^2 E_1}{2\pi z_1 f} \quad 2$	$\frac{kpz_2^2 E^2}{2\pi f}$

Rozdział I

CZĘŚĆ OGÓLNA

1. Opis układów i konstrukcji maszyn wyciągowych

Urządzenie wyciągowe w układzie najbardziej rozpowszechnionym pokazuje rys. 1. Widać tu szyb, czyli studnię pionową łączącą podziemie z powierzchnią i w nim klatki zawieszone na linach. Nad szybem stoi wieża z umieszczonymi na niej kołami linowymi, opodal na ziemi ustawiona jest sama maszyna wyciągowa. Liny klatek przebiegają przez koła linowe i kierują się do bębnow maszyny wyciągowej, na które nawijają się przy obrocie wału maszyny. Przy napędzie elektrycznym na końcu wału osadzony jest bezpośrednio lub pośrednio za pomocą przekładni zębatej wirnik silnika, przy napędzie zaś parowym na końcach wału osadzone są korby obracane silnikiem tłokowym.

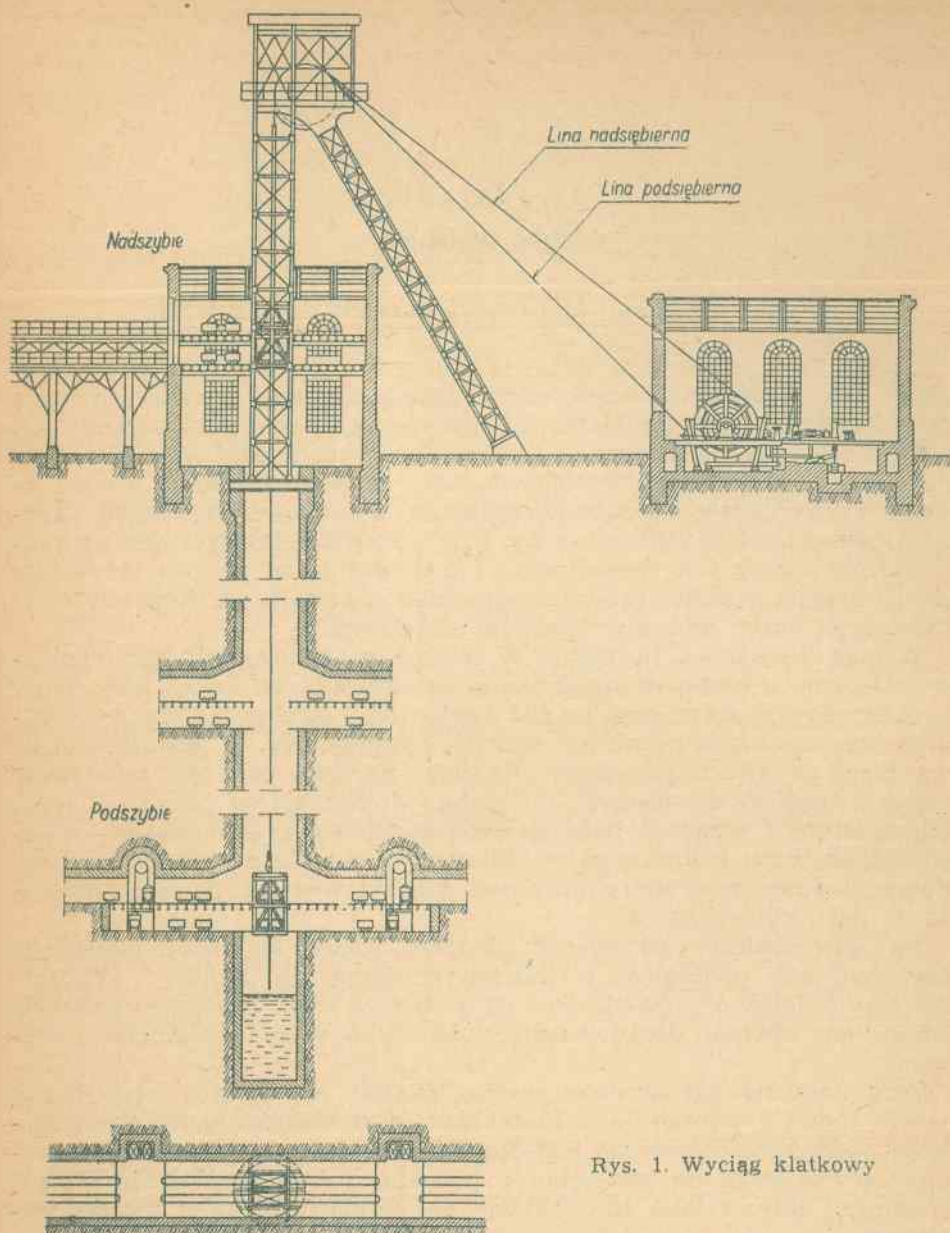
Wyciąg wydobywa tu węgiel w wozach z jednego lub kilku pokładów za pomocą klatki czteropiętrowej zawieszonej na końcu liny. Wozy z węglem dowozi się do szybu z pól węglowych i tu zapycha się je w klatkę po kolei na każde piętro lub też, jak pokazuje rys. 1, jednocześnie na dwa piętra z dwóch pomostów. Rozdział na dwa pomosty załadownicze wozów z węglem dowożonych do szybu odbywa się za pomocą kolejek łańcuchowych i urządzeń hamulcowych opustowych. Jednocześnie z wepchnięciem wozu ładowanego w klatkę wypycha się z klatki na pomost odbiorczy pusty wóz, który przyszedł z góry; wóz ten powraca następnie do pola wybierkowego.

Na powierzchni rusztowanie pionowe wieży szybowej przechodzi przez budynek nadszybka, w którym znajdują się pomosty odbiorcze oraz tory kolejek odprowadzające na sortownię wozy z węglem przybyłe z dołu, jak również doprowadzające do szybu wozy opróżnione z sortowni.

Wozy zapycha się obecnie prawie zawsze na wiszącą niepodpartą klatkę. Ustawić poziom toru klatki górnej dokładnie naprzeciwko pomostu nadawczo-odbiorczego jest dosyć łatwo, natomiast trudno jest wykonać czynność tę na podszybiu z powodu wahań wydłużenia długiej elastycznej liny; trzeba tu stosować do przejazdu wozów mostki wahadłowe.

Przy systemie skipowym na końcu liny zawieszają się nie klatkę z wozami, lecz wysoką wąską skrzynię, zwaną ogólnie skipem lub kubłem (rys. 2). Do skrzyni tej nasypuje się poniżej podszybka węgiel dowożony z pól górniczych dużymi wozami. Skrzynię opróżnia się w sortowni przez otwarcie jej dolnej zasuwy w dnie lub rzadziej przez przechylenie jej prawie do góry dnem. Opróżnioną w ten sposób zawartość skrzyni wy-

sypuje się na przenośnik, który kieruje ją na urządzenia sortownicze. Ponieważ odpada tu manipulacja załadunku i wyładunku wozów, obsługę podszybia i nadszybia można łatwo całkowicie zmechanizować



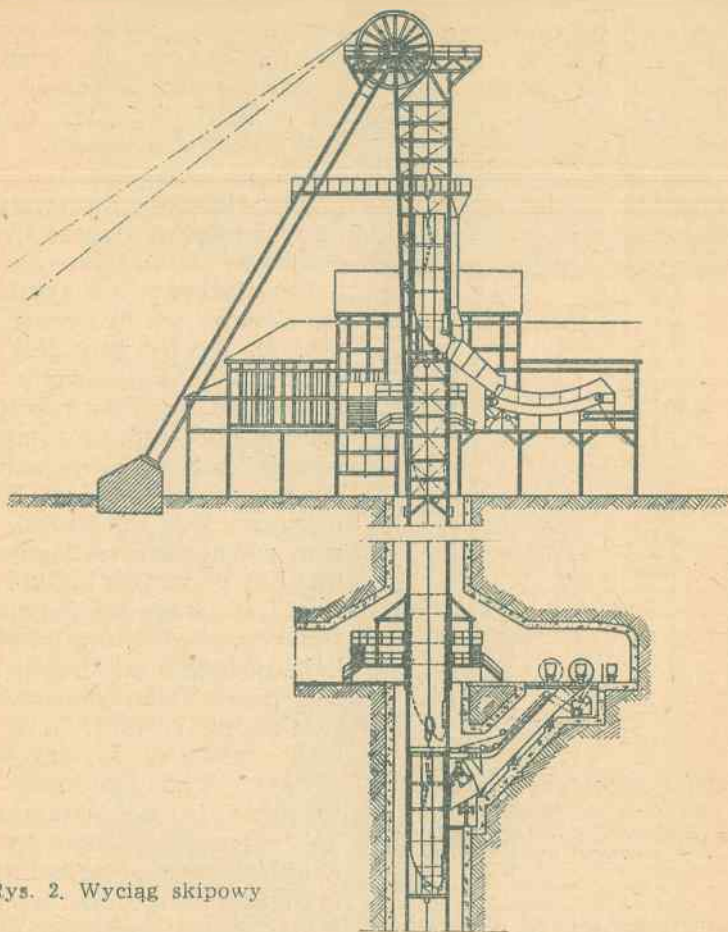
Rys. 1. Wyciąg klatkowy

i w znacznym stopniu zautomatyzować. Dawniej skippy stosowano prawie wyłącznie do wydobywania rud, obecnie coraz częściej stosuje się je i do węgla.

Wyciąg pracuje w szybie jako dwutorowy; po każdym torze przebiega klatka zawieszona na końcu liny. Przy tym jednocześnie jedna lina

nawija się na bęben i podnosi dolną klatkę z pełnymi wozami do góry, druga zaś odwija się z bębna i opuszcza górną klatkę z pustymi wozami na dół. W ten sposób ciężary klatki i pustych wozów na obu torach szybu wzajemnie się równoważą. Czasem zamiast jednego ze skipów zawieszona jest stała przeciwwaga i wyciąg wydobywa tylko jedna lina.

Tory w szybie zaopatruje się w prowadniki drewniane lub stalowe, które utrzymują poruszającą się pionowo klatkę ściśle w osi skrajni



Rys. 2. Wyciąg skipowy

(gabarytu) toru. Prowadniki te wyprowadza się z pewnym zapasem ponad zrąb szybu w pionowym rusztowaniu wieży aż do belek odbojowych. Gdy przypadkiem przejedzie klatka stację końcową wyładowczą (rys. 3), belki odbojowe stanowią górną zaporę końcową toru. Nieco poniżej tych belek odbojowych w wieży znajdują się podchwyty automatyczne na których zawisa klatka, jeżeli przy zderzeniu z belkami odbojowymi zerwie się lina. Taka sama droga wolna na przejechanie poziomu końcowego przewidziana jest na dole szybu.

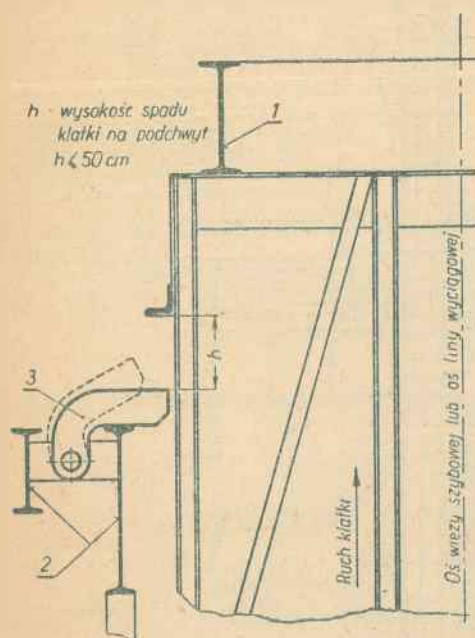
Powyżej belek odbojowych znajduje się *głowica wieży*, która stanowi węzeł łączący rusztowanie pionowe z podporami (zastrzałami) skośnymi wieży. Na tej głowicy umieszczone są łożyska kierujących kół linowych (rys. 4). Kola linowe, które służą do skierowania liny toru pionowo

nowego na ustawione opodal na ziemi bębny maszyny wyciągowej, ustawia się na jednym poziomie i na jednej osi obok siebie (rys. 4) lub na różnych poziomach, lecz w jednej płaszczyźnie pionowej jedno nad drugim (rys. 5). Osie pionowe lin w szybie leżą na odległości wzajemnej $1,2 \div 2,5$ m.

Rozłożenie torów w przekroju szybu dla jednego i dwu wyciągów (dwie i cztery klatki) pokazuje rys. 6. Widać tu w przedziale wyciągowym skrajnie każdej z klatek, ich prowadniki boczne 1 lub czołowe 2, dźwigary szybowe do umocowania prowadników i pomostów spoczynkowych przedziału drabinowego, wreszcie umocowane do ścian szybu

i dźwigarów przewody rurowe dla wody i powietrza sprężonego oraz kable elektryczne.

Elementem pędnym, który przenosi naciągi lin wyciągowych na wał maszyny, może być bęben podwójny cylindryczny (rys. 7), bęben słozkowy lub cylindryczno-słozkowy (rys. 8) i cewa (bobina, rys. 9). Koniec liny jest w tych elementach wmcowany mechanicznie do elementu nawijającego. Elementem pędnym może być również koło pędne jednorówkowe (zwane również kołem Koepe od nazwiska jego inicjatora), na którym równowagę naciągów tej samej liny po stronie klatki ładownej i próżnej osiąga się jedynie dzięki tarcia pomiędzy liną i wykładziną koła, podobnie jak przy przenoszeniu momentów obrotowych w przekładni pasowej (rys. 10). Oś wału maszyny wyciągowej jest zawsze równoległa do osi obu kół linowych, jednak płaszczyzny tych kół mogą leżeć albo we wspólnej płaszczyźnie obiegu liny nośnej (rys. 5), albo po obu jej stronach

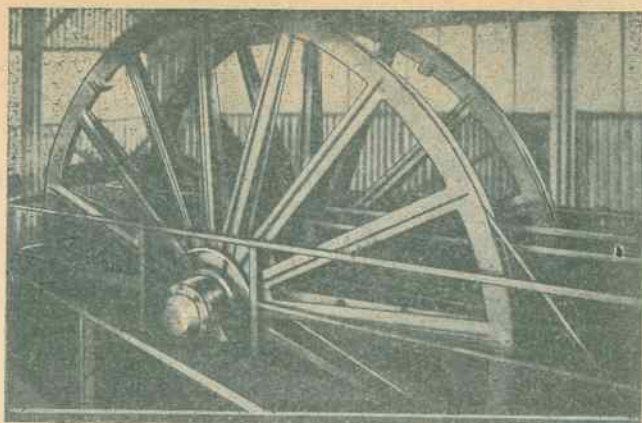


Rys. 3. Belki odbojowe i podchwyty w wieży szybowej

1 — belka odbojowa, 2 — belki podchwytowe, 3 — podchwyt automatyczny

(rys. 11), a tym samym oś wału maszyny wyciągowej może być ustawiona prostopadłe do osi torów kolejki w klatce lub też równoległe do niej. Szyb mający dwa urządzenia wyciągowe może mieć dwie oddzielne wieże szybowe lub też jedną wspólną.

Maszynę wyciągową z kołem pędnym ustawia się czasem na wieży bezpośrednio nad szybem. Ponieważ średnica koła pędnego wynosi zwykle $5 \div 6$ m, a odległość obu pionowych osi liny w rzucie poziomym szybu ma wynosić $1,2 \div 2,5$ m, to jedną z lin po zejściu z koła pędnego trzeba odchylić przez koło dodatkowe ku drugiej linii na żadaną odległość. Kąt opasania koła pędnego przez linę przy ustawieniu maszyny na ziemi wynosi około 180° , przy ustawieniu zaś na wieży wzrasta niekiedy do 225° , przez co efekt sprężenia ciernego liny z kołem znacznie się poprawia. Zmniejsza się też zapotrzebowanie łącznej powierzchni placu pod budynki nadszybia i maszynowni (rys. 12).

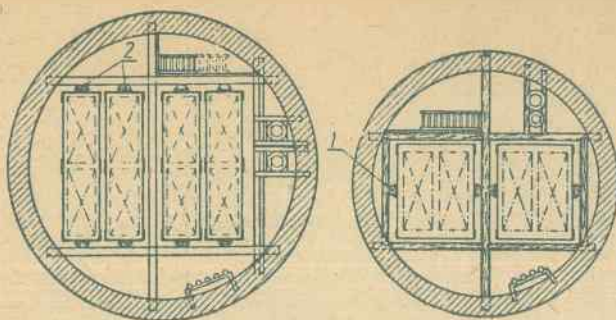


Rys. 4. Koła linowe na wieży obok siebie

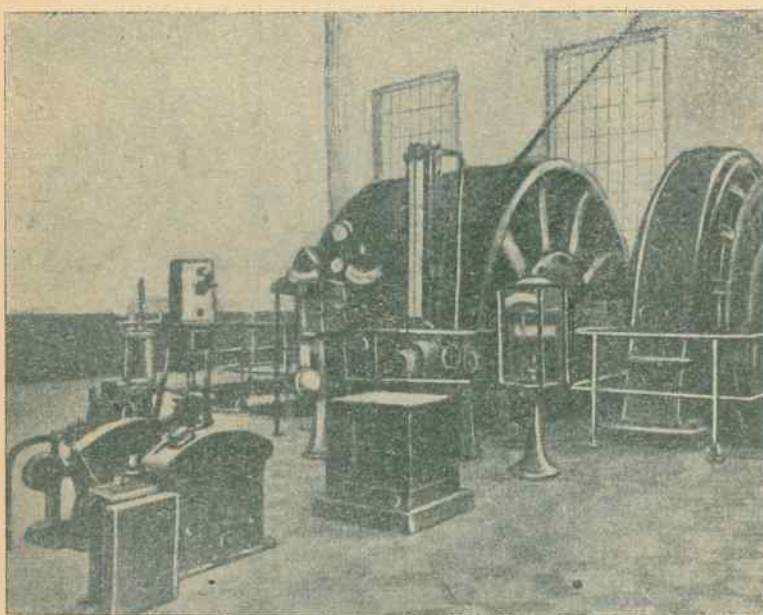


Rys. 5. Koła linowe na wieży nad sobą

Z liną wyrównawczą musi pracować zawsze koło pędne (mogą poza tym pracować i bębny cylindryczne). Układ lin dla maszyny wyciągowej z liną wyrównawczą ustawionej na ziemi przedstawia rys. 13, a dla ustawionej na wieży szybowej — rys. 14. Naciągi lin wyciągu z ma-



Rys. 6. Tarcza szybu na dwa wyciągi i przedziały:
drabinowy, rurowy i kablowy
1 — przewodniki boczne, 2 — czołowe

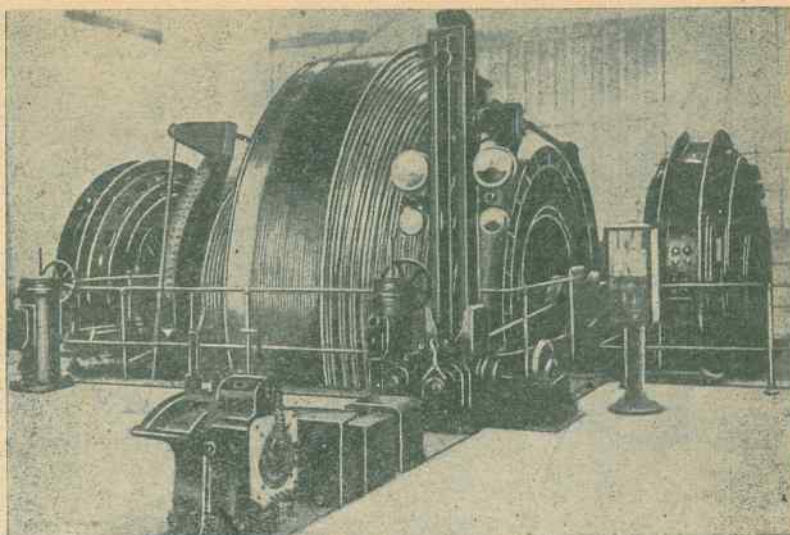


Rys. 7. Maszyna wyciągowa z bębni cylindrycznymi

szyną ustawioną na ziemi obok szybu dają siłę wypadkową skośną, siłę tę przyjmują podpory pochyłe (zastrzały, nogi) wieży.

Maszyna wyciągowa ma w swej części mechanicznej dwa bębny lub cewy (bobiny) albo też jedno koło pędne, osadzone na wale głównym spoczywającym w trzech a niekiedy w dwóch łożyskach ślizgowych. Jeden bęben (lub cewę) zwykle osadza się na piąście luźno i sprzęga się z nią sworzniami lub segmentami zębatymi w dowolnych położeniach względem drugiego bębna umocowanego na wale na stałe. Konstrukcja taka umożliwia skrócenie długości roboczej lin do wydobywania z płyt-

szego poziomu magazynując kilka martwych zwojów liny na bębnie (rys. 8). Zewnętrzny blaszany płaszcz bębna okłada się klepkami drewnianymi w celu zmniejszenia zużycia nawijanej liny; rowek koła pędnego wyłożony jest okładziną z drewna lub skóry w celu zwiększenia tarcia



Rys. 8. Maszyna wyciągowa z bębni cylindryczno-stożkowymi

oraz zmniejszenia zużycia liny. Na obwodzie każdego bębna w jednym jego końcu lub z obu stron koła pędnego umocowane są (lub odlane razem z bębniem czy kołem) wieńce hamulcze, na które naciskają szczęki, klocki lub taśmy hamulców mechanicznych wywołując siły tarcia (rys. 10).

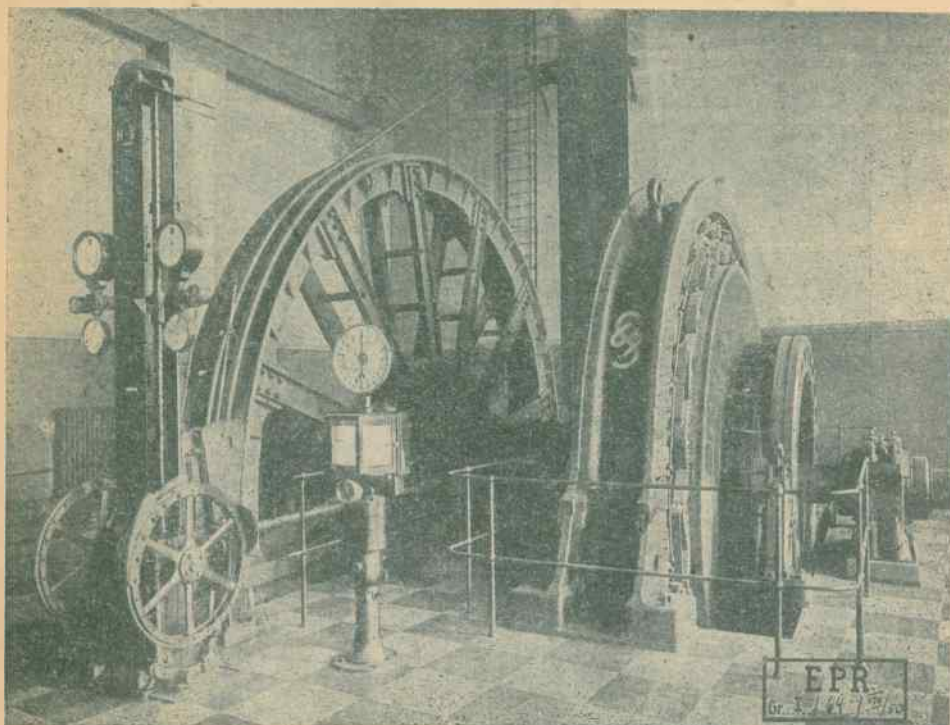
Wał główny z bębni lub kołem pędnym robi 40 — 60 obr./min. Na końcu wału osadzony jest wirnik silnika elektrycznego wolnobieżnego lub duże koło zębate przekładni silnika szybkobieżnego. Przekładnia zębata maszyn większych przenosząca moce sięgające paru tysięcy koni mechanicznych ma zwykle zęby skośne, daszkowe lub dwudaszkowe, smarowane przymusowo. Cała przekładnia obejmująca koła zębate oraz łożyska i odcinki wałów szybkobieżnych ujęta jest we wspólny silny i szczelny kadłub (karter, rys. 15). Wał szybkobieżny przekładni połączony jest z wirnikiem silnika sprzęgłem.

Każda większa maszyna wyciągowa ma hamulec o dwu niezależnych od siebie rodzajach nacisku. Ciężar hamulczy zawieszony na

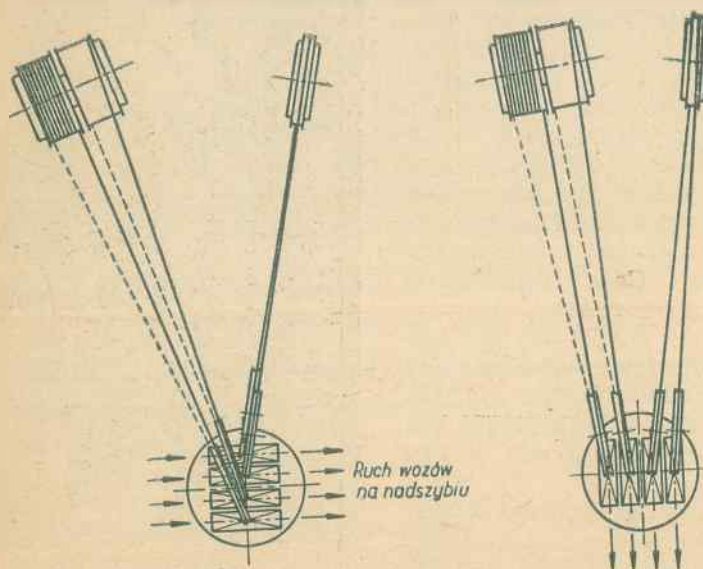


Rys. 9. Maszyna wyciągowa z cewami (bobinami)

końcu dźwigni naciskowej wywołuje w razie potrzeby nacisk szczęk i efekt hamowania największy, jednakowy (hamulec bezpieczeństwa), natomiast tłok cylindra z powietrzem sprężonym daje poprzez dźwignie nacisk szczęk i efekt hamowania regulowany dowolnie od zera do maksimum (hamulec



Rys. 10. Maszyna wyciągowa z kołem pędnym



Rys. 11. Ustawienie kół linowych i klatek względem maszyny wyciągowej

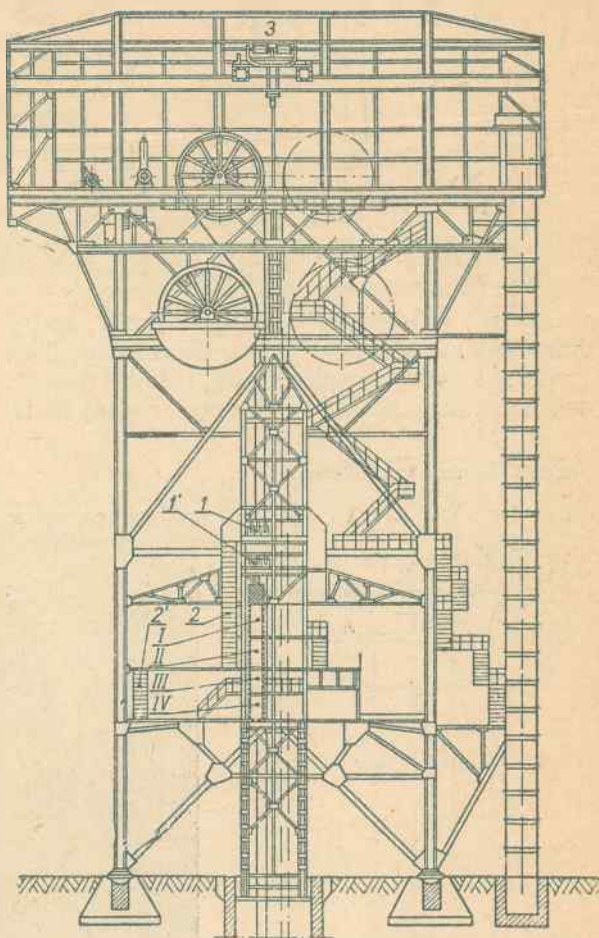
manewrowy). Dźwignie obu rodzajów hamulców działają zwykle u maszyn większych na te same szczęki wienca hamulczego bębna (rys. 16), natomiast przy maszynach mniejszych z przekładnią hamulec manewrowy (niekiedy ręczny lub nożny) działa często na wieniec osadzony na wale szybkobieżnym.

Hamulcem manewrowym steruje maszynista ręcznie drażkiem (dźwignią). Ciężar hamulca bezpieczeństwa w zasadzie podtrzymuje się na pewnej wysokości w pogotowiu za pomocą podstawki lub tłoka cylindra z powietrzem sprężonym. Opada on na dźwignię hamulca już to zrzucony rozmyślnie przez maszynistę, już to automatycznie wskutek działania przekaźnika któregoś z zabezpieczeń. Hamulcem manewrowym posługuje się maszynista prawie przy każdej jeździe, hamulec ciężarowy zaś stosuje on tylko przy dłuższych postojach. Natomiast hamulec ciężarowy działa zawsze automatycznie w razie nieprawidłowego działania elementów wyciągu, jak na przykład przejechania końcowych stacji, zaniku ciśnienia powietrza hamulczego, wreszcie jakichkolwiek zaburzeń w układzie napędu elektrycznego.

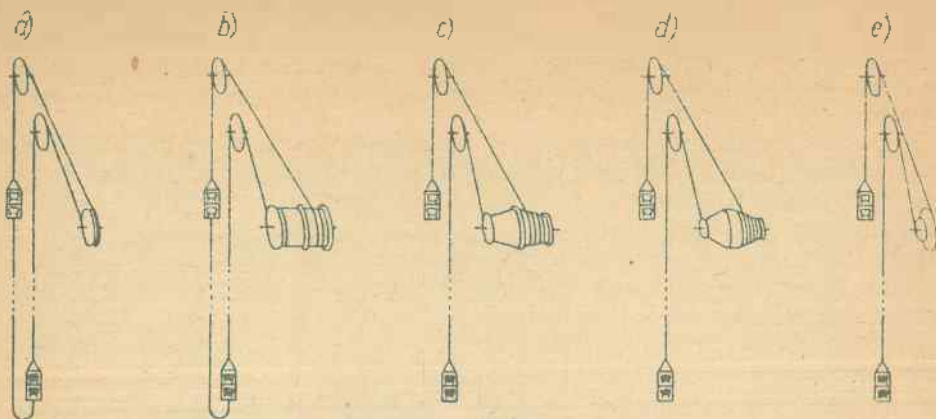
Każdą maszynę wyciągową wyposaża się w urządzenia sterujące, orientacyjne i pomiarowe.

Urządzenia sterujące obejmują: przyrząd regulujący dopływ energii do silnika (regulacja napięcia obwodu Leonarda, regulacja oporów wirnika silnika trójfazowego, wyłącznik prądu — przy napędzie elektrycznym; regulacja napełnienia cylindra parowego lub ciśnienia pary dołotowej, zawór odcinający dopływ pary — przy napędzie parowym), hamulec manewrowy z regulacją siły hamowania oraz hamulec ciężarowy.

Urządzenia orientacyjne obejmują: wskaźnik głębokości i tachograf. Wskaźnik głębokości (szybowski) pokazuje na skróconej skali szybu dokładny przebieg obu klatek. Z osiami wskaźnika sprzężony jest mechanizm czuwający nad prawidłowym przebiegiem prędkości klatek



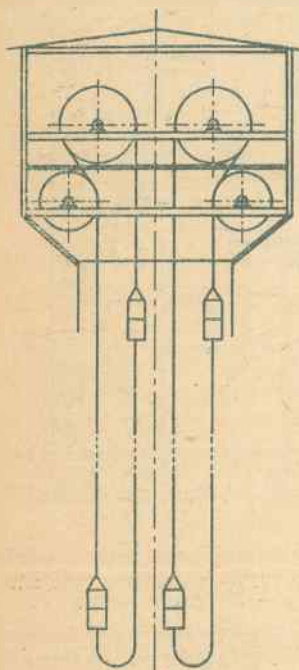
Rys. 12. Dwa wyciągi z kołami pędnymi na wieży
I — IV — pomosty dla ludzi; 1, 1' — podchwyty przejechania, 2, 2' — schody, 3 — dźwign montażowy



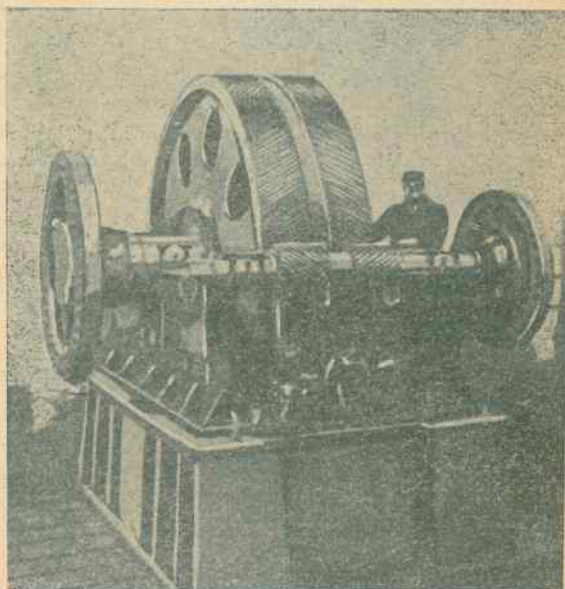
Rys. 13. Układy lin z maszyną na ziemi

a — kolo pędne, b — bębny cylindryczne, c — bębny stożkowe, d — bębny cylindryczno-stożkowe, e — cewy (bobiny)

w szybie, tak zwany regulator jazdy, który działa w razie potrzeby na hamulce lub dopływ prądu do silnika. Tachograf odśrodkowy wskazuje prędkość jazdy, zapisuje na taśmie papierowej jej przebieg w funkcji czasu i notuje niekiedy również rodzaj nadanych z szybu sygnałów.



Rys. 14. Układy lin z maszyną na wieży

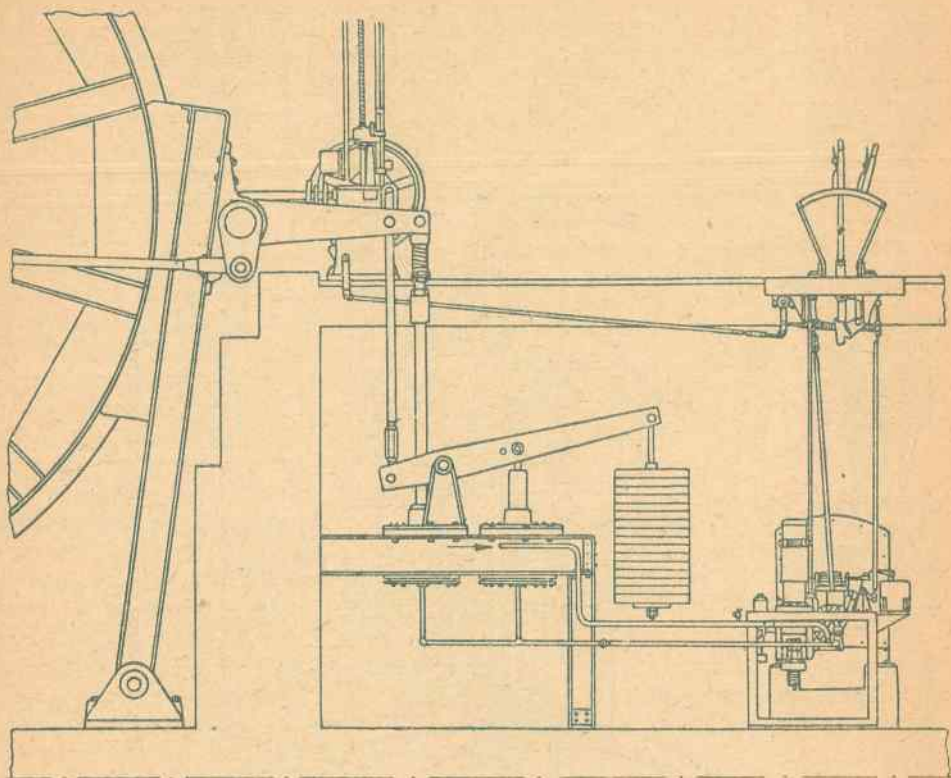


Rys. 15. Przekładnia zębata w osłonie

Przyrządy pomiarowe obejmują: amperomierze prądu głównego i wzbudzającego oraz manometr ciśnienia powietrza hamulczego przy napędzie elektrycznym albo manometry parowe — przy napędzie paro-

wym. Rysunek 7 pokazuje wyciąg elektryczny z bębni cylindrycznymi i silnikiem wolnobieżnym w układzie Leonarda; rys. 10 — taki sam wyciąg z kołem pędnym; rys. 8 — taki sam wyciąg z bębni cylindryczno-stożkowymi; rys. 15 — przekładnię zębatą silnika szybkobieżnego.

Na tych rysunkach widać stanowisko maszynisty z drążkami do urządzeń sterowniczych i hamulcowych, wskaźnik głębokości, tachograf oraz

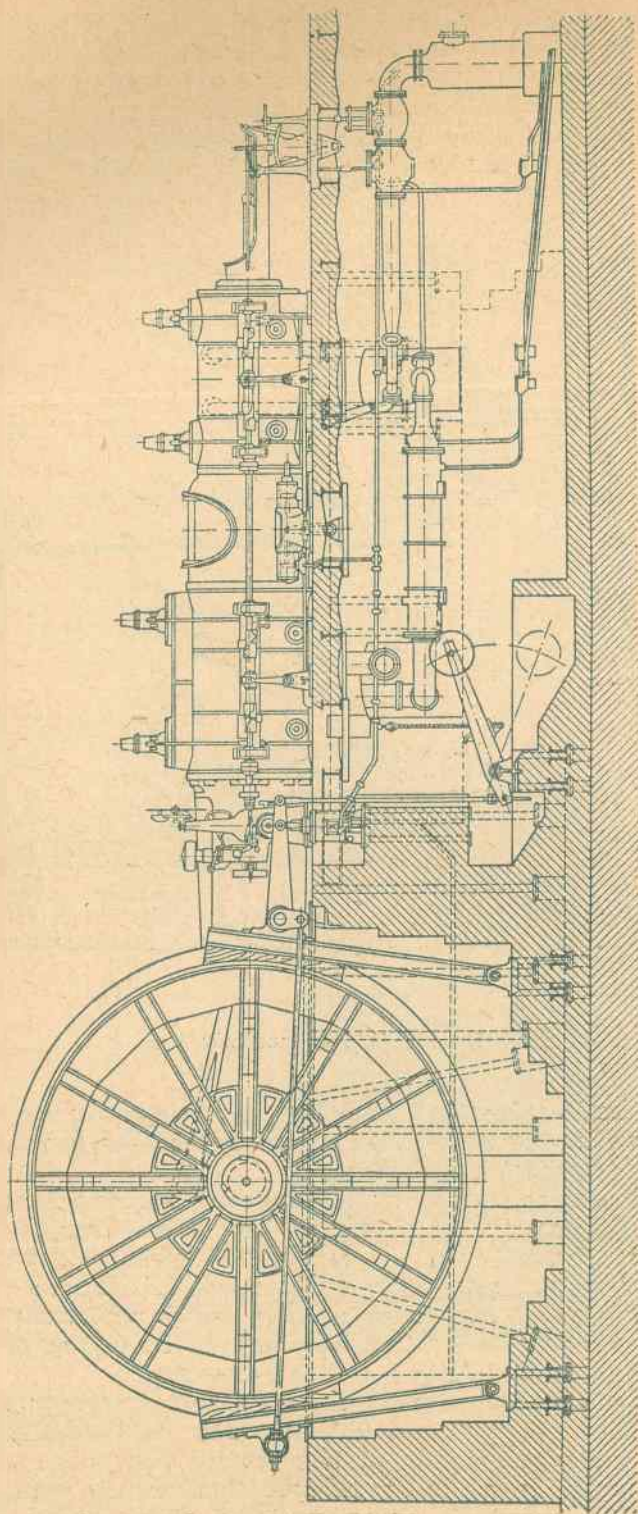


Rys. 16. Widok hamulców

przyrządy pomiarowe. Rysunek 17 pokazuje wyciągową maszynę parową czterocylindrową zaworową, a rys. 18 szczegół wałka sterowniczego do rozdziału pary przy tej samej maszynie.

Lina nośna jest najważniejszym elementem mechanicznego wyposażenia wyciągu. Wytrzymałość i trwałość liny nośnej decyduje o bezpieczeństwie przewożonych ludzi, jej zewnętrzne wymiary i wytrzymałość — o rozmiarach innych elementów wyciągu, jak koła linowe i bębny. Do wyciągów kopalnianych stosuje się obecnie prawie wyłącznie okrągłe liny stalowe. Tylko w kilku krajach kolonialnych do wyciągów cewowych stosuje się również płaskie liny z włókien aloesowych.

Lina wyciągowa powinna mieć dużą giętkość i wytrzymałość. Giętkości nabywa lina przez odpowiednie skręcenie kilkudziesięciu lub kilkuset cienkich stalowych drutów dookoła rdzenia konopnego stanowiącego jej oś. Wytrzymałość osiąga lina przez specjalną obróbkę chemiczną i mechaniczną drutów (trawienie, przeciąganie na zimno zwane patentowa-

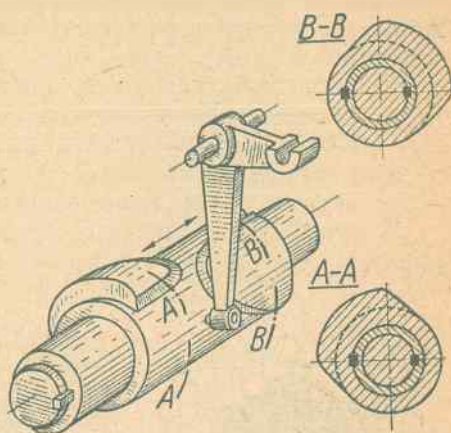


Rys. 17. Maszyna wyciągowa parowa

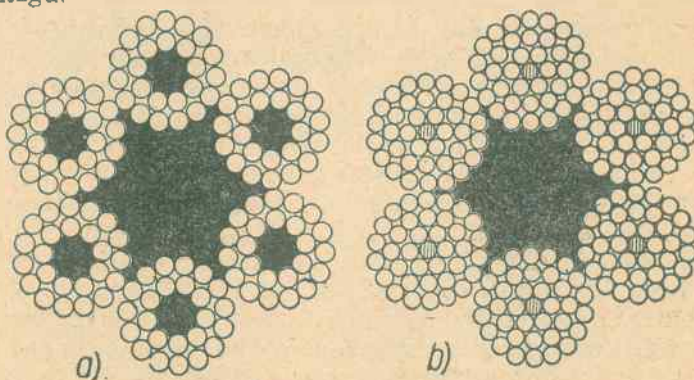
niem) oraz przez odpowiedni sposób skręcenia drutów, zapewniający możliwie małą różnicę pomiędzy wytrzymałością wypadkową całej liny i sumą wytrzymałości wszystkich poszczególnych drutów równolegle pracujących ($\geq 85\%$).

Rysunek 19 b pokazuje przekrój liny ze skrętkami okrągłymi, w których druty zwijane są w trzech warstwach dookoła drutu środkowego rdzeniowego. Rys. 19 a pokazuje przekrój liny okrągłej skręconej w dwóch warstwach z kilku skrętek śrubowych dookoła duszy konopnej. Skrętka jest najczęściej sześć, każda z nich ma własny drut rdzeniowy lub cienką duszę konopną. Druty mają grubość $1,5 - 3,0$ mm i wytrzymałość doraźną $160 - 180 - 200$ kG/mm². Mniejszym wytrzymałościom odpowiada na ogół większa miękkość, giętkość i trwałość.

Stosując skrętki spłaszczone lub trójkątne z drutów kilku przekrojów otrzymuje się linę o obwodzie lepiej przylegającym do opisanego koła, a więc do ścian rowka na bębnie lub kole linowym (rys. 20). Lina, w której druty w skrętce i skrętka w linie skręcane są w tym samym kierunku (np. zgodnie ze strzałką zegarową) nazywa się współzwiątą, lina z przeciwnym skrętem — przeciwzwiątą. W linie przeciwzwiątej druty wychodzące na jej powierzchnię układają się prawie równoległe do jej osi, we współzwiątej zaś pod kątem około 60° . Ta ostatnia stawia większy opór tarcia przy przesuwaniu wzdłuż osi w rowku koła niż pierwsza, czyli: dla koła pędnego należy stosować linę współzwiątą ze względu na niebezpieczeństwo poślizgu.



Rys. 18. Szczegół rozrządu pary: wałek sterowniczy i na nim tuleja przesuwana z nadlewami ekscentrycznymi A, B, poruszającymi dźwignie dwuramienne zaworów parowych



Rys. 19. Przekrój poszczególnych skrętek okrągłych i całej liny wyciągowej

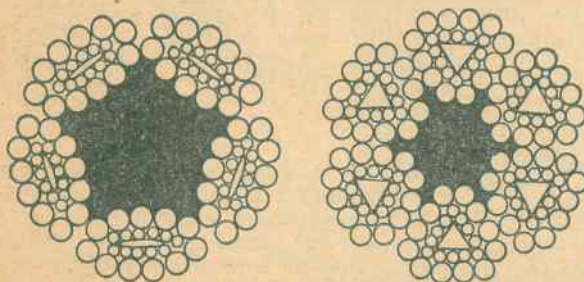
Rysunek 21 pokazuje powierzchnię zewnętrzną obu rodzajów lin. Po wyjściu z maszyny skręcającej lina ma wzdłuż swej osi pewne szcąt-kowe naprężenie skręcające zwane skrętnością (po niemiecku „Drall”).

Układając kilka cienkich linek okrągłych obok siebie i przeszywając je w poprzek kilkoma drutami otrzymuje się linę płaską (rys. 22). Liny płaskie mogą być zginane przy nawijaniu na koła o małym promieniu. Stosuje się je jako liny nośne przy cewach (bobinach) oraz jako liny wyrównawcze przy kołach pędnych i bębnach cylindrycznych. Drut liny wyrównawczej ma zwykle wytrzymałość około 120 kg/mm^2 .

Lina wyciągowa pracuje w ciężkich warunkach. Obok obciążeń statycznych, pochodzących od zawieszonych na niej ciężarów, występują obciążenia dynamiczne od nacisku mas przy powolnych lub gwałtownych zmianach prędkości jazdy. Obok naprężeń rozrywających występują w drutach:

1. naprężenia gnące przy przechodzeniu liny przez koła i bębny,
2. naprężenia skręcające w elementach zwoju drutu śrubowego rozciąganego wzdłuż osi liny,
3. naprężenia ściskające od wzajemnego ucisku radialnego drutów skręconych w zwoje śrubowe.

Wszystkie te naprężenia o przebiegu podstawowym raczej powolnym potęgują się jeszcze wskutek drgań szybkozmiennych zachodzących



Rys. 20. Przekrój liny ze skrętkami spłaszczonymi

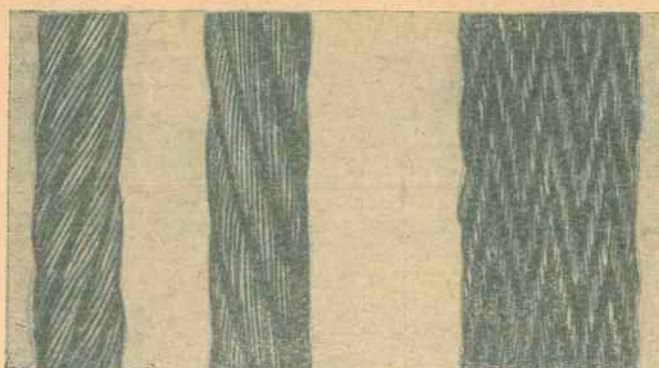
w naciągniętej jak struna linie i wywołanych zmiennością oporów i sił w ruchu. Do czynników mechanicznych dochodzą czynniki chemiczne, jak rdza oraz korozje od wilgoci i składników rozpuszczonych w wodach szybowych. Ponieważ niemożliwe jest ująć liczbowo wielkość wszystkich tych sił i naprężeń oraz wiel-

kość wpływów chemicznych działających w linie, zakłada się pewien wysoki stopień pewności liny w stosunku do jej największego obciążenia statycznego. Proces niszczenia liny polega głównie na pękaniu drutów wskutek zużycia materiału pod wpływem zmiennych naprężeń. Proces zniszczenia przyspieszają rdza i korozje. O potrzebie założenia nowej liny na miejsce zniszczonej decyduje ilość pękniętych drutów, rozłożenie pęknięć na długości liny i przebieg występowania pęknięć w czasie, wreszcie stan starcia lub skorodowania drutów zewnętrznych i wewnętrznych. Ocenie stadium krytyczne zniszczenia liny, przy którym musi ona być zdjęta, może tylko doświadczony fachowiec lub rzeczoznawca.

Rysunek 23 pokazuje typowe uszkodzenia drutów w linie. Tylko kilka drutów liny a ma charakterystyczny dla rozerwania wygląd złamu z małym przewężeniem, natomiast inne druty uległy stopniowemu złamaniu wskutek zużycia materiału. W innej linie b widać złamanie zmęczeniowe drutu zewnętrznego. Lina c pokazuje starcia poprzeczne drutów w miejscach zetknięcia pasem, wreszcie liny d, e — starcia i korozje drutów różnych warstw.

Okres pracy liny nośnej okrągłej waha się zwykle w granicach od dwóch do trzech lat, liny nośnej płaskiej do dwóch lat, a liny wyrównawczej płaskiej do ośmiu lat. Tę ostatnią można łątać i sztukować, gdyż niosąc tylko własny ciężar doznaje ona niewielkich naprężeń.

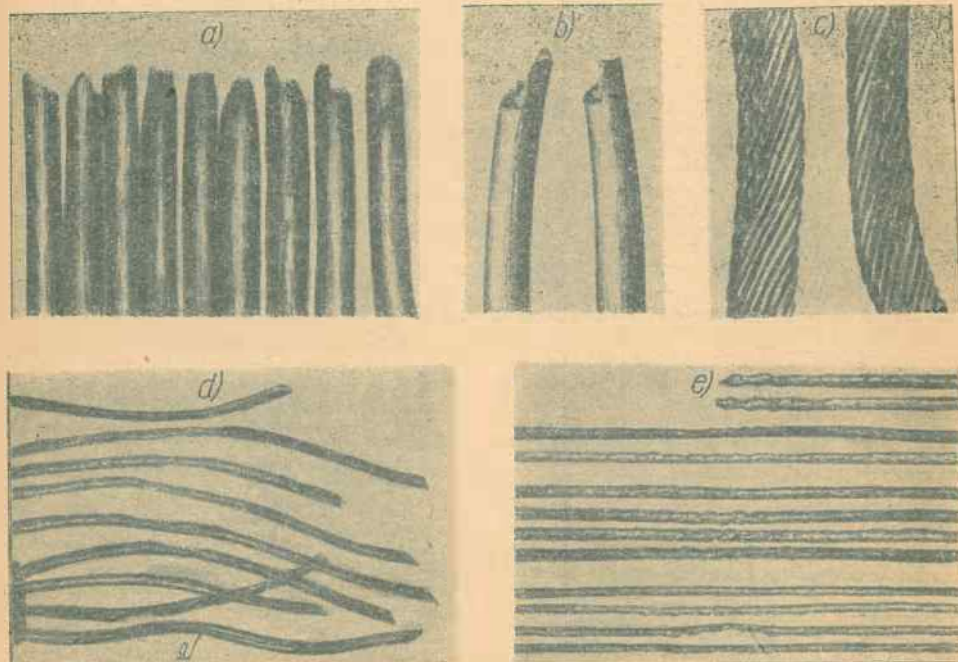
W razie zaczepienia rozpędzoną klatką o dźwigary w szybie (np. przy wysunięciu się wozu poza jej skrajnię) lub uderzenia klatką o belki odbojowe w wieży (przy przejechaniu stacji końcowej wskutek wadliwego działania zabezpieczeń) w linie występują dodatkowe naprężenia, które mogą doprowadzić do zerwania liny: na tysiąc lin pracujących



Rys. 21. Lina współzwita i przeciwwzita.

Rys. 22. Lina płaska

przypada niekiedy jeden przypadek zerwania liny, przeciętnie co trzy lata. Te nadmierne naprężenia przenoszą się od liny na wieżę szybową oraz bębny, wał, łożyska i fundamenty maszyny wyciągowej. Lina po-



Rys. 23. Uszkodzenie drutów liny

a — zerwanie raptowne, b — złamanie stopniowe zmęczeniowe, c — starcia poprzeczne między pasmami, d, e — starcia i korozje, o — drut pierwotny

winna być jedynym najsłabszym ogniwem tego przeciążonego układu, wszystkie inne jego elementy powinny doznać jedynie odkształceń elastycznych, czyli przy obliczeniu liny na siłę zrywającą powinny wykazać naprężenia leżące poniżej granicy elastyczności materiału. Ponieważ przy zerwaniu liny działa głównie energia rozpędzonych mas, a nie moment obrotowy silnika, zasada powyższa dotyczy zarówno maszyn bębnowych jak i kół pędnych.

Rozdział II

CZĘŚĆ MECHANICZNA

2. Dynamika wyciągu

Wykres prędkości i przyspieszeń

Nowoczesne wyciągi osiągają prędkość $v = 10 \div 15$ m/sek przy głębokościach około 200 m, a $15 \div 25$ m/sek przy 500 m i więcej, przyspieszenie wynosi $a = 0,6 \div 1,0$ m/sek², zwolnienie $z = 1,0 \div 1,5$ m/sek². Najczęściej stosuje się wykres prędkości trapezowy składający się z trzech okresów:

1. ruchu jednostajnie przyspieszonego,
2. ruchu ustalonego,
3. ruchu jednostajnie zwolnionego (rys. 24).

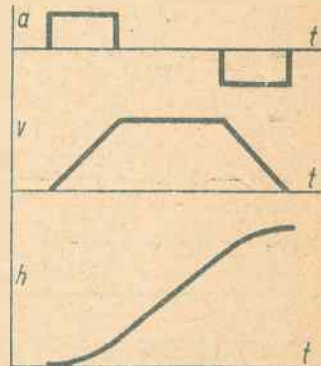
Pole wykresu prędkości musi równać się przebytej drodze. Wartości dla prędkości v i drogi przebytej h w poszczególnych okresach podaje tablica 1 (przyspieszenie stałe).

Zwiększając stałe prędkość V bez zmiany a i z osiąga się wreszcie wykres trójkątny. Wysokość jego jest prędkością maksymalną, jaką można osiągnąć przy danej głębokości. Zależność tę dla $a = z = 1$ m/sek² podaje równanie

$$h = V^2$$

Zależność całego czasu jazdy T od prędkości V i głębokości h daje dla wykresu trapezowego równanie

$$h = V \cdot T - V^2$$



Rys. 24. Wykres przyspieszenia (a), prędkości (v) i drogi przebytej (h)

Tablica 1

Okres	t	v	h	Oznaczenia: V — prędkość maksymalna t — czas liczony od początku każdego okresu
1	t_1	at	$\frac{1}{2} at = \frac{1}{2} at^2$	
2	t_2	V	Vt	
3	t_3	$V - zt$	$Vt - \frac{1}{2} zt^2$	

Dla stałego h jest to hiperbola. Przebieg jej wskazuje, że im bardziej chce się skrócić czas jazdy, tym od pewnego kresu nieproporcjonalnie więcej trzeba podnieść prędkość V z nadmiernym wydatkiem mocy i kapitału. Najwygodniejsze wykresy są wówczas, jeżeli $t_2 \gg t_1$ ($t_1 + t_2 + t_3$). Nie należy przekraczać następujących prędkości maksymalnych zależnie od głębokości:

przy 200 m	10 m/sec
500 m	14 m/sec
800 m	18 m/sec
1000 m	20 m/sec

Znaczenie wyboru przyspieszeń i prędkości wyjaśnia obliczenie sił i mocy.

Czasem przy rozruchu stosuje się przyspieszenie nie stałe, lecz zmniejszające się według linii prostej lub łamanej aż do zera. Stany zależności przy zwykłym przyspieszeniu zanikowym dla chwili t podaje tablica 2 (przyspieszenie zanikowe).

Tablica 2

$a = a_0 \left(1 - \frac{t}{t_1}\right)$ $v = a_0 \left(t - \frac{t^2}{2t_1}\right) = 2V \frac{t}{t_1} \left(1 - \frac{t}{2t_1}\right)$ $v = \frac{2V}{3} t_1$ $h = V \frac{t^2}{t_1} \left(1 - \frac{t}{3t_1}\right) = \frac{2a_0}{2} \left(1 - \frac{t}{3t_1}\right)$ $h_1 = \frac{2}{3} V t_1 = \frac{4V^2}{3a_0}$	Oznaczenia: a_0 — przyspieszenie największe (początkowe) t — czas liczony od początku okresu t_1 — czas całkowity V — prędkość maksymalna h_1 — droga całkowita
---	--

Przebieg prędkości i drogi przebytej jest paraboliczny. Tablica 3 podaje wartości względne przyspieszenia, prędkości i drogi dla czasów względnych (przyspieszenie zanikowe).

Przez zastosowanie przyspieszenia zanikowego czas jazdy zwiększa się bardzo nieznacznie, co widać z niżej podanego obliczenia tudzież z wykresów.

Droga i czas przebyty w okresie hamowania pozostają bez zmiany; jeżeli prędkość V jest ta sama, przyspieszenie na początku rozruchu i przy hamowaniu w obu przypadkach 1 m/sec², droga przebyta ogółem H , to porównywane czasy da tablica 4, z której widać, że czas całej jazdy z rozruchem parabolicznym jest zaledwie o ($V:6$) sekund dłuższy od zwykłego, niezależnie od głębokości, np. przy $V = 12$ m na sek o dwie sekundy.

Tablica 3

	$t : t_1$			
	1/4	1/2	3/4	4/4
$a : a_0$	3/4	1/2	1/4	0
$v : V$	7/16	12/16	15/16	16/16
$h : h_1$	11/128	40/128	81/128	128/128

Jeżeli przyspieszenie maleje według linii prostej raz złamanej, to zwykle część rozruchu odbywa się z przyspieszeniem stałym, potem zaś zanikowym; wzory dla v i h można wyprowadzić z poprzednich, pamię-

Tablica 4

Przyspieszenie	Rozruch	Ruch ustalony	Razem
Stałe 1 m/sek ²	droga $0,5 V^2$ czas V	$H - V^2$ $\frac{H}{V} - V$	$H - 0,5 \cdot V^2$ $\frac{H}{V}$
Zanikowe (1—0) m/sek ²	droga $\frac{4}{3} V^2$ czas $2 V$	$H - \frac{11}{6} V^2$ $\frac{H}{V} - \frac{11}{6} V$	$H - 0,5 \cdot V^2$ $\frac{H}{V} + \frac{1}{6} V$

tając, że pole wykresu *przyspieszenie/czas* jest prędkością w danej chwili, a wykresu *prędkość/czas* jest drogą przebytą.

Dla części rozruchu z przyspieszeniem stałym ($a = \text{const}$) i przyspieszeniem zanikowym obowiązują wzory zestawione w tablicy 5.

Tablica 5

Dla części rozruchu z $a = \text{const}$	
$V = at; h = \frac{1}{2} at^2$	
na końcu rozruchu	
$V_1 = at_1; H_1 = \frac{1}{2} V_1 t_1$	
Dla części rozruchu z przyspieszeniem zanikowym	
$a = a_0 \left(1 - \frac{t}{t_2}\right); v = V_1 + a_0 \left(1 - \frac{t}{2t_2}\right) t$	
na końcu rozruchu	
$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} a_0 t_2$	
Droga przebyta od początku rozruchu do chwili t na części zanikowej	
$h = H_1 + V_1 t + \frac{a_0}{2} \left(1 - \frac{t}{2t_2}\right) t^2$	
na końcu rozruchu	
$H = H_1 + H_2 = \frac{1}{2} V_1 t_1 + V_1 t_2 + \frac{1}{3} a_0 t_2^2$	

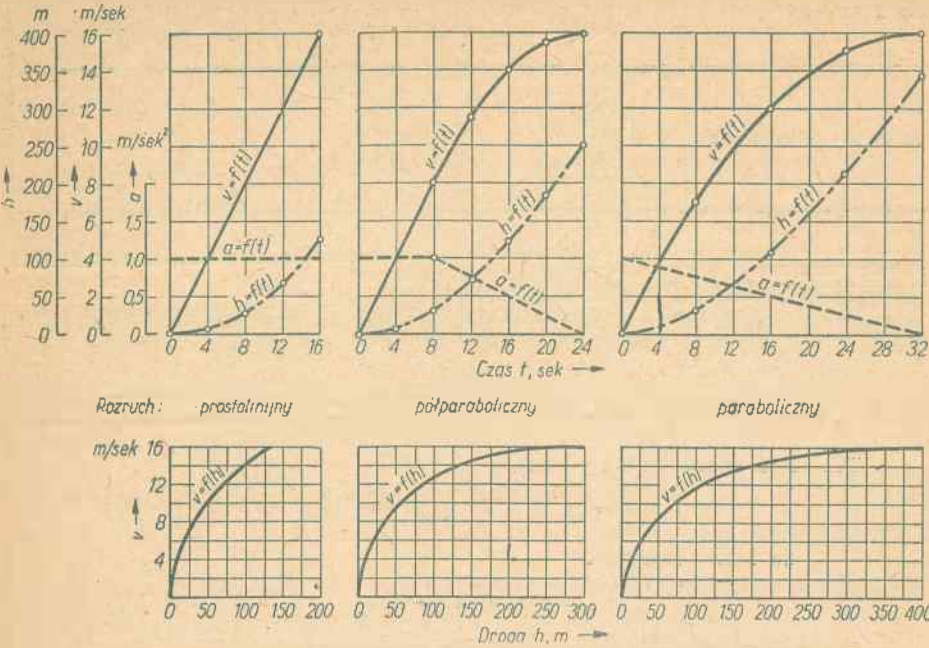
Czasy t liczone są od początku każdej części rozruchu. Porównanie zastosowania trzech rodzajów rozruchu podaje przykład liczbowy z wykresami (rys. 25 oraz tablica 6).

Droga jazdy w szybie 600 m, przyspieszenie początkowe 1 m/sek², prędkość maksymalna 16 m/sek, zwolnienie hamowania 1 m/sek².

Widać stąd, że przyspieszenia zanikowe przedłużają ogólnie czas jazdy zaledwie o $0,6 \div 2,75$ sek, natomiast dają one pewne korzyści przez obniżenie mocy szczytowych silnika napędowego, co wyjaśniono dalej.

Przy przedstawianiu pięter klatki przed pomostem odbiorczym wykres prędkości jest trójkątny; ponieważ wysokość jednego piętra klatki wynosi około dwa metry i klatkę przestawia się co jedno lub dwa piętra,

to droga jazdy wynosi dwa lub cztery metry, a czas przestawienia z przyspieszeniem około 1 m/sek^2 trwa przy tym najmniej cztery lub sześć sekund. Zmiana wozów na jednym piętrze trwa około osiem sekund, sygnały około dwie sekundy, stąd cały okres pauzy z manewrami trwa dla



Rys. 23. Rodzaje rozruchu — wykresy prędkości (v), przyspieszenia (a) i drogi przebytej (h) w czasie t rozruchu prostoliniowego, półparabolicznego i parabolicznego oraz zależność prędkości (v) od drogi przebytej (h)

Tablica 6

Rodzaj rozruchu	Prostolinijny	Półparaboliczny	Paraboliczny
Czas:			
rozruchu	16	24	32
biegu ustalonego	21,5	14,1	8,25
hamowania	16	16	16
Ogółem:	53,5	54,1	56,25
Droga:			
rozruchu	128	245,5	340
biegu ustalonego	344	226,5	132
hamowania	128	128	128
Ogółem:	600	600	600

klatki czteropiętrowej: przy jednym pomoście odbiorczym $3 \cdot 4 + 4 \cdot 8 + 4 \cdot 2 = 52$ sek, a przy dwóch pomostach odbiorczych $1 \cdot 6 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 2 = 26$ sek. W ten sposób uzyskuje się czas trwania całego okresu obejmującego jazdę i pauzę dla jednego wyciągu.

Jeżeli przewidywane przy pełnym obciążeniu maszyny (np. po pięciu latach) wydobyć węgla na dobę przy pracy na dwie ośmiogodzinne zmiany ma wynosić W_d , jeżeli prócz węgla trzeba jeszcze wydobyć

około 10% kamienia, jeżeli na zjazd i wyjazd załogi przewiduje się $2 \cdot 30 = 60$ min, jeżeli w okresie właściwego wydobywania węgla zdarza się jeszcze doraźny przewóz ludzi i materiałów a ponadto nieprzewidziane dodatkowe pauzy zajmujące w sumie około 15% całego czasu wydobywania, to maszynę wyciągową należy obliczyć na największą wydajność godzinową

$$W_g = \frac{1,1 \cdot W_d}{0,85 \cdot (16 - 2)} = \text{około } \frac{W_d}{11}$$

czyli na jedenaście godzin nieprzerwanego programowego wydobywania samego węgla. Zakładając wielkość podnoszonego na linie ładunku otrzymuje się liczbę wyciągów na godzinę, następnie zaś dobiera się prędkość i wykres jazdy.

Dla wyciągu skipowego pauza trwa zaledwie $8 + 15$ sek.

Liny

Przeważnie używa się stalowych lin okrągłych, niekiedy zaś płaskich. Liny skręcone są ze skrętek (pasm), skrętki — z drutów. Skrętki mogą być okrągłe lub trójkątne. Zewnętrzne wymiary liny, jej średnica bądź u lin płaskich szerokość i grubość zależne są prawie wyłącznie od wielkości przekroju drutów i sposobu skręcania liny. Ponieważ prócz drutów czynnych stalowych lina ma jeszcze wkładki, tzw. *duże*, stalowe i konopne, a całość nasycy się smarem w celu nadania jej giętkości, przeto ciężar jednostki objętości drutu czynnego zwiększa się jeszcze o ciężar tego balastu; a więc ciężar właściwy 1 cm^3 liny wyniesie nie $7,5 \text{ G/cm}^3$, lecz w linach okrągłych $9,5 \text{ G/cm}^3$ i w linach płaskich $10,5 \text{ G/cm}^3$; średnio 10 G/cm^3 . Innymi słowy, 1 m liny o przekroju czynnym 1 mm^2 waży 0,01 kG, a lina o długości 1 m i przekroju czynnym $A \text{ mm}^2$ waży 0,01 A kG. Zamiast przekroju czynnego częściej używa się wielkości ciężaru 1 m liny łatwiejszego do zmierzenia; ciężar ten p_1 równa się w przybliżeniu $0,01 A$.

Średnica liny przy tym samym przekroju czynnym zależna jest od sposobu jej skręcenia: najcieńsza, najbardziej zwarta jest lina okrągła ze skrętek trójkątnych, następnie lina okrągła ze skrętek okrągłych, na końcu zaś lina płaska. Współczynniki użytecznego wyzyskania przekroju wynoszą dla nich: $0,52 \div 0,4 \div 0,25$, wymiary zewnętrzne zaś w zależności od ciężaru 1 m

$$d^2 = 2,5 p_1; \quad d^2 = 3 p_1; \quad a \cdot b = (3,5 - 4) p_1 \quad (1)$$

gdzie

- p_1 — ciężar liny, kG/m,
- d — średnica liny okrągłej, cm,
- a — grubość liny płaskiej,
- b_1 — szerokość liny płaskiej.

W ten sposób średnica liny ze skrętek trójkątnych jest o 9% mniejsza niż średnica liny ze skrętek okrągłych.

Dane powyższe służą do obliczeń przybliżonych; dokładne wymiary podane są w katalogach fabrycznych.

Do wyrobu lin stalowych używa się materiału o wytrzymałości do-
rażnej $R_r = 140, 160, 180$ i 200 kG/mm^2 , najczęściej $160 \div 180 \text{ kG/mm}^2$.
Materiał wytrzymalszy jest zwykle zbyt kruchy.

Średnica drutów, z których zrobiona jest lina, musi pozostawać w określonym stosunku do promienia nawijania, aby zapewnić ich trwałość i utrzymać naprężenia dodatkowe przy zginaniu na nieznacznej wysokości.

Dla materiału $160 \div 200 \text{ kG/mm}^2$ powinien być stosunek

$$D : \delta = 1000 + 1500,$$

gdzie

D — średnica nawijania,

δ — średnica drutu.

Średnica drutu przy średnicy liny d wynosi średnio $\delta = \frac{d}{30} + 1$.

Stosunek średnicy nawijania do średnicy liny d podany jest niżej. Linę oblicza się dla największego obciążenia statycznego ze stopniem pewności $n = 8 \div 10$. Przy ruszaniu z miejsca i zmianach prędkości ruchu występują dodatkowe naprężenia liny przekraczające często naprężenia od sił statycznych. Przy gięciu liny na obwodzie kół i bębnow występują dodatkowe naprężenia, których wielkość wynosi około $C \cdot E \delta / D$; co przy stosunku $D : \delta = 1000$ i $C = 3/8$ daje około 8 kG/mm^2 .¹⁾ Te i inne naprężenia dodatkowe uwzględnia się w zapasie bezpieczeństwa.

Przekrój czynny liny otrzymuje się z równania dla ładunku u dołu:

$$A \cdot \frac{R_t}{n} = P + 0,01 \cdot A \cdot H$$

$$A = \frac{P}{\frac{R_t}{n} - 0,01 \cdot H} \quad (2)$$

a ciężar 1 m liny

$$p_1 = 0,01 \cdot A = \frac{P}{\frac{R_t}{0,01 \cdot n} - H}$$

albo

$$p_1 = \frac{P}{c - H} \quad (3)$$

Ciężar zwisającej liny jest $P_l = p_1 \cdot H$

albo

$$P_l = \frac{P \cdot H}{c - H} \quad (4)$$

gdzie

A — przekrój czynny liny, mm^2 ,

H — długość zwisającej liny, m,

P — ciężar zawieszony na końcu liny, kG,

R_t — wytrzymałość doraźna na rozciąganie materiału liny, kG/mm^2 ,

n — stopień pewności,

p_1 — ciężar 1 m liny, kG,

P_l — ciężar liny, kG,

oraz

$$c = \frac{R_t}{0,01 \cdot n} \text{ — długość bezpieczna liny nieobciążonej,}$$

¹⁾ W wyciągach osobowych przyjmuje się $C = 1$.

$c' = \frac{R_r}{0,01}$ — długość zrywająca liny nieobciążonej.

Wielkość c waha się zwykle w granicach od 1600 do 2500 m.

Na rys. 26 krzywe 1, 2 i 3 przedstawiają zależność ciężaru jednostkowego (średnicy) liny od głębokości przy stałym obciążeniu końca liny $P = 16 T$ dla różnych długości c , krzywe zaś I, II i III zależność od tych samych czynników w stosunku ciężaru liny P_l do ciężaru zawieszonego na jej końcu. Krzywa 4 przedstawia wyżej podaną zależność średnicy liny przy obciążeniu $P = 28 T$. Widać stąd, że najgrubszymi w praktyce liniami ($d = 6,5$ cm, 17 kG/m) można sięgnąć przy podnoszeniu ciężaru $P = 16 T$ do głębokości 1560 m, przy $R_r = 200$ kG/mm² i $n = 8$ czyli $c = 2500$ m, a przy $P = 28 T$ zaledwie do 850 m. Przy głębokości 1500 m lina waży o 50% więcej niż ciężar przez nią podnoszony. Jeżeli istnieje grubsza lina wyrównawcza, to w przybliżeniu będą obowiązywały dla ładunku u góry zależności

$$A = \frac{P}{\frac{R_r}{n} - 0,01 \cdot m \cdot H} \quad (2a)$$

$$p_1 = \frac{P}{c - m \cdot H} \quad (3a)$$

$$P_l = \frac{P \cdot H}{c - m \cdot H} \quad (4a)$$

gdzie m jest stosunkiem ciężaru jednego metra liny wyrównawczej i nośnej.

Przykład: $P = 20\,000$ kG, $R_r = 180$ kG/mm², $n = 8$, $m = 1$, $H = 600$ m, stąd

$$c = \frac{180}{0,01 \cdot 8} = 2250 \text{ m}$$

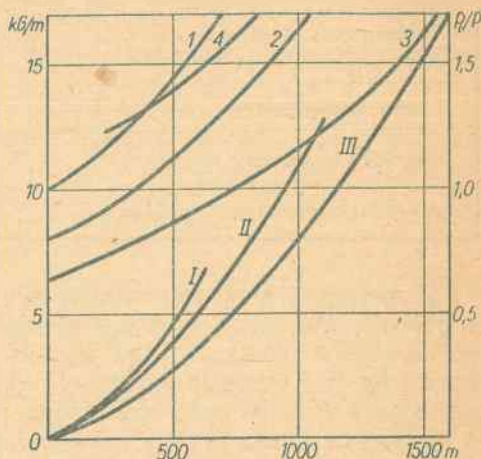
$$p_1 = \frac{20\,000}{2250 - 1 \cdot 600} = 12,1 \text{ kG/m}$$

$$d = \sqrt[3]{3 p_1} = 6 \text{ cm}$$

Jeżeli dodać pod klatką linę wyrównawczą o nadwadze 15%, to stopień pewności liny istniejącej n spadnie, jak to wynika z równania

$$p_1 = \frac{20\,000}{\frac{180}{0,01 \cdot n} - 1,15 \cdot 600} = 12,1 \text{ kG/m}$$

skąd $n = 7,75$



1, 2, 3 - $p_1 \cdot f(H)$ dla $P=16T$ 1, I dla $c=1600m$
4 - $p_1 \cdot f(H)$ dla $P=28T$ 2, II dla $c=2000m$
I, II, III - $P_l/P \cdot f(H)$ 3, III dla $c=2500m$

Rys. 26. Ciężar liny — zależność ciężaru liny od głębokości dla różnych obciążeń jej końca oraz dla różnych jej długości bezpiecznych c .

$$P_l = f(P, H, c)$$

Przekrój liny nośnej $A = 100 \cdot p_1 = 1210 \text{ mm}^2$, siła zrywająca $F = 1210 \cdot 180 = 218\,000 \text{ kG}$.

Sprawdzenie stopnia pewności liny podaje tablica 7.

Tablica 7

Wyszczególnienie	Obciążenie liny na kole			
	bez liny wyrównawczej ładunek na dole		z liną wyrównawczą ładunek na górze	
	m	kG	m	kG
Lina nośna (12,1 kG/m)	600	7 260	20	242
Węgiel, wozy, klatka	—	20 000	—	20 000
Lina wyrównawcza (13,9 kG/m)	0	0	580	8 060
Razem obciążenie	—	27 260	—	28 302
Siła zrywająca liny nośnej	—	218 000	—	218 000
Stopień pewności liny nośnej	8		7,7	

Z równań widać, że przekrój liny wzrasta w miarę wzrostu głębokości hiperbolicznie, przy tym dla głębokości asymptotycznej $H = c$ staje się nieskończenie wielkim. Stąd wypływa, że przez zwykłe zwiększenie średnicy liny nie osiągnie się dowolnej głębokości. Można to zrobić jedynie stosując liny ściennione zmiennego przekroju zbliżone kształtem do ciał o stałym naprężeniu przy rozciąganiu.

Kształt takiej liny wypływa z równania

$$A_x = A_0 \cdot e^{\frac{P}{k} \cdot \frac{1}{c} x}$$

albo

$$A_x = A_0 \cdot e^{\frac{1}{c} x}$$

gdzie

- A_0 — przekrój liny w dolnym końcu,
- A_x — przekrój w odległości x od dołu,
- γ — ciężar jednostki objętości liny,
- k — naprężenie bezpieczne materiału.

Analogicznie

$$p_{1x} = p_{10} \cdot e^{\frac{1}{c} x}$$

a ciężar całej liny długości H

$$\left(P_l = P \cdot e^{\frac{H}{c}} - 1 \right)$$

Ponieważ wyrób takich idealnych lin ściennionych jest niemożliwy, stosują liny o przekroju stopniowanym według przebiegu zbliżonego do logarytmicznego. Przebieg obliczenia ich ciężaru jest następujący:

Przypuszcza się, że przekrój liny stopniowany jest co 200 m, a jej $c = 2000 \text{ m}$; w takim razie:

dla I odcinka od dołu

$$P_{I1} = \frac{P \cdot 200}{2000 - 200} = \frac{1}{9} \cdot P$$

dla II odcinka od dołu

$$P_{I2} = \frac{P \cdot \left(1 + \frac{1}{9}\right) \cdot 200}{1800} = \frac{1}{9} P \left(1 + \frac{1}{9}\right)$$

dla III odcinka od dołu

$$P_{I3} = \frac{1}{9} P \left(1 + \frac{1}{9}\right)^2$$

dla n -tego

$$P_{In} = \frac{1}{9} P \left(1 + \frac{1}{9}\right)^{n-1}$$

Widać, że ciężary poszczególnych odcinków stanowią szereg geometryczny $1 + x + x^2 \dots x^{n-1}$, suma więc ich wynosi

$$\frac{x^n - 1}{x - 1}, \text{ czyli } P \left[\left(1 + \frac{1}{9}\right)^n - 1 \right]$$

Przechodząc do przypadku ogólnego zamienia się $\frac{1}{9}$ na $\frac{h}{c-h}$; $h = H : n$, w końcu zaś

$$\left[1 + \frac{1}{9}\right]^n = \left[1 + \frac{H}{cn - H}\right]^n$$

czyli

$$P_I = P \cdot \left[\left(1 + \frac{h}{c-h}\right)^n - 1 \right] \quad (5)$$

Wzór ten obowiązuje dla liny ścienionej idealnej, jeżeli w nim założyć $n = \infty$, wtedy w małym nawiasie

$$\left(1 + \frac{\frac{H}{n}}{c - \frac{H}{n}}\right)^n = e^{\frac{H}{c}}$$

ponieważ

$$\left(1 + \frac{x}{n}\right)^n = e^x, \text{ przy } n = \infty$$

a ciężar całej liny

$$P_I = P \left(e^{\frac{H}{c}} - 1 \right)$$

Obliczenie powyższe dla $P = 15\,000$ kG, $c = 2000$ m, $h = 200$ m daje dla lin równego przekroju o skrętkach okrągłych i trójkątnych i dla lin równej wytrzymałości (ścienionych) idealnych i stopniowanych — średnice i ciężary według tablicy 8.

		H, m			
			600	1000	1400
Lina równego przekroju	○	p_1 , kG/m d , mm P_t , kG	10,7 56 6400 (100%)	15 67 15 000 (100%)	25 86 35 000 (100%)
	△	d , mm	51	61	78
Lina ścieniona	idealna	p_1 , kG/m d , mm P_t , kG	10/7,5 55/47 5100 (80%)	12,3/7,5 61/47 9600 (84%)	15/7,5 67/47 15 000 (43%)
	stopniowana	p_1 , kG/m d , mm P_t , kG	10,3/8,35 56/50 5550 (87%)	12,7/8,35 62/50 10 400 (69%)	15,8/8,35 63/50 16 600 (47%)

Liny z włókien aloesowych są mniej więcej 20 razy mniej wytrzymałe niż stalowe ($6 \div 9$ kG/mm²), ciężar ich w rezultacie jest przy jednakowej nośności o $20 \div 30\%$, średnica zaś o 140% większa. Kilka lin okrągłych zeszytych razem tworzą linę płaską. Wskutek znacznej grubości liny te często lepiej odpowiadają warunkom geometrycznym nawijania na cewy. Tablica 9 ilustruje kilka przykładów średnicy, ciężaru i siły zrywającej dla lin aloesowych i stalowych. Lin aloesowych najczęściej używa się jako lin ścienionych.

Tablica 9

Aloes		Stal		
d mm	p_1 kG/m	siła zrywająca kG	p_1 kG/m	d mm
20	0,3	3 700	0,23	8,4
30	0,7	8 400	0,53	12,6
40	1,2	15 000	0,94	17
50	1,8	23 400	1,46	21

Tablica 10 zawiera przykład wymiarów wytrzymałości lin płaskich aloesowych ścienionych pracujących na cewach (we Francji).

Tablica 10

Głębokość	Ciężar na końcu liny	Przekrój góra/dół	Obciążenie dolnego przekroju pozornego
m	T	mm ²	kG/cm ²
382	5,3	280/45 220/35	69
315	6,4	270/43 220/35	83
437	7,4	310/50 230/40	81
370	13,2	365/57 280/45	105

Ważne zagadnienie przy dużych głębokościach szybu stanowi wydłużenie liny po naładowaniu dolnej klatki. Wynosi ono przy 1000 m do 1 m, przy 2000 m do 2 m, co utrudnia obsługę dolnej klatki lub skipu. Stosowanie lin ścienionych i dużych naprężeń materiału liny zwiększa wydłużenie liny zmniejszając jednocześnie jej ciężar, co uwidoczni następujący przykład. W tablicy 7 podana była dla obciążenia $P = 15$ T, wytrzymałości materiału $R_p = 180$ kG/mm² i $n = 9$ (czyli $c = 2000$ m), głębokości 1000 m, konstrukcja liny jednakowej średnicy:

$$p_1 = 15 \text{ kG/m}, P = 15 \text{ T}$$

oraz jednakowej wytrzymałości:

$$p_1 = 12,3/7,5 \text{ kG/m}, P = 9,6 \text{ T}$$

Współczynnik elastyczności drutu stalowego $E = 2,1 \cdot 10^6$ kG/cm², liny stalowej $0,8 \cdot 10^6$ do $1,5 \cdot 10^6$ kG/cm², zależnie od konstrukcji i naprężenia jednostkowego (w miarę wzrostu naprężenia przy obciążeniu E wzrasta wskutek tarcia drutów w linie); całkowite wydłużenie

$$\Delta L = L \cdot \varepsilon = L \frac{\Delta k}{E}$$

gdzie

Δk — różnica naprężeń liny (kG/cm²) przy zmianie obciążenia jej końca,

ε — współczynnik wydłużania liny.

W przykładzie powyższym całkowite obciążenie $P = 15$ T składa się z ciężaru ładunku węgla 5 T, pustych wozów 3 T i klatki 7 T. Przy wypełnieniu pełnych wozów do pustej dolnej klatki obciążenie P wzrasta od 7 do 15 T, naprężenie materiału przy linie 15 kG/m na całej długości o

$$\Delta k = \frac{8000}{1500} = 5,3 \text{ kG/mm}^2$$

przy linie 12,3/7,5 kG/m u góry o

$$\Delta k = \frac{8000}{1230} = 6,5 \text{ kG/mm}^2$$

u dołu zaś o

$$\Delta k = \frac{8000}{750} = 10,6 \text{ kG/mm}^2$$

czyli w przybliżeniu średnio o 8,5 kG/mm². Wydłużenie więc wyniesie przy $E = 1 \cdot 10^6$ kG/cm² dla liny o jednakowym przekroju

$$\Delta L = 1000 \cdot \frac{530}{1 \cdot 10^6} = 0,53 \text{ m}$$

dla liny jednakowej wytrzymałości

$$\Delta L = 1000 \cdot \frac{850}{1 \cdot 10^6} = 0,85 \text{ m}$$

Przy większych naprężeniach materiału, czyli mniejszych przekrojach, wydłużenia byłyby odpowiednio większe.

Ciężary i masy. W ruchu prostoliniowym pozostają: ładunek, wozy, klatki, skipy, liny, natomiast w ruchu obrotowym — koła linowe,

koła pędne, bębny, przekładnie zębate, wirniki silników i częściowo liny. Ciężar wszystkich tych części pozostaje w pewnym określonym stosunku do grubości liny lub do ładunku.

Ładunek zwykłych małych wozów wynosi 500 ÷ 800 kG. W klatce bywa 1, 2, 4, 6, 8, 12 wozów.

Ciężar pustego wozu dla węgla 0,45 ÷ 0,85, średnio 0,65;

Ciężar ładunku dla soli 0,43 ÷ 0,57, średnio 0,5

Stosunek ciężaru wozu i klatki do ciężaru ładunku (dla węgla) podaje tablica 11.

Ciężar klatki zawiera zacisk linowy i łapadło (spadochron). Średnio stosunek ten wynosi 2,5 do 3,0; wyższe liczby odnoszą się do klatek z podwieszeniem liny wyrównawczej. Ponieważ w liczbach tych ciężar samego wozu wynosi średnio 0,65, to stosunek ciężarów

Tablica 11

Pięter	Wóz na piętrze	W + K
1	1	2,5 ÷ 3,8
1	2	2,2 ÷ 3,0
2	1	2,4 ÷ 3,4
2	2	2,1 ÷ 2,7
3	2	1,8 ÷ 2,3
4	1	2,3 ÷ 2,9
4	2	1,9 ÷ 2,5

$$\frac{\text{klatka}}{\text{ładunek}} = 1,9 \div 2,4$$

Ostatnio coraz częściej stosuje się wozy o dużej pojemności dwóch, trzech i więcej ton. Ciężar pustego wozu stanowi około 0,45% ciężaru ładunku, również i klatka staje się stosunkowo lżejsza. Liczby porównawcze przeciętne dla wozów małych i dużych w klatkach dwu- i czteropiętrowych przy dwóch małych lub jednym dużym wozie na piętrze podaje tablica 12.

Tablica 12

Stosunek ciężarów dla węgla	Małe wozy		Duże wozy	
	2 × 2	4 × 2	2 × 1	4 × 1
$\frac{W + K}{Q}$	2,4	2,2	2,0	1,8

Tablica 13

Stal	ładunek	1,0	1,0
	wozy	0,66	0,66
	klatka	1,34	1,84
Razem		3,0	3,5
Glin	ładunek	1,0	1,0
	wozy	0,66	0,66
	klatka	0,94	1,28
Razem		2,6	2,94

Przy zastosowaniu stopów glinu do budowy klatek obciążenia końca liny i masy niewiele zmniejszają się, jak to widać z tablicy 13 która podaje obliczenie dla stosunku ciężaru klatek aluminiowych do stalowych 0,7 i klatek dwóch typów.

Klatka z duraluminium kosztuje przeszło dwa razy więcej niż stalowa.

Ciężar kubłów (skipów) bez zawiesi wyraża się formułą empiryczną: skipy z upustem dolnym są nieco cięższe od skipów przewracanych. Według VDJ (rocznik 1927, str. 698) ciężar skipów wynosi:

Skipy przewracane

$$\begin{aligned} \text{dla węgla } K &= (3 \sqrt{Q} - 2) \cdot 1,1 \\ \text{dla soli } K &= (2,75 \sqrt{Q} - 1,75) \cdot 1,1 \\ \text{dla rudy } K &= (2 \sqrt{Q} - 1) \cdot 1,1 \end{aligned}$$

Skipy z dolnym upustem

$$\begin{aligned} K &= (3,2 \sqrt{Q} - 2) \cdot 1,1 \\ K &= (3 \sqrt{Q} - 1,75) \cdot 1,1 \\ K &= (2,15 \sqrt{Q} - 1) \cdot 1,1 \end{aligned} \quad (6)$$

Inne źródło podaje wzory na ciężar własny K w T:

Skipy przewracane	Skipy z dolnym upustem	
dla węgla $K = 1,70 \sqrt{Q^{1.4}}$	$K = 1,95 \sqrt{Q^{1.3}}$	} (6a)
dla soli $K = 1,50 \sqrt{Q^{1.4}}$	$K = 1,80 \sqrt{Q^{1.3}}$	
dla rudy $K = 1,03 \sqrt{Q^{1.6}}$	$K = 1,12 \sqrt{Q^{1.45}}$	

Przeciętnie dla węgla ciężar własny skipów bez zawiesi wynosi:

skipy przewracane $0,95 \cdot Q$

skipy z upustem $1,05 \cdot Q$

Zawiesia górne i dolne ważą razem $1 + 2 T$.

Przy zastosowaniu stopów glinu ciężar skipów zmniejszy się w podobnym stosunku jak dla klatek.

Jeżeli skipy mają specjalne urządzenia do jazdy ludzi i łapadła, to ciężar ich wzrasta do 50%.

Ciężar całkowity zwisających lin podano wyżej, dla chwil pośrednich nadwagę liny oblicza się z wykresu: droga/czas. Dla lin równej grubości bez liny wyrównawczej nadwaga ta wynosi w chwili t

$$\Delta P_l = p_1 (H - 2h_t)$$

i będzie z początku dodatnia, na końcu zaś ujemna. Dla lin równej grubości z liną wyrównawczą o ciężarze p_2 nadwaga wynosi

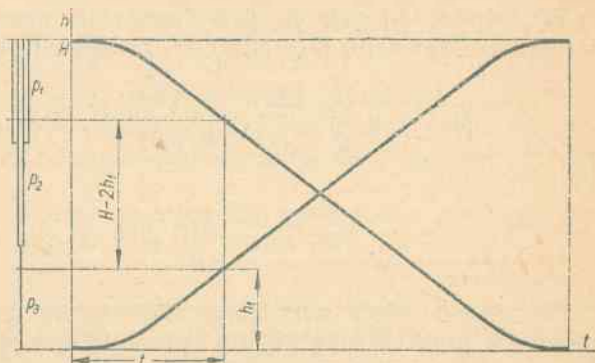
$$\Delta P_l = (p_1 - p_2) (H - 2h_t)$$

Dla lin ścienionych stopniowanych nadwaga wynosi

$$\Delta P_l = P_H - \Sigma (p_1 + p_3) \cdot h_t$$

Z wykresu na rys. 27 widać również, w jakich chwilach h przechodzi przez punkty ścinienia liny.

W ruchu prostoliniowym biorą udział części lin nośnych i wyrównawczych zwisające w przedziale wyciągowym poniżej kół linowych, oprócz tego zaś części lin wiszące ukośnie między kołami linowymi i bębniami. Długość lin określa odległość osi bębnow i kół linowych, która powinna być taka, aby największe odchylenie liny od płaszczyzny liny nośnej w rowku bębna lub kół linowych nie przekraczało $1^\circ 30'$. Na bębnie znajduje się jeszcze około 70 m zapasu liny do ucięcia przy próbach w ciągu około trzech lat, poza tym zaś zwoje martwe służące do zapewnienia dobrego umocowania końca liny. Ta część liny bierze udział w ruchu wirowym opisanym niżej. Masę ciężarów powyższych otrzymuje się dzieląc je przez 9,81.



Rys. 27. Przebieg nadwagi liny w szybie

Masę części wirujących uwzględnia się w inny sposób, przy czym należy przypomnieć sobie kilka zależności z dynamiki.

Dla nieustalonego ruchu obrotowego punktu dookoła osi znane są wzory

$$v = r \cdot \omega$$

$$\frac{dv}{dt} = a = r \frac{d\omega}{dt} = r \cdot \varepsilon$$

$$F = m \cdot a = m \cdot r \cdot \varepsilon$$

$$M = F \cdot r = m \cdot r^2 \cdot \varepsilon = J \cdot \varepsilon$$

$$M = J \cdot \varepsilon$$

Energia rozpedu

$$A = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} J \cdot \omega^2$$

gdzie

ω — prędkość kątowna,

ε — przyspieszenie kątowe ruchu obrotowego,

$J = m \cdot r^2$ — moment bezwładności masy m ześrodkowanej w punkcie na promieniu r względem osi obrotu,

F — siła na obwodzie,

M — moment obrotowy.

Dla systemu punktów

$$J = \sum m r^2 = M r^2, \quad (7)$$

gdzie

M — masa całego ciała,

r_i — promień bezwładności.

Zamiast operować rzeczywistą masą i fikcyjnym promieniem bezwładności można brać rzeczywisty promień np. promień nawijania liny i fikcyjną masę

$$M r_i^2 = M_i \cdot r^2$$

W technice operuje się przeważnie nie momentami bezwładności, lecz momentami zamachu GD^2 lub Gr^2 . Związek między nimi jest następujący:

$$M_i \cdot r^2 = \frac{G_i}{g} \cdot \frac{D^2}{4} = \frac{1}{4 \cdot 9,81} G_i D^2 = \approx \frac{1}{40} G_i D^2 = J \quad (8)$$

albo

$$M_i \cdot r^2 = \frac{G_i}{9,81} r^2 = \approx 0,1 \cdot G_i \cdot r^2$$

Dla danego ciała wirującego określa się jego ciężar fikcyjny ześrodkowany w punkcie leżącym na żądanej średnicy D , który to ciężar miałby ten sam GD^2 co rzeczywisty. Ciężar ten nazywa się ciężarem zredukowanym do średnicy D lub krótko ciężarem zredukowanym G_i . Taka masa zredukowana G_i/g ma tę dobrą stronę, że do otrzymania momentu obrotowego M można ją traktować jako ciało o ruchu prostoliniowym, czyli wprost mnożyć przez przyspieszenie liniowe i promień zamiast uciekać się do J i przyspieszeń kątowych. Ciężar zredukowany G_i można sumować z ciężarami rzeczywistymi pozostającymi w ruchu prostoliniowym,

a dzieląc przez 9,81 otrzymać ogólną masę oraz mnożąc tę ostatnią przez a określić siły potrzebne do przyspieszania mas.

Średnica kół linowych, pędnych i bębnow pozostaje w pewnym stosunku do grubości liny, ich zaś ciężar zredukowany w stosunku do ich średnicy. I tak

dla kół linowych

$$D : d = 80 \div 100$$

dla kół pędnych

$$D : d = 100 \div 150$$

dla bębnow cylindrycznych

$$D : d = 100 \div 150$$

dla najmniejszej średnicy bębnow stożkowych

$$D : d \geq 80$$

Szerokość bębna cylindrycznego B określa się z warunku pomieszczenia potrzebnej liczby zwojów i odstępów między nimi (2 mm). Jeżeli szerokość ta przy większych głębokościach (> 400 m) wypada zbyt wielka i wymaga znacznego odsunięcia bębna od szybu w celu zachowania dopuszczalnego kąta odchylenia liny przy nawijaniu, szerokość tę trzeba zmniejszyć przez zwiększenie średnicy bębna.

Ciężar zredukowany

dla koła linowego

$$G_i = (100 \div 150) \cdot D^2$$

dla kół pędnych

$$G_i = (200 \div 300) \cdot D^2$$

dla bębna cylindrycznego normalnych rozmiarów ($D = 100d$, głębokość < 400 m)

$$G_i = \approx 900 D \cdot B$$

gdzie

D — średnica kół i bębnow, m,

B — szerokość bębnow, m.

Dla kół linowych dolna granica dotyczy wieńców kutech, górna żeliwnych; dla kół pędnych dolna — kół zwykłej szerokości, górna — rozszerzonych dla zmiany liny. Bębny stożkowe mają G_i znacznie większe niż cylindryczne.

Podane wyżej zależności konstrukcyjne dla elementów wyciągu zestawia tablica 14.

Tablica 14

Rodzaj elementu	Koła linowe	Koła pędne	Bębny cylindryczne
$D : d$	(80 ÷ 100)	(100 ÷ 150)	(100 ÷ 150)
$G_i : D^2$	(100 ÷ 150)	(200 ÷ 300)	—
$G_i : D \cdot B$	—	—	900

Dokładne wielkości GD^2 lub J kół i bębnow oblicza się dzieląc je na elementy i określając dla każdego z nich Mr^2 .

Dla elementów różnego kształtu służą następujące wzory:

$$\text{walec kołowy pełny } J = \frac{1}{2} m r^2$$

$$\text{walec kołowy wydrążony } J = \frac{1}{2} m (R^2 + r^2)$$

$$\text{stożek kołowy pełny } J = m r^2$$

$$\text{stożek kołowy pełny ścięty } J = 0,3 m \frac{R^5 - r^5}{R^2 - r^2}$$

$$\text{płaszczyzna stożka ściętego } J = 0,5 m (R^2 + r^2)$$

$$\text{pierścień } J = m \left(R^2 - \frac{h^2}{4} \right) \quad (9)$$

$$\text{linia materialna o długości } 2 l \text{ } J = \frac{m}{3} (l \sin a)^2$$

$$\text{przy } a = 90^\circ, J = \frac{m}{3} l^2$$

$$\text{linia materialna } l \text{ } J = \frac{m}{6} (l \sin a)^2$$

$$\text{przy } a = 90^\circ, J = \frac{m}{6} l^2$$

Jeżeli oś obrotu leży w odległości y od osi ciężkości figury, to

$$J_y = J_o + m y^2$$

GD^2 wirników silników prądu stałego wolnobieżnych podaje tablica 15 (Philippi).

Tablica 15

	Moc stała, kW Obrotów na min							
	4	8	12	16	20	24	28	32
GD^2 , tm^2	11,2	27,8	50	78	106	139	170	200

Dla wirników trójfazowych GD^2 podaje tablica 16 (zaczepniona z katalogów).

Wzór empiryczny dla wirnika wolnobieżnego stałego prądu brzmi

$$GD^2 = \left(\frac{P}{n} \right)^{1,55} \text{tm}^2 \quad (10)$$

gdzie

P — moc znamionowa, kW,

n — obroty silnika,

Wzór dla wirnika szybkobieżnego asynchronicznego

$$GD^2 = \left(\frac{P}{n} \right)^{1,9} \text{tm}^2 \quad (10a)$$

Tablica 16

	Moc stała, kW Obrotów na min			
	2	4	6	8
GD^2 , tm^2	7	24	46	90

Jeżeli pomiędzy wał bębnowy i silnik włączy się przekładnię zębatą, to należy moment bezwładności wirnika silnika oraz poszczególnych kół przekładni zredukować przede wszystkim do wału

głównego, a potem dopiero określić ciężar zredukowany na zasadzie rozważań następujących.

Jeżeli moment obrotowy na wale silnika wywołany naciskiem mas jest

$$M_1 = J_1 \varepsilon_1$$

gdzie

J_1 — moment bezwładności wirnika,

ε_1 — przyspieszenie kątowe wirnika,

to poszukiwany moment na wale bębna jest

$$M_2 = J_1 \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \cdot \varepsilon_2 = J_2 \cdot \varepsilon_2 \quad (11)$$

gdzie

M_2 — poszukiwany moment obrotowy na wale bębnow,

ε_2 — przyspieszenie bębnow,

$J_2 = J_1 k^2$ — moment bezwładności wirnika zredukowany na wał bębnow przez przekładnię k .

Przykład. Wirnik silnika napędowego $P = 1000$ kW raz jako wolnobieżny $n = 50$, drugi raz jako szybkobieżny $n = 500$ z przekładnią $i = 10$ ma na wale bębnow następujące momenty zamachu:

$$GD^2 = \left(\frac{1000}{50} \right)^{1,55} = 105 \text{ tm}^2 \text{ wolnobieżny}$$

$$GD^2 = \left(\frac{1000}{500} \right)^{1,9} \cdot 10^2 = 370 \text{ tm}^2 \text{ szybkobieżny}$$

Dla przekładni podwójnej przeliczanie bezwładności i energii rozędu wirnika szybkobieżnego i kół zębatach raz na wał wolnobieżny bębnow i drugi raz na wał szybkobieżny silnika daje wyniki, które przedstawia tablica 17.

Tablica 17

Układ i oznaczenie	Wał silnika 1	Wał pośredni 2	Wał bębnow 3
Masy	wirnik małe koło zębate	duże koło zębate małe koło zębate	duże koło zębate
Własne momenty bezwładności	J_1	J_2	J_3
Obroty	n_1	n_2	n_3
Prędkości kątowe . .	ω_1	ω_2	ω_3
Przełożenia przekładni	$i_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2}$		$i_2 = \frac{\omega_2}{\omega_3}$
Przełożenie przekładni	$i = i_1 \cdot i_2 = \frac{\omega_1}{\omega_3}$		

Łączne momenty na wale wolnobieżnym

$$J_{wb} = J_1 \cdot i^2 + J_2 \cdot i^2 + J_3$$

Łączne momenty na wale szybkobieżnym

$$J_{sb} = J_1 + J_2 \left(\frac{1}{i} \right)^2 + J_3 \left(\frac{1}{i} \right)^2$$

$$A = \frac{1}{2} \left[J_1 \omega^2 + J_2 \omega^2 + J_3 \omega^2 \right]$$

albo

$$A = \frac{1}{2} J_{wb} \cdot \omega_3^2 = \frac{1}{2} J_{sb} \cdot \omega_1^2$$

M moment przyspieszający od strony wolnobieżnej

$$M_w = J_{wb} \frac{d\omega_3}{dt} = J_{wb} \cdot \varepsilon_3$$

od strony szybkobieżnej

$$M_s = J_{sb} \frac{d\omega_1}{dt} = J_{sb} \cdot \varepsilon_1$$

gdzie ε_3 i ε_1 oznaczają przyspieszenia kątowe wałów.

Stąd bezwładności łączne mają się do siebie odwrotnie do kwadratu liczby przekładni, a momenty przyspieszające wprost do tej liczby.

Empiryczne wzory GD^2 przekładni podają dla wału wolnobieżnego

$$1. \quad GD^2 = CM^{1,45} \text{ kgm}^2 \quad (12)$$

gdzie mnożnik C zależy od przełożenia przekładni i :

dla $i =$	6	7	8	9	10	11	12
$C =$	0,6	0,7	0,91	1,12	1,35	1,7	$2,1 \times 1000$

$$2. \quad GD^2 = 100 (i - 1) \left(\frac{P}{n} \right)^{1,45} \text{ kgm}^2 \quad (12a)$$

gdzie

M — moment znamionowy wolnobieżny, Tm,

P — moc znamionowa, kW,

n — obroty wału wolnobieżnego,

i — przełożenie przekładni.

Przykład. Przekładnia pojedyncza $i = 10$ dla silnika 1000 kW szybkobieżnego na wał $n = 50$ przy momencie wolnobieżnym 19,4 Tm według wzoru pierwszego

$$GD^2 = 1350 \cdot 19,4^{1,45} = 100 \text{ tm}^2$$

a według drugiego

$$GD^2 = 100 \cdot 9 \left(\frac{1000}{50} \right)^{1,45} = 68 \text{ tm}^2$$

Różne wyniki obu wzorów pochodzą zapewne od różnych materiałów i konstrukcji przekładni.

Bezwładność kół przekładni można również otrzymać w przybliżeniu z zależności służących do obliczeń kół zębatach, które podaje następujący przykład:

$$m = \sqrt{\frac{750 P}{(b : t) v k}}; \quad t = \sqrt{\frac{75 P}{(b : t) v k}} \text{ cm}$$

gdzie

m — moduł zębów (również $m = \frac{D}{z} = \frac{t}{\pi}$; D — średnica koła działowego, mm; z — liczba zębów koła; t — podziałka nominalna, mm);

- t — podziałka koła działowego zębów, cm;
 $(b : t)$ — stosunek szerokości koła do podziałki zębów $3 \div 5$ i więcej (wzrasta wraz z dokładnością obróbki zębów);
 k — dopuszczalne naprężenie materiału zębów, kG/mm²;
 v — prędkość obwodowa zębów, m/sek;
 P — moc znamionowa przenoszona KM (a dla ciężkich warunków moc szczytowa).

Naprężenie k zależne jest od materiału i prędkości zębów i wynosi

przy prędkości	$v =$	1	6	15 m/sek
dla żeliwa	$k =$	26	18	13 kG/mm ²
dla staliwa	$k =$	52	36	26 kG/mm ²
dla stali niklowanej	$k =$	156	102	60 kG/mm ²

Zwykle rozmiary koła są następujące:

wysokość zęba	0,7 t
grubość wieńca	0,6 t
średnia grubość uzębionego wieńca	1,0 t

Przy szerokości zęba np. $b = 5 t$ i długości na obwodzie 1 t objętość uzębionego wieńca przypadająca na jeden ząb wynosi 5 t³ (cm³), jego ciężar 0,0375 t³ (kG), a ciężar całego wieńca koła 0,0375 t³ z, jego masa 0,00375 t³ z, moment bezwładności wieńca $J = m r^2 = 0,00375 t^3 z r^2$.

Ponieważ $r_1 =$ prawie $D : 2$, a $z = \pi D : t$, to ostatecznie

$$J = 0,3 t^2 D^3 \text{ kgm}^2, \quad G D^2 = 12 t^2 D^3 \text{ kgm}^2$$

gdzie

- t — podziałka, cm,
 D — średnica koła działowego, m.

Bezwładność wieńca stanowi około 80% bezwładności całego koła dla średnic większych i do 50% dla mniejszych. Można więc przyjąć $G D^2 = = 15 t^2 D^3$, a wstawiając wzór na t otrzymuje się dla całego koła (dla stosunku $(b : t) = 5$)

$$G D^2 = 15 \frac{75 P}{(b : t) v k} D^3 \text{ kgm}^2$$

dla innych szerokości zęba

$$G D^2 = 3 \frac{b}{t} \frac{75 P}{(b : t) v k} D^3 = \frac{225 P D^3}{v k} \text{ kgm}^2$$

przy czym P wyrażamy w koniach mechanicznych (KM).

Przykład. Dla przekładni 1000 kW, $i = 10$, $n = 50$, wzory empiryczne dały uprzednio moment zamachu 100 i 68 tm². Zakładając średnicę dużego koła zębatego $D = 4$ m oraz prędkość wyliczoną 10,5 m/sek, otrzyma się dla koła żeliwnego albo staliwnego następujące bezwładności własne $G D^2$:

	Żeliwo	Staliwo
dla koła dużego 4 m	125 tm ²	63 tm ²
dla koła małego 0,4 m	0,125 tm ²	0,063 tm ²
dla koła małego po przeliczeniu na oś koła dużego	12,5 tm ²	6,3 tm ²
dla całej przekładni licząc na oś koła dużego	137,5 tm ²	69,3 tm ²

Dla mocy P (kW) i średnicy (m) wzór daje w przybliżeniu dla całej przekładni

$$GD^2 = \frac{0,3 P D^3}{\omega k} \left(1 + \frac{c}{i} \right) \text{ tm}^2 \quad (13)$$

gdzie c koryguje GD^2 małego koła i wynosi $1,2 \div 1,5$ wzrastając z ma-
leniem jego średnicy.

W celu określenia nacisku mas należy przy dodatnich przyspieszeniach J dzielić przez η przekładni, przy ujemnych zaś mnożyć w celu uwzględ-
nienia tarcia w przekładni.

Opyry szkodliwe ruchu. Opyry szkodliwe ruchu pochodzą
od tarcia w łożyskach samej maszyny wyciągowej, kół linowych, klatek
w prowadnikach, gięcia liny, naporu powietrza na części wirujące i na
klatki w szybie.

Opyry te uwzględnia się w obliczeniu sił jako pewne dodatkowe ob-
ciążenie klatki skierowane przeciw ruchowi lub też jako współczynnik
sprawności mechanicznej urządzenia. Taka sprawność szybu η_s wynosi
 $82 \div 89\%$.

Do obliczeń przybliżonych wystarcza posługiwać się obciążeniem do-
datkowym w wysokości po 8% użytecznego ciężaru podnoszonego doda-
nym do każdej klatki i skierowanym przeciw jej ruchowi. Przy prędkoś-
ciach ponad 20 m/sek można sprawdzić wartości według wzoru Havlicka
dla klatek, a według wzoru Roehrena dla skipów; na ogół wzory te dają
wielkości za duże, choć uwzględniają rzeczywisty, zmienny przebieg opo-
rów.

J. Havlicek podaje dla całkowitego oporu wyciągu klatkowego o dwóch
przedziałach

$$2 R = 0,012 (Q + P_l + 2 K) + 4 S \cdot v^{1,275} \quad \text{kG} \quad (14)$$

gdzie

- Q — ładunek,
 - P_l — ciężar lin,
 - K — ciężar klatki z próżnymi wozami,
 - S — suma powierzchni den obu klatek,
 - v — prędkość chwilowa jazdy.
- BBC podaje

$$2 R = 0,02 (G_1 + G_2) + 0,2 S v^2$$

gdzie G_1 i G_2 są to wszystkie ciężary zawieszone w obu przedziałach
szybu.

Roehren podaje dla wyciągu skipowego

$$2 R = p_1 c (0,02 + 0,00009 \cdot v^2) \quad \text{kG} \quad (14a)$$

gdzie

- p_1 — ciężar 1 m liny,
- c — długość bezpieczna liny.

Jedna z twórczyni podaje następujące sprawności szybu dla wyciągu
klatkowego:

- 85% przy prędkościach do 15 m/sek
- 83% przy prędkościach do 18 m/sek
- 80% przy prędkościach większych.

Sposób zmierzenia sprawności szybowej przy wyciągach z napędem
Leonarda podany będzie dalej.

Dla maszyn z przekładnią zębatą trzeba jeszcze uwzględnić η_p przekładni, która wynosi dla każdej pary kół

Citroen	92	95 %
frezowane proste i daszkowe		90 %
lane maszynowo formowane		85 %

Również korzystnie jest wyrażać straty w przekładni jako pewne obciążenie dodatkowe skierowane przeciw ruchowi. Jeżeli wynoszą: ładunek Q , sprawność szybu η_s i sprawność przekładni η_p , to sprawność całkowita $\eta = \eta_s \cdot \eta_p$, a obciążenie założeniowe wyobrażające straty

$$2R = Q \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (14b)$$

Przykład. $Q = 5 \text{ T}$, $\eta_s = 0,85$, $\eta_p = 0,92$, $\eta = 0,78$, $2R = 0,28 \cdot 5000 = 1400 \text{ kG}$.

Przyśpieszenie liny na kole pędnym. W tym systemie ruch koła udziela się linie tylko dzięki tarcia, tak jak przy napędzie pasowym. Pomiedzy natężeniami końców liny, zbiegającego i nabiegającego, istnieje następujący związek:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \alpha} \quad (15)$$

gdzie

- e — zasada logarytmu naturalnego,
- α — kąt opasania,
- μ — współczynnik tarcia pomiędzy liną a kołem,

Dla maszyn ustawionych na ziemi $\alpha = \pi$, dla maszyn ustawionych na wieży nad szybem zwykle $\alpha = 1,25 \pi$.

Współczynnik tarcia μ zależy od rodzaju powierzchni wienca koła, nacisku jednostkowego, konstrukcji i stanu liny; lepiej przylegają do koła liny, w których druty i pasma zwijane są w tym samym kierunku, a także liny mało smarowane lub smarowane maścią lepłą. Powierzchnię wienca koła stanowi zwykle wykładzina z drewna lub skóry. Współczynniki μ dla lin smarowanych podaje tablica 18.

Tablica 18

Tarcie liny	μ	$e^{\mu \alpha}$	
		$\alpha = \pi$	$\alpha = 1,25 \pi$
Po żeliwie	0,128	1,494	1,655
Po drewnie dębowym	0,158	1,643	1,86
Po skórze kładzionej na przemian płasko i na poprzek (sztorc)	0,163	1,669	1,896
Po skórze na poprzek (sztorc) i drewnie brzostowym na przemian	0,2	1,874	2,192

Nacisk jednostkowy liny na wykładzinę rowka wynosi zwykle 12 do 18 kG/cm².

Współczynniki tarcia lin o gładkiej powierzchni (liny zamknięte) są prawie trzykrotnie wyższe dzięki lepszemu przyleganiu do powierzchni rowka i przez to dzięki znacznie mniejszemu rzeczywistemu naciskowi jednostkowemu drutu na podkład.

Całkowite natężenia lin należy dobierać tak, aby nie przekroczyć ich stosunku określonego w wyżej podanym równaniu, w przeciwnym bo-

wiem razie lina poślizgnie się na kole. Zadanie sprowadza się do obliczenia krytycznych przyspieszeń α_0 i opóźnień z_0 , przy których

$$F_1 = F_2$$

po czym bierze się rzeczywiste α i z z odpowiednim zapasem bezpieczeństwa; na ogół przyspieszenie nie powinno przekraczać 70% krytycznego i 1,2 m/sek², opóźnienie zaś 70% krytycznego i 1,3 m/sek². Równanie nateżeń lin układa się dla czterech stanów: 1. klatka naładowana wisi prawie na samym dole, czyli albo rusza do góry z przyspieszeniem, albo dochodzi do dołu z opóźnieniem; stąd określa się przyspieszenie przy podnoszeniu i opóźnienie przy opuszczaniu ciężarów; 2. klatka naładowana wisi prawie na samej górze, czyli albo dochodzi do góry, albo rusza na dół; stąd określa się opóźnienie przy podnoszeniu i przyspieszenie przy opuszczaniu ciężarów. W pierwszym przypadku po stronie klatki ładownej wisi lina nośna, w drugim — lina wyrównawcza.

Nateżenia liny będą przy ruszaniu z dołu

$$F_1 = Q + W + K + L_r + R + \alpha_0 (Q + W + K + L_r + P_k + L_1) \cdot \frac{1}{g}$$

$$F_2 = W + K + L_0 - R - \alpha_0 (W + K + L_0 + P_k + L_2) \cdot \frac{1}{g}$$

gdzie

P_k — ciężar koła linowego,

L_1 i L_2 — ciężar odcinków lin między kołem pędnym a klatką.

Jeżeli podstawią się

$$Q + W + K + L_r = G$$

tj. sumę ciężarów po stronie ładunku, oraz

$$W + K + L_0 = P$$

tj. sumę ciężarów po stronie próżnej klatki, i rozwiąże się równanie (15) dla α_0 lub z_0 , to otrzyma się dla ładunku u dołu:

dla podnoszenia

$$\alpha_0 = \frac{e^{\alpha} (P - R) - (G + R)}{e^{\alpha} (P + P_k + L_1) + (G + P_k + L_1)} \cdot g \quad (16)$$

dla opuszczania

$$z'_0 = \frac{e^{\mu\alpha} (P + R) - (G - R)}{e^{\mu\alpha} (P + P_k + L_1) + (G + P_k + L_1)} \cdot g \quad (16a)$$

Przy hamowaniu $F_2 > F_1$, więc $F_2 = F_1 e^{\mu\alpha}$, skąd otrzyma się dla ładunku u góry

dla podnoszenia

$$\alpha = \frac{e^{\mu\alpha} (G' + R) - (P' - R)}{e^{\mu\alpha} (G' + P_k + L_1) + (P' + P_k + L_1)} \cdot g \quad (17)$$

dla opuszczania

$$\alpha'_0 = \frac{e^{\mu\alpha} (G' - R) - (P' + R)}{e^{\mu\alpha} (G' + P_k + L_1) + (P' + P_k + L_1)} \cdot g \quad (17a)$$

gdzie $G' = Q + W + K + L_0$, $P' = W + K + L_r$.

Jezeli liny wyrównawcza i nośna są jednakowe, to $G = G'$, $P = P'$

Wielkość oporów w obu przedziałach wyciągowych oznaczono na str. 42 jako $2R$, samo R oznacza więc w przybliżeniu opory w jednym przedziale.

Z wzorów powyższych widać, że dla a_0 i z'_0 jak również z_0 i a'_0 różnią się one od siebie tylko kierunkiem oporów szkodliwych R . Dla maszyn ustawionych nad szybem w wieży z jednostronnym kołem linowym odchylającym wartości dla a i z są dla obu klatek niejednakowe.

Do zorientowania się w zależnościach wielkości a_0 i z_0 od głębokości szybu i obciążenia klatki podano ogólne rozwiązanie wyżej przytoczonych wzorów i przedstawiono wyniki graficzne dla przewozu ładunku i ludzi. W tym celu przyjęto

$$W + K = 3Q; \quad Q + W + K = 4Q$$

$$L_r = 4Q \frac{H}{c - mH} \quad L_0 = 4Q \frac{mH}{c - mH}$$

$$G = 4Q + L = 4Q \frac{c - H(m - 1)}{c - mH}$$

$$P = 3Q + L_0 = Q \frac{3c + mH}{c - mH}$$

$$R = 0,08Q$$

$$P_k = 100 D^2_k = 100 d^2 = 300 p_1 \text{ } ^1)$$

L_1 jest to ciężar odcinków liny między kołem pędnym i klatką długości około 75 m. Po odpowiednich przeróbkach arytmetycznych otrzymuje się

$$P_k + L_1 = 375 p_1 = 375 \frac{4Q}{c - mH} = \frac{1500Q}{c - mH}$$

a następnie po podstawieniu założeń do wzoru (16) i po dalszych przeróbkach algebraicznych

$$a_0 = \frac{1,37c + 6,1mH - 4H}{9,6c - 2,13mH + 4H + 4300} \cdot g$$

dla liny wyrównawczej tego samego ciężaru $m = 1$, a przy $c = 1600$ m

$$a_0 = \frac{2180 + 2,1H}{19600 + 1,87H} \cdot 9,81$$

Do określenia z'_0 licznik wzoru dla a_0 trzeba zwiększyć o $2R$ ($e + 1$), czyli o $0,46(c - mH)$, a dla $m = 1$ i $c = 1600$ o $740 - 0,46H$, czyli

$$z_0 = \frac{2920 + 1,64H}{19600 + 1,87H} \cdot g$$

¹⁾ d oznaczono w centymetrach.

Dla ładunku u góry

$$G' = 4Q + L_0 = 4Q \frac{c}{c - mH}$$

$$P' = 3Q + L_r = Q \frac{3(c - m) + 4H}{c - mH}$$

$$z_0 = \frac{4,78c + 2,77mH - 4H}{10,45c - 3mH + 4H + 4300} \cdot g$$

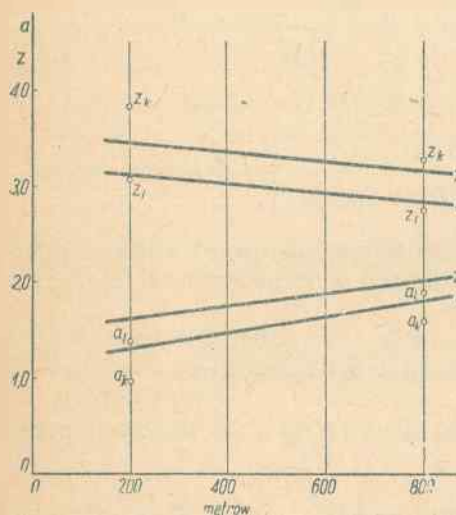
a przy $m = 1$, $c = 1600$

$$z_0 = \frac{7580 - 1,23H}{21\,000 + H} \cdot 9,81$$

Do określenia a'_0 licznik powyższego wzoru należy zmniejszyć o $2R(e^{\alpha} + 1)$, czyli o $740 - 0,46H$

$$a'_0 = \frac{6840 - 0,77H}{2000 + H} \cdot 9,81$$

Wyniki podaje tablica 19 i wykres na rys. 28.



Rys. 28. Zależność od głębokości przyspieszeń i zwolnień krytycznych na kole pędnym

Widać, iż ze wzrostem głębokości przy podnoszeniu ciężarów przyspieszenie krytycznie wzrasta, zwolnienie zaś maleje. Przy opuszczaniu odwrotnie — przyspieszenie maleje, a zwolnienie wzrasta, przy czym opadanie wielkości ze wzrostem głębokości odbywa się mniej więcej dwa razy wolniej niż ich zwiększanie.

Przy przewozie ludzi ciężar ich mniej więcej odpowiada ciężarowi pustych wozów. Przyspieszenie jest większe o kilka procent, zwolnienie zaś mniejsze o około 10% od odpowiednich wielkości przy przewozie ładunku. Punkty te zaznaczone są w tablicy i wykresie jako a_1 i z_1 . Jeżeli ten sam wyciąg ma wydobywać i kamień w takiej ilości, że co pewien czas wychodzi ładunek mieszany po połowie w stosunku do ilości

wozów (np. dwa wozy węgla i dwa wozy kamienia), i jeżeli ładunek kamienia w wozie jest dwa razy cięższy od odpowiedniego ładunku węgla, to taki

Tablica 19

H	a_0	z_0	z_k	a'_0	a_1	z_1	a_k	z_k
200	1,28	1,60	3,4	3,1	1,36	3,1	0,91	3,8
400	1,46	1,72	3,3	3,0				
600	1,62	1,84	3,2	2,9				
800	1,80	1,96	3,1	2,8	1,9	2,75	1,59	3,2

mieszany ładunek klatki waży 1,5 Q. Odpowiednie krytyczne przyspieszenia i zwolnienia wynoszą a_k i z_k z wzorów, w których dla a_0 należy licznik zmniejszyć, mianownik zaś zwiększyć o 0,5 ($c - H$), a dla z_0 licznik i mianownik zwiększyć o e''' 0,5 ($c - H$) (wszystko to wypływa stąd, że w wyrazach dla G i G' trzeba dodać po 0,5 Q. Odpowiednie wartości c_k i z_k podano w tablicy 17 i na wykresie rys. 26. Z powyższych danych widać, że najmniejsze dopuszczalne przyspieszenie zachodzi przy podnoszeniu kamienia, a zwolnienie przy podnoszeniu ludzi. Natomiast przy opuszczaniu ciężarów dopuszczalne zwolnienie hamowania często zaledwie o jakieś kilka procent przekracza dopuszczalne przyspieszenie przy ich podnoszeniu. Trzeba o tym dobrze pamiętać przy konstruowaniu hamulców.

Dane powyższe dotyczyły

$$\frac{W + K}{Q} = 3$$

Jeżeli stosunek ten będzie mniejszy (np. 2), to dopuszczalne przyspieszenie znacznie spadnie; to samo zajdzie przy lżejszej linie, tj. dla $c > 1600$. Zwiększyć przyspieszenie krytyczne można dając linę wyrównawczą cięższą od nośnej ($m = 1,1 \div 1,3$); można je również zwiększyć stawiając wyciąg w wieży nad szybem, czyli zwiększając e''' .

Stąd wypływają wskazania: przy małej głębokości ciężka stosunkowo lina (małe R_r), ciężkie klatki, lina wyrównawcza cięższa; przy dużej głębokości lżejsza lina (większe R_r , mniejsze n), lekkie klatki, lina wyrównawcza jednakowa. Dla stosunku ciężaru na linie

$$\frac{W + K}{Q} = 2 \text{ (klatka, duże wozy)}$$

$$\frac{S_k}{Q} = 1 \text{ (skip)}$$

gdzie S_k oznacza ciężar skrzyni z zawieszami, wzór zależności przyspieszenia krytycznego od głębokości przy ruszaniu z dołu z liną zupełnie wyrównaną o długości bezpiecznej $c = 1600$ m, wyprowadza się w ten sam

sposób co dla $\frac{M + K}{Q} = 3$. Wyniki podaje tablica 20.

Dla skipów trzeba więc stosować linę wyrównawczą cięższą. Nadwaga jej jednak przy przejściu przez szyb stale się zmienia: największa jest dla ładunku u dołu, spada do zera w połowie szybu, wreszcie staje się ujemną przy dojeżdżaniu do góry, jednocześnie więc bezpieczeństwo poślizgu ku górze maleje. W górnym położeniu skipu ładownego przyspieszenie krytyczne przy podnoszeniu na przykład z postoju na zębnie szybu

Tablica 20

Stosunek ciężarów	a_0 dla $H = 300$ m	a_0 dla $H = 800$ m	Rodzaj obciążenia
$\frac{W + K}{Q} = 3$	$2,1 H + 2180$ $1,87 H + 19600$ $g = 1,36$	$1,8 \text{ m/sek}^2$	klatka, małe wozy
$\frac{W + K}{Q} = 2$	$2,1 H + 810$ $1,87 H + 14030$ $g = 0,97$	$1,58 \text{ m/sek}^2$	klatka, duże wozy
$\frac{S_k}{Q} = 1$	$2,1 H + 575$ $1,87 H + 8350$ $g = 0,06$	$1,1 \text{ m/sek}^2$	skip lekki

do góry powinno jeszcze wynosić co najmniej $0,4 \text{ m/sek}^2$. Nadwaga liny wyrównawczej nie może na ogół przekraczać $m = 1,3$, gdyż już dla tej liczby przyspieszenia w górnym położeniu ładunku lekkiego typu skipów wynoszą dla lin $c = 1600$ według wzoru

$$a_0 = \frac{1,62 H - 575}{1,3 H + 9100} \cdot g$$

co dla głębokości 300 m daje liczbę ujemną, dla 350 m — zero, dla 800 m dopiero $0,7 \text{ m/sek}^2$.

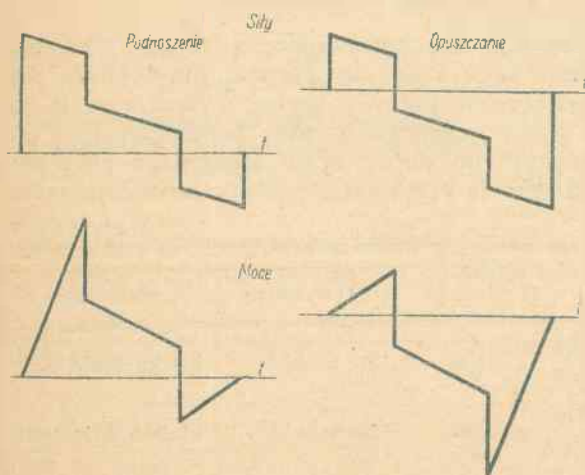
Przy małych głębokościach skipy lekkie powinny pracować raczej na bębnach cylindrycznych lub cylindryczno-stożkowych. Skipy ciężkie mają nad skrzynią jeszcze klatkę jedno- lub dwupiętrową do przewozu ludzi; bezpieczeństwo na poślizg jest większe. Ustawienie koła pędnego na wieży poprawia również pewność na poślizg.

Współczynnik tarcia μ waha się na ogół w granicach od 0,16 do 0,25; przy tej samej wykładzinie koła ciernego μ ulega wahaniom: lina powleczona specjalnym smarem lepkiem ma μ największe, a przy smarze zwykłym lub wodzie μ najmniejsze. Wpływ wahań wartości μ na krytyczny stosunek obu naciągów liny i na krytyczne przyspieszenie dla różnych głębokości w liczbach absolutnych i porównawczych podaje tablica 21.

Tablica 21

H	m	μ		
		0,2 (100)	0,18 (90)	0,16 (80)
		1,874 (100)	1,76 (94)	1,65 (88)
200	a_0	1,29 (100)	1,06 (82)	0,83 (64)
600	a_0	1,66 (100)	1,43 (86)	1,2 (72)
1000	a_0	2,0 (100)	1,74 (88)	1,52 (76)

Czasem zatrzymanie podnoszonego ciężaru odbywa się przez zwykłe przerwanie prądu do silnika. Wtedy moment obrotowy silnika = 0, podnoszenie zaś ciężaru odbywa



Rys. 29. Siły i moce przy podnoszeniu i opuszczaniu ładunku bez wyrównania liny

się na koszt energii rozpadu mas. Natężenia F_1 i F_2 lin na kole pędnym mogą od siebie różnić się najwyżej o nacisk mas koła i wirnika, który jest bardzo mały i nie może doprowadzić do krytycznego stosunku $F_1 = F_2 e^{\mu \alpha}$, czyli nie może spowodować poślizgu nawet przy większych od obliczonych dla pracy koła pędnego wartości krytycznych.

Siły i moce. Dla stałego promienia nawijania, tj. dla kół pędnych jako też bębnów cylin-

drycznych, dogodniej jest operować siłami na obwodzie bębna aniżeli momentami; przy promieniu zmiennym, tj. przy bębnach stożkowych i cewach, trzeba operować momentami obrotowymi.

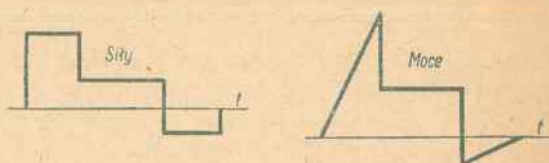
Całkowita siła obrotowa składa się

1. z sił statycznych potrzebnych do przenoszenia ładunku i nadwagi liny,
2. z sił pokonywania oporów szkodliwych,
3. sił nadających masom potrzebne przyspieszenia.

Siła całkowita mnożona przez promień bębna daje moment, mnożona zaś przez prędkość liniową daje potrzebną moc. Dla przejścia od momentów do mocy mnoży się je przez prędkości kątowe.

Typowe wykresy sił i mocy pobieranych przez wyciąg bez liny wyrównawczej przy podnoszeniu i opuszczaniu ciężarów pokazuje rys. 29.

Przy dolnej linie wyrównawczej jednakowego ciężaru nadwaga liny odpada, a linie sił i mocy w ruchu ustalonym są liniami poziomymi (rys. 30) przy dolnej linie wyrównawczej cięższej linie sił i mocy w ruchu ustalonym wznoszą się ku górze. Moc wyrażona bywa w kilowatach lub koniach mechanicznych; jest to praca w kilogramometrach na sekundę przeliczona na kilowaty lub konie mechaniczne.



Rys. 30. Siły i moce z wyrównaniem liny

Praca na sekundę może być podana jako iloczyn siły przez prędkość liniową albo też momentu obrotowego przez prędkość kątową

$$P = \frac{Fv}{102}, \text{ kW}; \quad P = \frac{M\omega}{102}, \text{ kW}$$

albo

$$P = \frac{Fv}{75}, \text{ KM}; \quad P = \frac{M\omega}{75}, \text{ KM}$$

Moment obrotowy

$$M = 716 \frac{P_{\text{KM}}}{n} = 975 \frac{P_{\text{kW}}}{n}, \text{ kGm}$$

$$M = 0,975 \frac{P_{\text{kW}}}{n}, \text{ Tm}$$

gdzie

P_{KM} — moc w koniach mechanicznych.

P_{kW} — moc w kilowatach.

Praca podniesienia ładunków użytecznych w ciągu godziny z głębokości szybu wyrażona w kilogramometrach i przeliczona na koniogodziny (KMh) daje tak zwaną pracę godzinową w szybie (KMh sz).

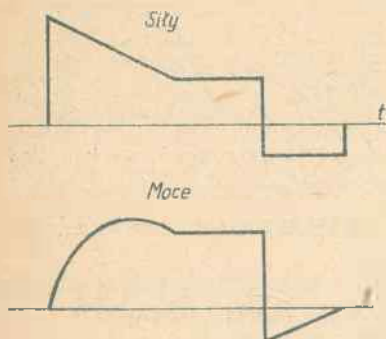
Wielkość urządzenia wyciągowego najczęściej charakteryzuje jego wydajność w tonach wydobytego materiału na godzinę przy danej głębokości; lepiej charakteryzuje ją liczba wykonanych tonokilometrów pracy na godzinę przeliczona na KMh, co daje wprost T moc oddaną wyciągu (KM).

Ponieważ

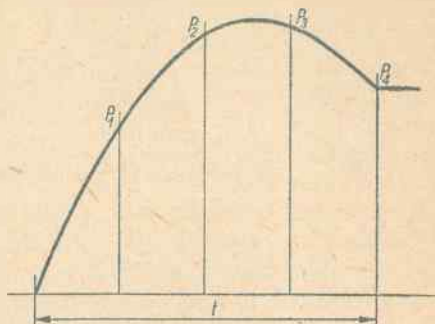
$$1 \text{ Tkm} = \frac{100 \cdot 10^4}{27 \cdot 10^4} = 3,7 \text{ KMh}$$

to 4. Tkm/godz 3,7 A KM użytecznych w szybie. W ten sposób można porównywać wielkości wyciągów dla różnych głębokości. Jeżeli moc użytecznie oddawaną w szybie (KM) podzieli się przez sprawność urządzenia oraz przez 1,36 to otrzyma się średnią moc (kW) pobieraną z sieci.

W wykresach sił i mocy wprowadzono następujące uproszczenia: W okresie rozruchu i hamowania ze stałym przyspieszeniem droga przebywana przez klatkę w rzeczywistości wzrasta według drugiej potęgi czasu, tj. według paraboli (por. rys. 24), w wykresie zaś przyjęto ten wzrost według linii prostej, wskutek tego pochyłość linii sił lub momentów, pochodzącą od nadwagi niewyrównanej liny, przyjęto na wykresie jako linię prostą, choć w rzeczywistości jest ona parabolą zwróconą swoją wypukłością na zewnątrz pola wykresu. Poza tym moc, będąca iloczynem siły i prędkości, przebiega w czasie w rzeczywistości według linii prostej tylko w przypadkach, gdy co najmniej siła lub prędkość jest wielkością



Rys. 31. Siły i moce dla rozruchu parabolicznego



Rys. 32. Sumowanie pola pod linią krzywą

stałą. Jeżeli i siła i prędkość są zmienne i przebiegają według linii prostych ($v = at$, $F = b + ct$), moc przebiega według sumy prostej i paraboli ($abt + act^2$). W okresie przyspieszenia i hamowania przebieg sił dla niewyrównanej liny odbiega od prostej, co komplikuje jeszcze bardziej przebieg mocy. Na wykresach przyjęto przebieg mocy według linii prostych, co bardzo upraszcza postępowanie, nie ma zaś praktycznie większego wpływu na wyniki obliczeń.

Takież wykresy dla rozruchu parabolicznego podaje rys. 31. Pole wykresu mocy stanowi pracę wykonaną; powinna ona być równa iloczynowi ładunku podnoszonego i szkodliwych oporów przez przebytą drogą, co należy sprawdzić po ustaleniu wykresu. Obliczenie pola wykresu mocy otoczonego liniami prostymi sprowadza się do obliczenia pól trapezów, trójkątów i prostokątów. W celu obliczenia pola wykresu mocy przy rozruchu parabolicznym określa się dla rozruchu trzy wartości pośrednie, a wtedy wielkość tego pola będzie (rys. 32):

$$\text{albo} \quad \left(P_1 + P_2 + P_3 + \frac{1}{2} P_4 \right) \frac{t}{4} \quad (19)$$

O wielkości silnika napędowego będą decydowały w znacznej mierze: największy moment M tudzież największa moc P . Moment można zmniejszyć:

1. kompensując nadwagę liny (wyrównawczą, bębny stożkowe),
2. zmniejszając przyspieszenie oraz ilość mas w ruchu.

Moc P można zmniejszyć, stosując oprócz dwóch powyższych środków jeszcze:

3. przyspieszenie zanikowe, czyli rozruch paraboliczny,
4. mniejszą szybkość wydobywania,
5. częściową kompensację obciążeń dynamicznych za pomocą bębnow cylindryczno-stożkowych.

We wszystkich obliczeniach przyjęto układ wyciągu zdwojony, w którym ciężar martwy klatek i próżnych wozów jest zrównoważony; i w tym jednak układzie zachodzi potrzeba wykonania pewnych funkcji przy niezrównoważonym ciężarze martwym.

Przy przeciąganiu klatka dolna stanęła już na podporach lub podchwytach w szybie, a górną trzeba przeciągnąć nieco ponad poziom górny odbiorczy, aby dopiero podsunąć pod nią podchwyt. Przy przestawianiu bębna dla zmiany poziomu wydobywania w szybie bęben luźny odprężnięty od wału maszyny jest zahamowany wraz z wiszącą na jego linie klatką, bęben stały zaś powinien podnieść lub opuścić swoją klatkę dożądanego poziomu. Obie te manipulacje odbywają się powoli, można więc pominąć siły dynamiczne, jednak siły statyczne muszą znajdować się w zasięgu wybranego silnika napędowego i hamulców maszyny.

3. Przykłady obliczeń mechanicznych wyciągu klatkowego

Przykład 1. Bębny cylindryczne bez liny wyrównawczej

Zadania

Głębokość szybu	300 m
Wysokość pomostu	8 m
Liczba pomostów	2
Wozów w klatce	8
Pięter w klatce	4
Długość pauzy	20 sek
Ciężar wozu	450 kG
Ciężar węgla w wozie	650 kG
Ciężar kamienia w wozie	1300 kG
Ciężar klatki	8200 kG
Mieszany ładunek, co trzecia klatka kamień	50 %
Prędkość maksymalna	12 m/sek

Lina

Obciążenie	Węgiel	Węgiel/kamień	Ludzie
Ciężar ładunku Q , kG	5 200	7 800	3 600
Ciężar wózków W , kG	3 600	3 600	—
Ciężar klatki K , kG	8 200	8 200	8 400 ¹⁾
	17 000	19 600	12 000

¹⁾ Przy przewozie ludzi ciężar drzwiczek klatki dochodzi do 200 kg.

Dane liny: $R_r = 160 \text{ kG/mm}^2$, $n_n = 10$, $l = 330 \text{ m}$, a więc dla $P = 17\,000 \text{ kG}$ ze wzorów (2), (3) i (1) otrzyma się $A = 1340 \text{ mm}^2$, $p_t = 13,4 \text{ kG/m}$, $d = 64 \text{ mm}$.

Całkowite obciążenie liny:

W klatce, $Q + W + K$, kG	17 000	19 600	12 000
330 m liny, L_r , kG	4 420	4 420	4 420
Obciążenie liny, kG	21 420	24 020	16 420
Siła zrywająca, $A R_r$, kG	214 200		
Stopień pewności	10	8,9	13,0

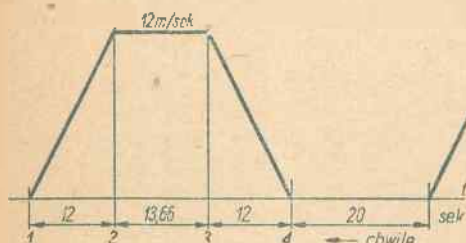
Bębny

Średnica D	6,5 m
Długość nawinięta $(H + 70 + 3\pi D)$	439 m
Ilość zwojów	22
Szerokość bębna $0,001 \cdot 22 \cdot (64 + 2)$	1,45 m

Masy

	Węgiel	Kamień/węgiel
Ładunek, kG	5 200	7 800
2 klatki	16 400	16 400
16 wozów	7 200	7 200
1012 m liny po $(431 + 75)$, m	13 600	13 600
2 koła linowe 6,5 m	8 400	8 400
2 bębny	17 000	17 000
Twornik silnika	4 000	4 000
Razem, kG	71 800	74 400
czyli jednostek masy, kg	7 300	7 600

Wykres prędkości (rys. 33)



Rys. 33. Wykres prędkości

Prędkość v	12 m/sec
Przyspieszenie $a = z$	1 m/sec ²
Głębokość	308 m
Czas rozruchu $t_1 = t_3$	12 sek
Droga rozruchu $h_1 = h_3$	72 m
Droga biegu ustalonego h_2	164 m
Czas biegu ustalonego t_2	13,66 sek
Czas całego biegu ogółem	37,66 sek
Czas całego okresu	57,66 sek
Klatek na godzinę	62,5

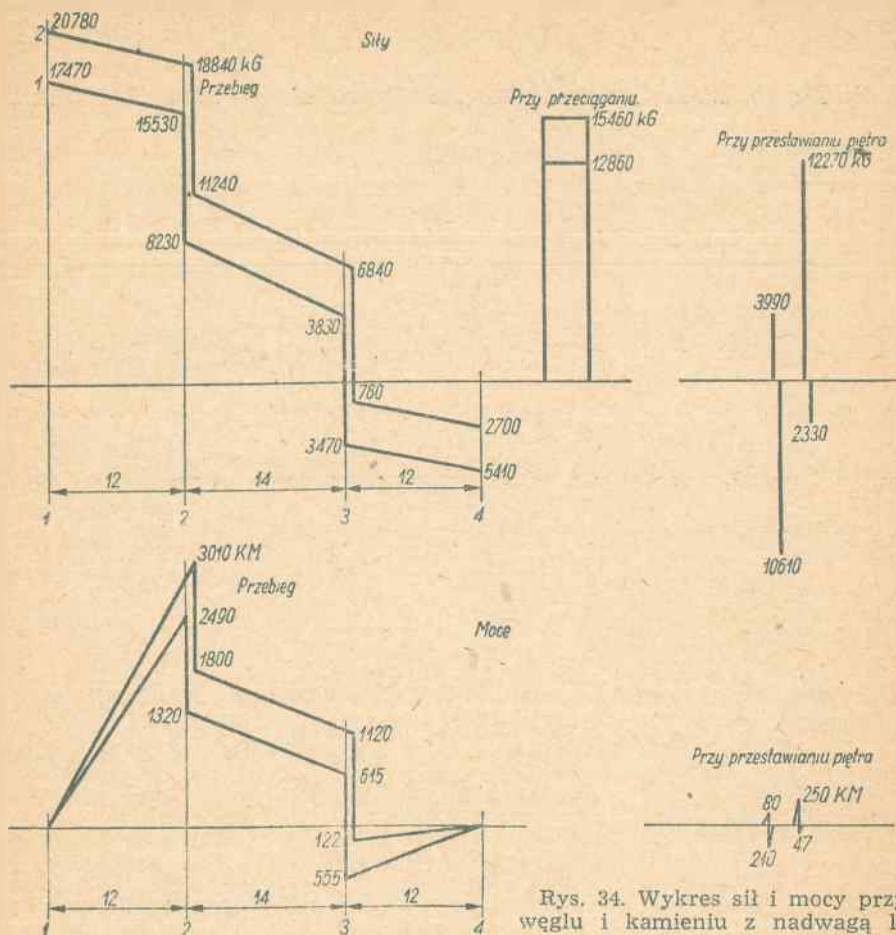
Wydajność

Wozów węgla na godzinę	$\frac{62,5}{3} \cdot 20 = 417$
Wozów kamienia na godzinę	$\frac{62,5}{3} \cdot 4 = 83$
Ton węgla na godzinę	270
Ton kamienia na godzinę	108

Sily i moce (rys. 34)

Opory szkodliwe $2R = 0,16 \cdot Q$ przy węglu 830 kG, przy kamieniu 1240 kG.

W tablicach przebiegu sił (tablice 22, 23 i dalsze) dla numeracji danej chwili oznaczają na przykład: 3 — tuż przed chwilą 3; 3 + tuż po chwili 3.



Rys. 34. Wykres sił i mocy przy węglu i kamieniu z nadwagą liny

Przy węglu:

Tablica 22

Siła, moc	Chwila					
	1	2 —	2 +	3 —	3 +	4
Ładunek	5 200	5 200	5200	5200	5200	5200
Opory	830	830	830	830	830	830
Lina	4 140	2 200	2200	—2200	—2200	—4140
$a \cdot m$	7 300	7 300	—	—	—7300	—7300
Sily F razem, kG	17 470	15 530	8230	3830	—3470	—5410
v , m/sek	0	12	12	12	12	0
Moc, KM	0	2 490	1320	615	—555	0

Siła, moc	Chwila					
	1	2 —	2 +	3 —	3 +	4
Ładunek	7 800	7 800	7 800	7 800	7 800	7 800
Opory	1 240	1 240	1 240	1 240	1 240	1 240
Lina	4 140	2 200	2 200	—2 200	—2 200	—4 140
$a \cdot m$	7 600	7 600	—	—	—7 600	—7 600
Sily F razem, kG	20 780	18 840	11 240	6 840	—760	—2 700
v , m/sek	0	12	12	12	12	0
Moc, KM	0	3 010	1 800	1 120	—122	0

Sprawdzenie pola wykresów mocy

Przy węglu

Przy kamieniu

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 2490 &= 14\,940 & \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 3010 &= 18\,060 \\
 \frac{1}{2} \cdot 13,66 (1320 + 615) &= 13\,220 & \frac{1}{2} \cdot 13,66 (1800 + 1120) &= 20\,000 \\
 -\frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 555 &= -3\,330 & -\frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 122 &= -732 \\
 \text{pole KM sek} &= 24\,830 & \text{pole KM sek} &= 37\,328
 \end{aligned}$$

Praca wykonana

Przy węglu

Przy kamieniu

$$\frac{(5200 + 830)}{308} \cdot 308 = 24\,800 \text{ KM sek}$$

$$\frac{(7800 + 1240)}{308} \cdot 308 = 37\,200 \text{ KM sek}$$

Sily przy przeciąganiu

$$Q + W + K - L$$

Przy węglu 12 860 kG

Przy kamieniu 15 460 kG

Sily przy przestawianiu bębna

$$K + L_r = 12\,620 \text{ kG}$$

Sily i moce przy przestawianiu piętra

Wykres prędkości trójkątny, $a = -z = 1 \text{ m/sek}^2$, wysokość piętra 2,25 m, $t_1 = t_3 = 1,5 \text{ sek}$, $v = 1,5 \text{ m/sek}$.

Sposób I: z początku zmiana wozów górnego piętra klatki w nadszypiu, potem dolnego; przy przestawianiu klatki obciążenia obu klatek jednakowe, nadwaga liny pomaga ruchowi.

Sily przy rozruchu

$$F = 2R + a m - L = 830 + 7300 - 4140 = 3990 \text{ kG};$$

$$P = 80 \text{ KM}$$

Siły przy hamowaniu

$$F = 2R - a m - L = 830 - 7300 - 4140 = -10610 \text{ kG};$$

$$P = -210 \text{ KM}$$

Sposób II: z początku dolne piętro, potem górne, nadwaga liny przeciwdziała ruchowi.

Siły i moce przy rozruchu

$$F = 2R + a m + L = 830 + 7300 + 4140 = 12\,270 \text{ kG};$$

$$P = 250 \text{ KM};$$

$$F = 2R - a m + L = 830 - 7300 + 4140 = -2330 \text{ kG};$$

$$P = -47 \text{ KM}$$

Przykład 2. Bębny cylindryczne z liną wyrównawczą

Zadania

Jak w przykładzie 1, lecz do klatki dochodzi zawieszenie liny wyrównawczej o ciężarze 500 kG.

Obciążenie	Lina		
	Węgiel	Węgiel/kamień	Ludzie
Ciężar ładunku Q , kG	5 200	7 800	3 600
Ciężar wózków, W , kG	3 600	3 600	—
Ciężar klatki K , kG	8 700	8 700	8 900
	17 500	20 100	12 500

Dane liny: $R_r = 160 \text{ kG/mm}^2$, $n = 10$, $l = 340 \text{ m}$, a więc $p_1 = 13,9 \text{ kG}$ na m, $d = 65 \text{ mm}$, $A = 1390 \text{ mm}^2$.

Całkowite obciążenie liny:

	Węgiel	Węgiel/kamień	Ludzie
W klatce, kG	17 500	20 100	12 500
340 m liny, kG	4 720	4 720	4 720
Obciążenie liny, kG	22 220	24 820	17 220
Siła zrywająca, kG	222 200		
Stopień pewności	10	9	12,9

Bębny

Takie same jak w przykładzie pierwszym, ale o 22 mm szersze.

Masy

	Węgiel	Węgiel/kamień
Ładunek, kG	5 200	7 800
2 klatki	17 400	17 400
16 wozów	7 200	7 200
1340 m liny	18 600	18 600
2 koła linowe	8 400	8 400
2 bębny	17 000	17 000
Twornik	3 600	3 600
Razem, kG	77 400	80 000
czyli jednostek masy, kg	7 800	8 100

Wykres prędkości

Taki sam jak w przykładzie pierwszym.

Wydajność

Bez zmiany.

Siły i moce (rys. 35 oraz tablice 24 i 25)

Sprawdzenie pola wykresów mocy

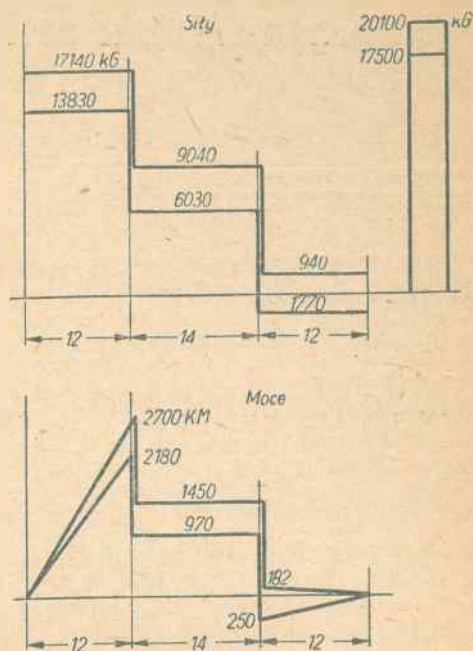
Przy węglu

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 2180 &= 13\ 080 \\ 13,66 \cdot 970 &= 13\ 240 \\ - \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 250 &= -1\ 500 \\ \hline \text{pole KM sek} &= 27\ 820 \end{aligned}$$

Przy kamieniu

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 2700 &= 16\ 200 \\ 13,66 \cdot 1450 &= 19\ 800 \\ \frac{1}{2} \cdot 12 \cdot 182 &= 1\ 092 \\ \hline \text{pole KM sek} &= 37\ 092 \end{aligned}$$

Wielkości te zgadzają się z wykonaną pracą.



Rys. 35. Wykres sił i mocy z linią wyrównawczą przy podnoszeniu oraz opuszczaniu węgla i kamienia

Przy węglu:

Tablica 24

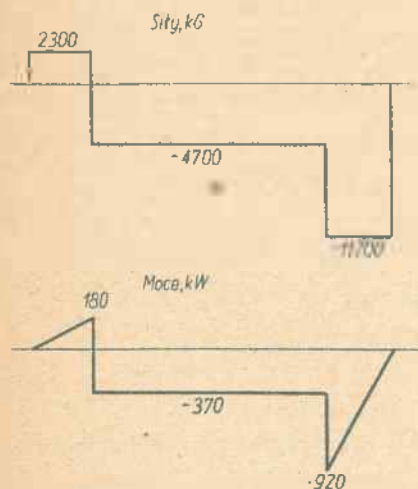
Siła, moc	Chwila					
	1	2 —	2 +	3 —	3 +	4
Ładunek	5 200	5 200	5200	5200	5200	5200
Opory	830	830	830	830	830	830
a · m	7 800	7 800	—	—	—7800	—7800
Sily F razem, kG	13 830	13 830	6030	6030	—1770	—1770
v, m/sek	0	12	12	12	12	0
Moc, KM	0	2 180	970	970	—250	0

Siła, moc	Chwila					
	1	2—	2 +	3—	3 +	4
Ładunek	7 800	7 800	7800	7800	7800	7800
Opory	1 240	1 240	1240	1240	1240	1240
$a \cdot m$	8 100	8 100	—	—	-8100	-8100
Siły F razem, kG	17 140	17 140	9040	9040	940	940
v , m/sek	0	12	12	12	12	0
Moc, KM	0	2 700	1450	1450	182	0

Siły i moce przy przewozie ludzi (rys. 36).

Na człowieka potrzeba około 0,2 m² powierzchni podłogi w klatce, ciężar człowieka 75 kG. Piętro klatki na 4 wozy zajmuje 4 · 0,9 · 1,8 = 6,5 m² powierzchni netto i około 7,5 m² brutto, czyli klatka dwupiętrowa może zmieścić 2 · 7,5 · 0,2 = 74 ludzi o ciężarze łącznym 5,5 T. Ciężar węgla w klatce wazyłby 8 · 0,65 = 5,2 T, a pustych wozów 8 · 0,45 = 3,6 T.

Nadwaga F i masa na klatkach m wynoszą przy przewozie ludzi:



Rys. 36. Wykres sił i mocy przy opuszczaniu ludzi

	F , kG	m , kG
jednoczesny zjazd i wyjazd bez wozów	0	1100
tylko zjazd lub wyjazd	± 5500	550
przy wydobyciu węgla ($m = 520 + 360$)	5200	1240

Wykres sił i mocy przy zjeździe załogi dla przykładu 2:

	Chwila					
	1	2—	2 +	3—	3 +	4
Ludzie	-5500	-5500	-5500	-5500	-5500	-5500
Opory	800	800	800	800	800	800
$a \cdot m$	7000	7000	—	—	-7000	-7000
Siła	2300	2300	-4700	-4700	-11 700	-11 700
Prędkość	0	8	8	8	8	0
Moc	0	180	-370	-370	-920	0

Siły przy przeciąganiu

$$Q + W + K$$

Przy węglu 17 500 kG

Przy kamieniu 20 100 kG

Przekraczają one momenty pracy; pożądana praca bez podchwytów

Przykład 3. Koło pędne (Koepe). rozruch paraboliczny

Zadania

Jak w przykładzie pierwszym, lecz:

Głębokość	600 m
Ciężar klatki	7700 kG
Ciężar zawieszenia liny wyrównawczej	500 kG
Prędkość maksymalna	15 m/sek

Lina

Jak w przykładzie pierwszym ciężar klatki z ładunkiem wynosi:

Węgiel	Węgiel/kamień	Ludzie
17 000 kG	19 600 kG	12 000 kG

Dane liny: $R_r = 180 \text{ kG/mm}^2$, $n_w = 10$, $l = 630 + 10 = 640 \text{ m}$, a więc
 $A = 1470 \text{ mm}^2$, $p_1 = 14,7 \text{ kG/m}$, $d = 66,5 \text{ mm}$.

Całkowite obciążenie liny:

	Węgiel	Węgiel/kamień	Ludzie
W klatce, kG	17 000	19 600	12 000
640 m liny, kG	9 400	9 400	9 400
Obciążenie liny, kG	26 400	29 000	21 400
Siła zrywająca, kG	264 000		
Stopień pewności	10	9,1	12,4

Lina wyrównawcza tej samej grubości, lecz o wytrzymałości z materiału
 $R_r = 120 \text{ kG/mm}^2$.

Koło pędne

Srednica 6,8 m, budowa rozszerzona.

Masy

	Węgiel	Węgiel/kamień
Ładunek, kG	5 200	7 800
2 klatki	16 400	16 400
16 wozów	7 200	7 200
1400 m liny (780 nośnej i 620 wyrównawczej)	20 600	20 600
2 koła linowe 6,5 m	8 400	8 400
Koło pędne	14 000	14 000
Twornik silnika	4 000	4 000
Razem, kG	75 800	78 400
czyli jednostek masy, kg	7 800	8 000

Wykres prędkości (rys. 37)

Prędkość	15 m/sek
Przyspieszenie	1/0 m/sek ²
Zwolnienie	1 m/sek ²
Głębokość	608 m
Czas rozruchu	30 sek
Droga rozruchu	300 m

Czas hamowania	15 sek
Droga hamowania	112,5 m
Droga biegu ustalonego	195,5 m
Czas biegu ustalonego	13,03 sek
Czas całego biegu	58,03 sek
Czas całego okresu	78,03 sek
Klatek na godzinę	46

Wartości pośrednie rozruchu parabolicznego

Czas, sek	0	7,5	15	22,5	30
Przyspieszenie, m/sek	1	0,75	0,5	0,25	0
Prędkość, m/sek	0	6,55	11,25	14,05	15
Droga przebyta, m	0	25,7	94	190	300

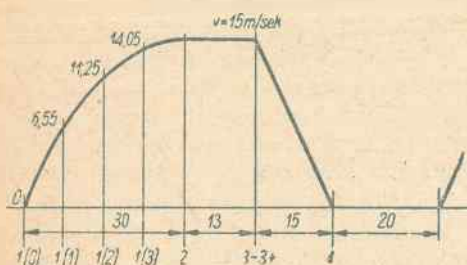
Wydajność

Wozów węgla na godzinę

$$\frac{46}{3} \cdot 20 = 307$$

Wozów kamienia na godzinę

$$\frac{46}{3} \cdot 4 = 61$$



Rys. 37. Wykres prędkości z rozruchem parabolicznym

Ton węgla na godzinę

200

Ton kamieni na godzinę

79

Siły i moce (rys. 38 oraz tablice 26 i 27)

Przy węglu:

Tablica 26

Siła, moc	Chwila							
	1 (0)	1 (1)	1 (2)	1 (3)	2	3 —	3 +	4
Ładunek	5 200	5 200	5200	5200	5200	5200	5200	5200
Opory	830	830	830	830	830	830	830	830
$a \cdot m$	7 800	5 850	3900	1950	—	—	—7800	—7800
Siły F razem, kG	13 830	11 880	9930	7980	6030	6030	—1770	—1770
v , m/sek	0	6,55	11,25	14,05	15	15	15	0
Moc, KM	0	1 040	1490	1500	1206	1206	—354	0

Przy węglu i kamieniu:

Tablica 27

Siła, moc	Chwila							
	1 (0)	1 (1)	1 (2)	1 (3)	2	3 —	3 +	4
Ładunek	7 800	7 800	7 800	7 800	7800	7800	7800	7800
Opory	1 240	1 240	1 240	1 240	1240	1240	1240	1240
$a \cdot m$	8 000	6 000	4 000	2 000	—	—	—8000	—8000
Siły F razem, kG	17 040	15 040	13 040	11 040	9040	9040	1040	1040
v , m/sek	0	6,55	11,25	14,05	15	15	15	0
Moc, KM	0	1 310	1 960	2 060	1808	1808	203	0

Sprawdzenie pola wykresów mocy

Przy węglu

$$\begin{array}{rcl} (1040 + 1490 + 1500 + 603) \cdot 7,5 & = & 34\,700 \\ 1206 \cdot 13,03 & = & 15\,700 \\ - \frac{1}{2} \cdot 354 \cdot 15 & = & 2\,650 \end{array}$$

$$\text{pole KM sek} = 47\,750$$

Przy kamieniu

$$\begin{array}{rcl} (1310 + 1960 + 2060 + 904) \cdot 7,5 & = & 46\,700 \\ 1808 \cdot 13,03 & = & 23\,500 \\ \frac{1}{2} \cdot 208 \cdot 15 & = & 1\,560 \end{array}$$

$$\text{pole KM sek} = 71\,760$$

Praca wykonana

$$\frac{(5200 + 830) \cdot 608}{75} = 49\,000 \text{ KM sek}$$

$$\frac{(7800 + 1240) \cdot 608}{75} = 73\,000 \text{ KM sek}$$

Niebezpieczeństwo poślizgu (wartości krytyczne)

Dla ładunku u dołu:

Przy węglu

$$\begin{array}{rcl} W + K + L_r = P & 3600 + 8200 + 9400 & = 21\,200 \text{ kG} \\ W + K + L_r + Q = G & 21\,200 + 5200 & = 26\,400 \text{ kG} \\ & R & = 415 \text{ kG} \end{array}$$

Przy kamieniu

$$\begin{array}{rcl} G & 21\,200 + 7800 & = 29\,000 \text{ kG} \\ R & & = 620 \text{ kG} \\ \text{Koło linowe} & P_k & = 4\,200 \text{ kG} \\ \text{Odcinek liny 50 m} & L_{\mu} & = 735 \text{ kG} \\ & e^{\mu a} & 1,87 \end{array}$$

Ze wzorów (16) i (16 a)

	Węgiel	Kamień
Przyspieszenie przy podnoszeniu a_0 , m/sek ²	1,5	1,1
Zwolnienie przy opuszczaniu z'_0 , m/sek ²	1,8	1,4

Dla ładunku u góry:

$$P' = P; \quad G' = G$$

Z wzorów (17) i (17 a)

	Węgiel	Kamień
Zwolnienie przy podnoszeniu z_0 , m/sek ²	3,3	3,8
Przyspieszenie przy opuszczaniu a'_0 , m/sek ²	3,1	3,5

Najmniejszy zapas bezpieczeństwa przy ruszaniu z kamieniem wynosi 10%. W tym przypadku należałoby przy przyspieszeniu stałym wziąć

cięższą linię wyrównawczą, aby osiągnąć przy kamieniu co najmniej $\alpha'_0 = 1,3$. Ciężar jej określa się z równań

$$\frac{e^{\mu \alpha} (P - R) - (G + R)}{e^{\mu \alpha} (P + P_k + L_1) + (G + P_k + L_1)} \cdot 9,81 = 1,3$$

$$\frac{W + K + L_0}{P}$$

Przy linii jednakowej wzór pierwszy wynosił liczbowo

92 000

83 000

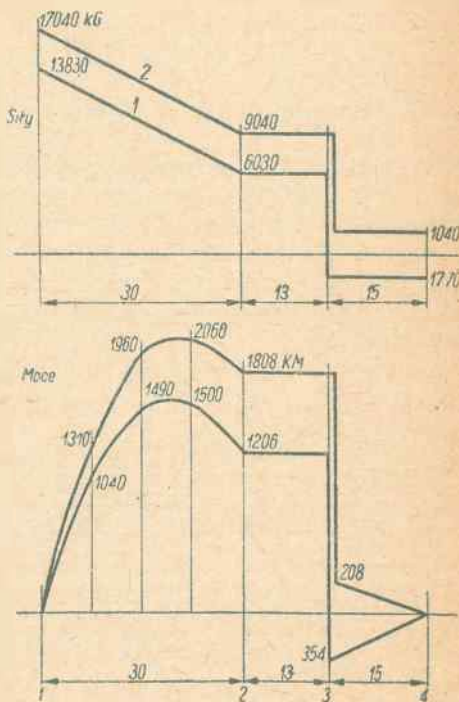
przejsz do nowego α_0 trzeba w liczniku i mianowniku do P dodać pewną nadwagę liny p , tj. licznik zwiększyć o 18,7 p , a mianownik o 1,87 p , czyli

$$\frac{92\,000 + 18,7\,p}{83\,000 + 1,87\,p} = 1,3$$

skąd $p = 985$ kG jest potrzebną nadwagą liny wyrównawczej, której metr będzie ważył około 16,4 kG. Przy tej wadze ze względu na mały promień gięcia liny wyrównawczej należy dla niej wybrać budowę płaską. Zapas pewności liny nośnej zmniejszyłby się wskutek użycia liny wyrównawczej cięższej o 3%; momenty i moce również zmieniłyby się cokolwiek. Przy przyspieszeniu zanikowym niebezpieczeństwo poślizgu wraz z rozruchem maleje, wobec czego osiągniętym zapasem bezpieczeństwa 10% można się zadowolić.

4. Moc silnika elektrycznego

Dla silników elektrycznych pracujących ze zmiennym momentem obrotowym i zmienną prędkością kątową miarodajny jest moment obrotowy zastępczy i największy chwilowy moment obrotowy. Moment obrotowy zastępczy jest to taki założeniowy stały moment obrotowy, dla którego przy prędkości znamionowej silnika nagrzanie silnika jest takie samo, jak przy zadanych zmiennych momentach i zmiennych prędkościach. Przy ustalonej temperaturze silnika ilość ciepła wytwarzanego przez straty w silniku równa jest ilości ciepła oddanego przez silnik otoczeniu za pomocą promieniowania, przewodnictwa i przewietrzania. Ilość ciepła oddanego otoczeniu za pomocą promieniowania i przewodnictwa zależna jest od różnicy temperatur silnika i otoczenia, czyli od nagrzania silnika, ilość ciepła odprowadzonego przez przewietrzanie — od wydajności przewietrzania. Przewietrzanie może pochodzić od niezależnego wentylatora pozostającego stale w ruchu, od wentylatora osadzonego na wale silnika lub od samego wirnika w silniku. Wydajność przewietrzania jest niezmienna



Rys. 38. Wykres sił i mocy z rozruchem parabolicznym dla węgla tudzież kamienia

w każdym silniku mającym niezależny wentylator pozostający stale w ruchu, jak również w silniku o stałych obrotach z przewietrzaniem własnym. Wydajność przewietrzania jest bardzo zmienna w silniku o zmiennych obrotach z przewietrzaniem własnym.

Ilość ciepła wytworzonego przez straty zmienne w silniku równa jest w przybliżeniu $\Sigma I^2 R t$ lub $c M^2 t$, ponieważ w silnikach wyciągowych moment M jest proporcjonalny do natężenia prądu pobieranego I , jak podane będzie dalej. Momentem zastępczym silnika o zmiennym momencie obrotowym i *niezmiennych* warunkach przewietrzania jest moment stały, który podniesiony do drugiej potęgi jest średnią arytmetyczną kwadratów wszystkich momentów chwilowych. Jest to moment *średni kwadratowy* albo moment zastępczy *zmiennego obciążenia*, czyli

$$M_0^2 = \frac{1}{T} \Sigma M^2 t \quad (20)$$

przy czym $T = \Sigma t$. Ten moment zastępczy M_0 oraz maksymalna prędkość kątowna $\omega = 2\pi \frac{n}{60}$ dają moc zastępczą silnika

$$P_0 = \frac{2\pi}{75} \cdot \frac{n}{60} \cdot M_0 \text{ KM} \quad (21)$$

W celu obliczenia $\frac{1}{T} \Sigma M^2 t$ można wykreślić linię kwadratów momen-

tów, planimetrować pola i podzielić przez całkowity czas okresu T (razem z pauzą). Zamiast tego można linie momentów, które składają się przeważnie z linii prostych, poziomych i pochyłych, rozbić na kilka elementów, dla każdego określić M^2 i pomnożyć przez odpowiedni czas t . Dla linii poziomych nie następuje to trudności, gdyż ich kwadraty dają również linie poziome, kwadraty linii prostych pochyłych leżą na paraboli, tak iż

$$M_0^2 = \frac{1}{3} (M_1^2 + M_2^2 + M_1 M_2)$$

Do wyniku tego łatwo dojść obliczając pole przyległe do paraboli $ABCD$ (rys. 39)

$$ABCD = \frac{1}{3} (y_2 x_2 - y_1 x_1) = M_0^2 (x_2 - x_1)$$

$$M_0^2 = \frac{1}{3} \frac{y_2 x_2 - y_1 x_1}{x_2 - x_1}$$

ponieważ

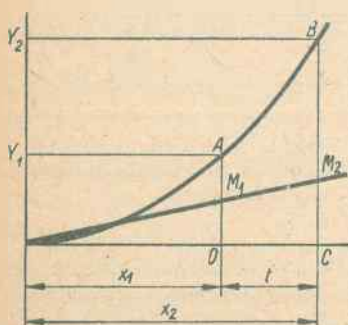
$$x^2 = 2py, \quad y_1 = M_1^2, \quad y_2 = M_2^2$$

to podstawiając i dzieląc otrzyma się

$$M_0^2 = \frac{1}{3} (M_1^2 + M_2^2 + M_1 M_2)$$

Jeżeli program wydobywania przewiduje np. po dwóch kłatkach z węglem jedną klatkę z kamieniem i węglem, to ostateczny moment zastępczy silnika wyniesie

$$M_0^2 = \frac{1}{3} (2 M_0'^2 + M_0''^2)$$



Rys. 39. Sumowanie parabolicznego przebiegu M^2 dla prostolinijskiego przebiegu M

Dla przykładów obliczonych poprzednio momenty i moce zastępcze będą:

1. bębny cylindryczne (wykresy na rys. 34 podają siły):

$$F'_0 = \frac{10^6}{3 \cdot 57,66} (17,5^2 + 15,5^2 + 17,5 \cdot 15,5) \cdot 12 + (8,2^2 + 3,8^2 + 8,2 \cdot 3,8) \cdot 13,66 + (3,5^2 + 5,4^2 + 3,5 \cdot 5,4) \cdot 12$$

$$F'_0 = 8350 \text{ kG}$$

$$F''_0 = \frac{10^6}{3 \cdot 57,66} (21^2 + 19^2 + 21,19) \cdot 12 + (11,2^2 + 6,9^2 + 11,2 \cdot 6,9) \cdot 13,66 + (0,76^2 + 2,7^2 + 0,76 \cdot 2,7) \cdot 12$$

$$F''_0 = 10150 \text{ kG}$$

$$F_0 = \frac{1}{3} (2 F'_0 + F''_0); F_0 = 9000 \text{ kG} \quad P_0 = \frac{F \cdot v}{75} = \frac{9000 \cdot 12}{75} = 1440 \text{ KM}$$

2. bębny cylindryczne z liną wyrównawczą (wykresy na rys. 35 podają siły):

$$F'_0 = \frac{10^6}{57,66} (13,8^2 \cdot 12 + 6^2 \cdot 13,66 + 1,77^2 \cdot 12)$$

$$F''_0 = \frac{10^6}{57,66} (17,1^2 \cdot 12 + 9^2 \cdot 13,66 + 0,94^2 \cdot 12)$$

$$F'_0 = 6950 \text{ kG}, F''_0 = 8900 \text{ kG}; F_0 = 7650 \text{ kG}$$

$$P_0 = \frac{7650 \cdot 12}{75} = 1220 \text{ KM}$$

Momentem zastępczym silnika o zmiennych warunkach przewietrzania jest wzór

$$M_0 = \sqrt{\frac{1}{T'} \sum M^2 t}$$

gdzie $T' < \Sigma t$.

Zastępczy czas T' albo czas dobrego chłodzenia jest sumą czasów spowodowanych przez odpowiednie mnożniki do jednakowych warunków przewietrzania. Jeżeli na przykład przy silniku wolnobieżnym budowy otwartej do bezpośredniego sprzężenia ilość ciepła oddawanego otoczeniu w jednostce czasu przy postoju wynosi 1, a przy największej prędkości wirowania 3, czyli przy rozruchu i hamowaniu średnio 2, to dla utworzenia sumy T' trzeba okresy rozruchu i hamowania pomnożyć przez 0,66, a okres pauzy przez 0,33, czyli

$$T' = 0,66 (t_1 + t_3) + 0,33 t_4 + t_2$$

W celu utrzymania temperatury granicznej przy tym samym przebiegu prądów, lecz przy zmiennym chłodzeniu, moment znamionowy silnika już nie wystarczy, gdyż czas dobrego chłodzenia jest tu mniejszy, trzeba więc zastosować silnik o większym momencie znamionowym. W przypadkach podanych

$$T' = 0,66 \cdot (12 + 12) + 0,33 \cdot 20 + 13,66 = 36,3 \text{ sek}$$

siły zastępcze wyniosą

$$F'_0 = 10500 \text{ kG}, F''_0 = 12800 \text{ kG}, F_0 = 11200 \text{ kG}, P_0 = 1800 \text{ KM}$$

w przykładzie 1 oraz

$$F'_0 = 8700 \text{ kG}, F''_0 = 11\,100 \text{ kG}, F_0 = 9550 \text{ kG}, P_0 = 1530 \text{ KM}$$

w przykładzie 2. Przy rozruchu parabolicznym prędkości bliskie maksymalnej trwają stosunkowo długo, toteż przy obliczaniu czasu dobrego chłodzenia do czasu biegu ustalonego można tu dodać około $\frac{1}{3}$ czasu rozruchu całego, czyli na wykresie przykładu 3

$$T' = 0,66(20 + 15) + 0,33 \cdot 20 + (13 + 10) = 53 \text{ sek}$$

Jeżeli silnik pracuje z prędkością maksymalną nie znamionową, lecz mniejszą, to należy to również uwzględnić obniżając T' w stosunku do prędkości maksymalnych jazdy. Jeżeli w ogólnym przypadku przy tym samym przebiegu momentów ilość ciepła strat prądowych wynosi $c \sum M^2 t$, czas całkowity okresu wydobywania T , a czas zredukowany T' , to moce znamionowe silnika z chłodzeniem stałym lub zmiennym mieć się do siebie powinny jak $\sqrt{T'}$ do $\sqrt{T}$.

Chwilowy moment największy silnika ograniczają: zdolność dobrej komutacji na kolektorze, wytrzymałość cieplna styków i połączeń lutowanych uzwojenia, wreszcie zadany stopień pewności mechanicznej.

5. Wyciągi skipowe (kubły, skrzynie)

W podrozdziale o ciężarach i masach podane były ciężary skipów. Jaki wpływ na ciężar wyciągu oraz liny i na wielkość silnika napędowego wywiera ten zmniejszony martwy ciężar pokaże następujący przykład. Jeżeli wyciąg z kołem pędnym dla 5,2 T z 600 m, podany poprzednio, rozwiązuje się za pomocą skipów, to:

	Dla skipu		Dla klatki	
Ciężar ładunku, T	5,2		5,2	
Obciążenie końca liny, T	10,4	zamiast	17	
Ciężar 1 m liny, kG	9	zamiast	14,7	
Ciężar obu lin, T	12,6	zamiast	20,6	
Średnica liny, mm	52	zamiast	66,5	
Średnica koła pędnego, m	5,2	zamiast	6,8	
Ilość mas w ruchu, kG	4600	zamiast	7800	
Obroty silnika, obr/min	55	zamiast	42	

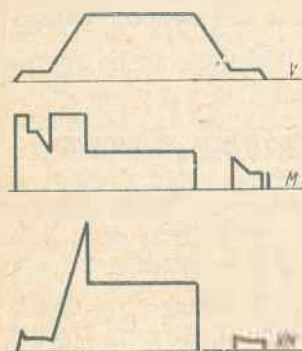
Odwrotnie tą samą liną można wyciągać większe ładunki z danej głębokości lub te same z większej, np.:

	Dla skipu		Dla klatki	
Średnica liny, mm	65		65	
Ciężar 1 m liny, kG	15		15	
Wytrzymałość, kG/mm ²	180		180	
Stopień pewności	8		8	
Obciążenie bezpieczne, T	33		33	
Stosunek ciężaru martwego na końcu liny do ładunku	1 : 1	zamiast	2 : 1	
Obciążenie końca liny	2 Q	zamiast	3 Q	
Wielkość ładunku, T:				
przy głębokości 600 m	12,4	zamiast	8,2	
przy głębokości 1000 m	9,4	zamiast	6,2	
przy głębokości 1400 m	6,4	zamiast	4,2	

Wyciąg skipowy ma jednak kilka własności, które te korzyści nieco zmniejszają:

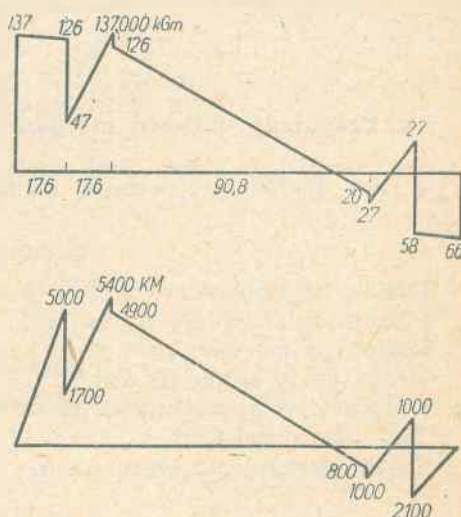
1. Głębokość wydobycia jest zawsze większa niż przy klatkach o 20 do 30 m wskutek konieczności umieszczenia na podszybiu wywrotu, zbiorników i urządzeń przeładunkowych.
2. Skipy przewracane przebywają na podszybiu ostatnie 5 ÷ 11 m w specjalnych prowadnikach z prędkością najwyżej 2 m/sek, co w rezultacie przedłuża okres jazdy o około 5 sekund.
3. Przy skipach przewracanych w chwili ruszania górny opróżniony skip obciąża tylko częściowo ramę zawieszenia, reszta zaś jego ciężaru spoczywa na prowadnikach, wskutek czego zrównoważenie skipu podnoszonego jest niezupełne.
4. Wskutek stosunkowo małego obciążenia lin przyspieszenia krytyczne przy zastosowaniu koła pędnego są znacznie mniejsze niż przy klatkach i w wielu przypadkach trzeba uciekać się do sztucznego zwiększania obciążenia liny przez dodatkowe ciężary.

O ile w wyciągu klatkowym góruje tendencja zwiększania prędkości, o tyle przy skipach — zwiększanie ładunku. Pierwsze przypominają po-



Rys. 40. Wykres prędkości, momentu i mocy dla skipu przy kole pędnym

Rys. 41 (po prawej). Wykres momentów i mocy dla skipu przy bębnoch cylindryczno-stożkowych



ciągi osobowe, drugie — towarowe. Stosunkowo małe masy, małe przyspieszenia ($0,4 \div 0,8 \text{ m/sek}^2$) i niezbyt wielkie prędkości wymagają niewielkich momentów przy ruszaniu i niewielkich mocy szczytowych przy końcu rozruchu; nadają się one do napędu przez przekładnie zębate i stosowanie biegu z rozpędu w okresie hamowania. Wykres prędkości, momentów i mocy podaje rys. 40.

Pauza potrzebna dla napełnienia i opróżnienia skipów wynosi przy urządzeniach automatycznych około 10 sekund.

Ciekawy przykład wielkiego urządzenia wyciągu skipowego stanowią trzy jednakowe wyciągi pracujące w jednym z szybów kopalni złota:

Głębokość wydobycia	2030 m
Ładunek	7,2 T
Ciężar skipu	4,1 T

Lina okrągła, sploty trójkątne R_r	156 kG/mm ²
Ciężar 1 m liny	10,2 kG
Średnica liny	51 mm
Stopień pewności	4,8
Ciężar liny w szybie	21 T
Bębny dwucylindryczno-stożkowe D_0/d_0	10,7/4 m
Szerokość bębna	3,45 m
Zwojów na stożku	8
Prędkość bębnow	27,3 obr/min
Prędkość liniowa	maks. 15,2 m/sek
Czas jazdy	161 sek
Pauza	5 sek
Wyciągów na godzinę	22
Wydobycie	158 T/godz

Ciekawy jest mały stopień pewności liny; małe obciążenie przekroju liny wybrano w celu zmniejszenia jej wydłużenia przy naładowaniu skipu (porównaj rozdział o linach).

Wykres momentów i mocy podaje rys. 41. Z wykresu mocy można obliczyć sprawność mechaniczną szybu i maszyny, która wynosi około 72% (porównaj przykład 1 oraz rozdział 18 „Pomiar sprawności całego wyciągu”).

6. Przykłady obliczeń mechanicznych wyciągu skipowego

Przykład 4. Koło pędne, skip z dolnym upustem

Zadania

Poziom wydobywczy, m	— 500	— 800
Poziom załadowczy, m	— 510	— 810
Poziom odbiorczy, m	+ 10	+ 10
Droga jazdy skipu H , m	520	820
Długość zwisająca liny L , m	540	840
Ładunek skipu Q , T	10	10
Ciężar skrzyni z zawieszami S_k , T	12	12

Lina

Lina nośna:

Wytrzymałość R_r , kG/mm ²	180	180
Stopień pewności	9	8
Przekrój A , mm ²	1580	1580
Ciężar p_1 , kG/m	15	15
Średnica d , mm	62	62
Siła zrywająca K_r , T	284	284

Lina wyrównawcza:

Ciężar p_2 , kG/m	18	16,5
Nadwaga Δ_p , kG/m	3	1,5
Nadwaga $m = \frac{p_2}{p_1}$, kG/m	1,2	1,1

Ciężary i masy

Koło linowe D , m	6	6
Ciężar koła linowego G_k , T	3,5	3,5
Koło pędne D , m	6,5	6,5
Ciężar koła pędnego G_k , T	8	8
Odcinek liny koła pędnego/wieża		
długość L_1 , m	80	80
ciężar, T	1,2	1,2
Lina nośna:		
długość L_r , m	740	1040
ciężar, T	11,1	15,6
Lina wyrównawcza:		
długość L_0 , m	560	860
ciężar, T	10,2	14,2

Silniki w przybliżeniu

Moc, kW	1600	2×1100
Wolnobieżne obr/min	50	50
Wolnobieżne GD^2 , tm^2	180	200
Szybkobieżne, obr/min	500	500
Szybkobieżne na wale własnym GD^2 , tm^2	5,7	6,6
Szybkobieżne na wale koła pędnego GD^2 , tm^2	570	660
Przekładnia 1 : 10 na wale koła pędnego GD^2 , tm^2	70	70
Wirnik silnika i przekładnia GD^2 , tm^2	640	730
Ciężar bezwładności silnika na wale koła pędnego G_s :		
napęd bezpośredni, T	4,3	4,8
napęd z przekładnią, T	15	17,5
Bezwładność silników obliczono ze wzoru		

$$GD^2 = \left(\frac{P}{n} \right)^{1,5}$$

Bezwładność przekładni obliczono ze wzoru

$$GD^2 = \frac{0,3 P}{v k} (D^3 + i^2 \cdot d^3)^{1)}$$

(Dwa silniki pracują na jedno wzmocnione koło zębate, zęby stalowe, $D_z = 4$ m).

Ciężary w ruchu i masa

Ładunek, T	10	10
2 skipy, T	24	24
Lina nośna, T	11,1	15,6
Lina wyrównawcza, T	10,2	14,2
2 koła linowe, T	7	7
Koło pędne, T	8	8
Silniki wolnobieżne, T	4,3	4,8
ΣG , T	74,6	83,6
Masa m , kg	7500	8500

¹⁾ Patrz wzór (13).

Przy silnikach szybkobieżnych i przekładni:		
$\Sigma G, T$	85,3	96,3
Masa m, kg	8600	9800
Opory tarcia 2 R:		
Napęd bezpośredni, T	1,4	1,4
Napęd z przekładnią, T	1,6	1,6

Wykres prędkości

Prędkość, m/sek	16	18
Przyspieszenie, m/sek ²	0,7	0,8
Zwolnienie, m/sek ²	1,2	1,2
Pauza, sek	12	12
Czas i droga przebyta:		

	t	h	t	h
rozruch	22,7	182	22,5	202
bieg	14,5	232	26,9	483
hamowanie	13,3	106	15,0	135
jazda ogółem	50,5	520	64,4	820
pauza	15		15	
1 wyciąg ogółem, sek	65,5		79,4	
na godzinę skipów	55		45,5	
na godzinę ton	550		455	
na 12 efektywnych godzin, T	6600		5500	

Niebezpieczeństwo poślizgu (maszyna na ziemi)

Przyspieszenie krytyczne przy podnoszeniu ładunku:

Dla ładunku na dole

$$a_0 = \frac{1,87 (Sk + L_0 - R) - (Q + Sk + L_r + R)}{1,87 (Sk + L_0 + G_r + L_1) + (Q + Sk + L_r + G_k + L_1)} \cdot g$$

Dla ładunku u góry

$$a_0 = \frac{1,87 (Sk + L_r - R) - (Q + Sk + L_0 + R)}{1,87 (Sk + L_r + G_k + L_1) + (Q + Sk + L_0 + G_k + L_1)} \cdot g$$

Dla ładunku Q u góry i $H = 500$ m

$$a_0 = \frac{1,87 (12 + 0,54 \cdot 15 - 0,7) - (10 + 12 + 0,54 \cdot 18 + 0,7)}{1,87 (12 + 0,54 \cdot 15 + 4,7) - (10 + 12 + 0,54 \cdot 18 + 4,7)} \cdot 9,81$$

$$a_0 = 0,45 \text{ m/sek}^2$$

Przyspieszenia krytyczne przy podnoszeniu obliczone podobnie wynoszą

	$H = 500$ m	$H = 800$ m
ładunek u dołu	$a_0 = 1,0$	1,16 m/sek ²
ładunek u góry	$a_0 = 0,45$	0,83 m/sek ²

Pełnym skipem zatrzymanym np. na zrębie szybu przy ciężkiej linie wyrównawczej można ruszać do góry tylko z małym przyspieszeniem.

Sily i moce

1. 500 m napęd bezpośredni (tablica 28).

Tablica 28

Siła, moc	Chwila					
	1	2 —	2 +	3 —	3 +	4
Ładunek i tarcie	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4
Nacisk mas	5,25	5,25	0	0	—9	—9
Nadwaga liny	—1,56	—0,4	—0,4	1	1	1,56
Siła obwodowa F razem, T . . .	15,1	16,25	11	12,4	3,4	3,96
Prędkość v , m/sek	0	16		16		0
Moc $P = \frac{Fv}{75}$, KM	0	3470	2350	2650	725	0

Siła obwodowa średnia kwadratowa

$$F_0 = \sqrt{\frac{1}{65,5} (15,7^2 \cdot 22,7 + 11,7^2 \cdot 14,5 + 3,7^2 \cdot 13,3)} = 10,7 \text{ T}$$

$$\text{Moc } P_0 = \frac{10\,700 \cdot 16}{75} = 2280 \text{ KM}$$

2. 500 m napęd z przekładnią.

Siła F , T	16,5	17,65	11,2	12,6	2,3	2,86
Moc P , KM	0	3750	2380	2680	490	0

Siła obwodowa średnia kwadratowa

$$F_0 = \sqrt{\frac{1}{65,5} (17,2^2 \cdot 22,7 + 11,9^2 \cdot 14,5 + 2,6^2 \cdot 13,3)} = 11,5 \text{ T}$$

$$\text{Moc } P_0 = \frac{11\,500 \cdot 16}{75} = 2460 \text{ KM}$$

3. 800 m napęd bezpośredni (tablica 29).

Tablica 29

Siła, moc	Chwila					
	1	2 —	2 +	3 —	3 +	4
Ładunek i tarcie	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4
Nacisk mas	6,8	6,8	0	0	—10,2	—10,2
Nadwaga liny	—1,23	—0,63	—0,63	0,8	0,8	1,23
Siła obwodowa F razem, T . . .	17,0	17,6	10,8	12,2	2,0	2,4
Prędkość, m/sek	0	18		18		0
Moc, KM	0	4200	2600	2930	480	0

Siła obwodowa średnia kwadratowa

$$F_0 = \sqrt{\frac{1}{79,4} 10\,420} = 11,5 \text{ T}$$

$$\text{Moc } P_0 = \frac{11\,500 \cdot 18}{75} = 2750 \text{ KM}$$

4. 800 m napęd z przekładnią.

Siła F , T	18,2	18,8	11	12,4	0,7	1,1
Moc P , KM	0	4510	2630	2970	168	0

$$F_0 = \sqrt{\frac{1}{79,4} 11\,420} = 11,9 \text{ T}$$

$$\text{Moc } P_0 = \frac{11\,900 \cdot 11}{75} = 2850 \text{ KM}$$

W celu porównania zapotrzebowania mocy ostatni przykład przeliczono też dla rozruchu półparabolicznego oraz napędu z przekładnią silnika szybkobieżnego (tablica 39).

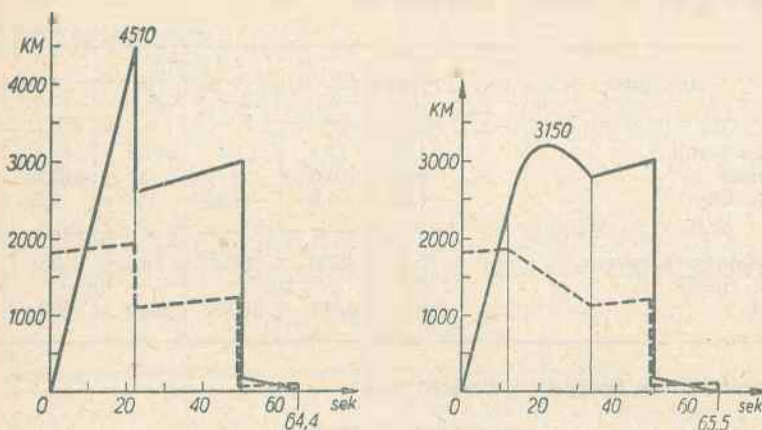
Tablica 30

	Chwila								
	1(0)	1(1)	1(2)	1(3)	1(4)	2	3 —	3 +	4
Przyspieszenie a	0,8	0,8	0,6	0,4	0,2	0	0	—1,2	—1,2
Prędkość v	0	9	12,95	15,75	17 45	18	18	18	0
Odstępy czasu Δt		11,25	5,6	5,6	5,6	5,6	16,6		15
Czas od początku t	0	11,25	16,87	22,5	28,1	33,75		50,35	65,35
Droga od początku h	0	50,5	113	193	287	387	685	685	820

Sily i moce:

$Q + 2R, T$	11,6	11,6	11,6	11,6	11,6	11,6	11,6	11,6	11,6
$a \cdot m, T$	7,8	7,8	5,85	3,9	1,95	0	0	—11,7	—11,7
$\Delta L, T$	—1,23	—1,08	—0,9	—0,6	—0,3	+ 0,06	0,8	0,8	1,23
F, T	18,2	18,3	16,5	15	13,2	11,6	12,4	0,7	1,1
$P = \frac{F \cdot v}{75} \text{ KM}$	0	2200	2970	3150	3060	2790	2970	169	0

Zastosowanie rozruchu półparabolicznego obniżyło moc szczytową silnika z 4510 KM na 3150 KM, czyli o 30%, przedłużyło zaś czas jazdy



Rys. 42. Porównanie zapotrzebowania mocy szczytowych przy rozruchu prostoliniowym i półparabolicznym dla wyciągu skipowego, $Q = 10 \text{ T}$, $H = 800 \text{ m}$, z przekładnią zębatą

zaledwie o jedną sekundę. Porównanie zapotrzebowania mocy i momentów w przypadku rozruchu prostoliniowego i półparabolicznego podaje rys. 42.

7. Bębny stożkowe i cewy

Ciężar liny nośnej wynosi już przy głębokości 1000 m około trzykrotną wartość ładunku podnoszonego, co przy bębnach bez liny wyrównawczej prowadzi do bardzo dużych sił obrotowych i nadmiernie dużych silników, a przy bębnach z liną wyrównawczą zwiększa znacznie ilość mas pozostających w ruchu. Przy zastosowaniu koła pędnego nadwaga liny znika, wraz z głębokością zwiększa się jednak grubość liny. Zmniejszyć grubość i ciężar liny można stosując linę równej wytrzymałości nawijaną na bębny, które w celu wyeliminowania wpływu nadwagi liny robi się w kształcie stożków i cew. Przy bębnach cylindrycznych i kole pędnym przez zastosowanie liny wyrównawczej jednakowej grubości ($p_1 = p_2$) osiąga się stałą wartość siły dla podnoszonej nadwagi. Przy bębnach stożkowych i cewach przez zmienność promienia nawijania osiąga się stałą wartość momentu obrotowego. I jedno i drugie zrównoważenie odnosi się tylko do obciążeń statycznych.

Jeżeli r_0 i R_0 są promieniami krańcowymi stożka nawijania, to moment statyczny w tych punktach będzie stały, o ile

$$(Q + W + K + L) r_0 - (W + K) R_0 = (Q + W + K) R_0 - (W + K + L) r_0$$

skąd stosunek

$$\frac{R_0}{r_0} = \frac{2(W + K + L) + Q}{2(W + K) + Q} = 1 + \frac{2L}{2(W + K) + Q} = m \quad (22)$$

Ponieważ najmniejsza średnica nawijania musi pozostawać w pewnym najmniejszym stosunku do grubości liny i drutów, mianowicie $2r_{min} > > 80 d$, to wymiary krańcowych średnic nawijania są dostatecznie określone. W bębnie stożkowym lina nawija się na jego powierzchnię zaopatrzoną w rowki, a przy stożkach bardziej zbieżnych w specjalne kierownice. Skok zwoju, czyli przyrost promienia na jeden obrót wynosi Δr , a przy N zwojach (obrotach) na bębnie

$$R_0 - r_0 = N \Delta r$$

Przy cewach (bobinach) lina nawija się na samą siebie, czyli jej skok Δr = jej grubości po ściśnięciu ψa , gdzie ψ jest współczynnikiem prześwinięcia (ściśnięcia). Przebieg nawijania liny na cewie będzie taki sam jak przebieg na bębnie stożkowym w rzucie na płaszczyznę prostopadłą do osi bębna. Dalej więc będzie się rozpatrywało tylko zjawiska prostsze zachodzące na bębnie, gdyż łatwo jest przejść od nich do cew.

W tych drugich komplikuje nieco sprawę zmienny stopień ściśnięcia ψ liny, większy dla promieni mniejszych i mniejszy dla większych. Jeżeli jednak operować wielkością średnią i nie przywiązywać wagi do absolutnej dokładności, wyniki będą wystarczające dla celów praktycznych.

Powierzchnia boczna ślimacznicy zwiniętej liny wynosi $(D_0^2 - d_0^2) \frac{\pi}{4}$ z drugiej zaś strony równa się ona $H \Delta r$, tj. długości nawiniętej liny pomnożonej przez skok zwoju (w cewach grubość), czyli

$$(D_0^2 - d_0^2) \frac{\pi}{4} = H \Delta r \quad (23)$$

Średnia długość zwoju w granicach od r_0 do r wynosi $\pi (r_0 + r)$, długość nawinięta = $N \pi (r_0 + r)$, promień nawijania r po N obrotach = $r_0 + N \Delta r$, czyli długość nawinięta po N obrotach wyniesie

$$N \pi (2 r_0 + N \Delta r) = 2 \pi r_0 N + \pi \Delta r N^2$$

Długości liny nawiniętej l_b i zwisającej l_w po N obrotach wynoszą: dla bębna nawijanego

$$l_b = 2 \pi r_0 N + \pi \Delta r N^2$$

$$l_w = l - l_b$$

dla bębna odwijanego

$$l_w = 2 \pi R_0 N - \pi \Delta r N^2$$

$$l_b = l - l_w$$

Na rys. 43 pokazany jest na osi rzędnych przebieg klatek w zależności od liczby obrotów bębna odkładanych na osi odciętych. Przebieg ten odpowiada w zupełności idealnemu przebiegowi faktycznemu w przestrzemi klatki nieskrępowanej przewodnikami. Z równań długości lin zwisających i z wykresów widać, że

1. klatka dolna i górna mają przy ruszaniu różne prędkości, a więc przy przestawianiu piętra drogi przebyte przez obie klatki są różne,
2. klatki mijają się nie w połowie głębokości, lecz po $\frac{N}{2}$ obrotach, gdzie N = liczba obrotów bębna odpowiadająca całej głębokości.

Za podstawę obliczenia bierze się wykres trapezowy prędkości kątowych. Jeżeli ω_m oznacza maksymalną prędkość kątową, t_1 — czas rozruchu, t_3 — czas hamowania, n — liczbę obrotów na sekundę, to przyspieszenie kątowe

$$\epsilon = \frac{\omega_m}{t_1} = \frac{2 \pi n_m}{t_1}$$

zwolnienie kątowe

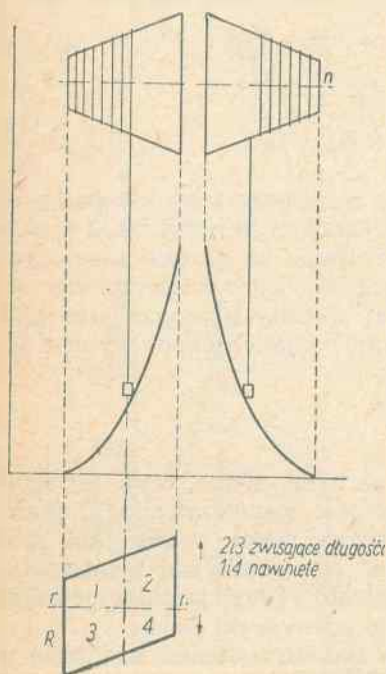
$$\epsilon = -\frac{\omega_m}{t_3} = -\frac{2 \pi n_m}{t_3}$$

(w wykresie trapezowym są to wartości stałe);
prędkości pośrednie

$$\omega = \epsilon t, n = \frac{n_m}{t_1} t$$

kąty i obroty przebyte ruchem ustalonym

$$\alpha = \omega_m t; N = n_m t$$



Rys. 43. Przebieg klatek w szybie dla bębnow stożkowych

kąty i obroty przebyte ruchem jednostajnie przyspieszonym

$$\alpha = \frac{1}{2} \omega_m \cdot t; \quad N = \frac{1}{2} n_m t$$

Zależność wielkości ruchu postępowego klatki i obrotowego bębna jest następująca:

droga przebyta

$$l = 2 \pi r_0 N + \pi \Delta r N^2$$

kąt przebyty

$$\alpha = 2 \pi N$$

prędkość

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega = 2 \pi \frac{dN}{dt}$$

przyspieszenie

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} = \varepsilon = 2 \pi \frac{d^2N}{dt^2}$$

skąd

$$l = r_0 \alpha + \frac{\Delta r}{4 \pi} \alpha^2$$

$$v = \frac{dl}{dt} = r_0 \omega + \frac{\Delta r}{2 \pi} \alpha \omega$$

$$a = \frac{d^2l}{dt^2} = r_0 \varepsilon + \frac{\Delta r}{2 \pi} (\alpha \varepsilon + \omega^2)$$

W ruchu obrotowym ustalonym $\omega = \text{const}$, $\varepsilon = 0$

$$v = r_0 \omega + \frac{\Delta r}{2 \pi} \omega^2 t; \quad a = \frac{\Delta r}{2 \pi} \omega^2$$

W ruchu obrotowym jednostajnie przyspieszonym $\varepsilon = \text{const}$

$$v = r_0 \omega + \frac{\Delta r}{4 \pi} \omega^2 t = r_0 \varepsilon t + \frac{\Delta r}{4 \pi} \varepsilon^2 t^3$$

$$a = r_0 \varepsilon + \frac{3 \Delta r}{4 \pi} \varepsilon^2 t^2$$

W ruchu jednostajnie opóźnionym $\varepsilon = \text{const}$

$$\omega = \omega_m - \varepsilon t, \quad \alpha = \omega_m t - \frac{1}{2} \varepsilon t^2$$

$$l = r_0 \alpha + \frac{\Delta r}{4 \pi} \alpha^2 = r_0 \left(\omega_m t - \frac{1}{2} \varepsilon t^2 \right) + \frac{\Delta r}{4 \pi} \left(\omega_m^2 t^2 + \frac{1}{4} \varepsilon^2 t^4 - \omega_m \varepsilon t^3 \right)$$

$$v = r_0 (\omega_m - \varepsilon t) + \frac{\Delta r}{4 \pi} (2 \omega_m^2 t + \varepsilon^2 t^3 - 3 \omega_m \varepsilon t^2)$$

przy $t = 0$, $v = r_0 \omega_m$

$$a = -r_0 \varepsilon + \frac{\Delta r}{4 \pi} (2 \omega_m^2 + 3 \varepsilon^2 t^2 - 6 \omega_m \varepsilon t)$$

przy $t = 0$

$$z = -r_3 \varepsilon + \frac{\Delta r}{2\pi} \omega_m^2$$

gdzie r_3 jest promieniem na początku okresu trzeciego.

Dla klatki opuszczanej należy do wzorów powyższych zamiast Δr wstawić $-\Delta r$ zamiast r_0 wstawić R_0 .

W celu obliczenia momentu dynamicznego mas pozostających w ruchu postępowym należy dla każdej liny oddzielnie pomnożyć zawieszone masy przez przyspieszenia liniowe, a otrzymane w ten sposób siły dynamiczne przez promień nawijania liny, po czym momenty obu lin dodać. Moment dynamiczny bębnow i części lin na nich nawiniętych otrzymuje się określając ich J i mnożąc je przez przyspieszenia kątowne ε . Dla bębnow J jest zadane konstrukcją.

Moment nawiniętej liny przy krańcowych promieniach nawinięcia r_1 i r_2 wyniesie

$$J = \frac{r_1^2 + r_2^2}{2} m$$

gdzie m oznacza masę nawiniętej liny.

Ogólny wzór dla momentu obrotowego statycznego po N obrotach

$$M_{st} = (Q + W + K + L'_w) r - (W + K + L''_w) R$$

gdzie L'_w i L''_w oznaczają ciężar zwisających w szybie odcinków lin.

Moment obrotowy oporów szkodliwych oblicza się dla średniego promienia nawijania według sprawności szybu i przyjmuje jako stały dla całego przebiegu

$$M_{of} = \left(\frac{Q}{\eta} - Q \right) r_w$$

Wreszcie moment dynamiczny w myśl wyżej podanych zasad

$$M = \frac{1}{g} \left[(Q + W + K + L'_w) r + G_k r \right] a' + \frac{1}{g} \left[(W + K + L''_w) R + G_k R \right] a'' + (2J_b + J_m) \varepsilon + \frac{1}{g} \left[L'_b \frac{r_b^2 + r^2}{2} + L''_b \frac{r_b^2 + R^2}{2} \right] \varepsilon$$

albo

$$M = \frac{1}{g} (M' + G_k r) a' + \frac{1}{g} (M'' + G_k R) a'' + \text{itd.}$$

gdzie

- L'_w i L''_w — ciężary zwisającej liny podnoszonej i opuszczanej,
- G_k — ciężar zredukowany koła linowego,
- J_m — moment inercji twornika silnika,
- a' i a'' — przyspieszenie liniowe klatki podnoszonej i opuszczanej,
- L_b — ciężar nawiniętej części liny,
- M' i M'' — momenty statycznych naprężeń liny podnoszonej i opuszczanej.

Przy określaniu najmniejszego promienia nawijania r_{min} i całej długości liny należy wziąć pod uwagę jej zapas o długości około 75 m.

Ciężary lin zwisających i nawiniętych, promienie nawijania i momenty statyczne dogodnie jest określać graficznie. Jeżeli na osi odciętych od-

kładać liczbę zwojów lub obrotów bębna, na osi rzędnych w górę promienie nawijania liny podnoszonej, w dół zaś opuszczanej, to dla każdego N otrzyma się

1. promienie nawijania bezpośrednio,
2. długości zwisających lin jako pola kwadratów prawego górnego i lewego dolnego,
3. momenty statyczne jako iloczyny obciążeń lin przez promienie nawijania,
4. długości (lub w pewnej skali ciężary) lin nawiniętych jako pola kwadratów lewego górnego i prawego dolnego.

Przy linach ścienionych trzeba na osi odciętych oznaczyć punkty przejścia od jednej grubości do drugiej oraz ciężar metra liny, aby określić odpowiednie ciężary. W tym celu rozwiązuje się równanie $l = f(N)$ dla N , podstawiając długości $l = 200,400$ itd. metrów.

Zastosowanie bębnow stożkowych lub spiralnych nie jest ograniczone głębokością lub wielkością podnoszonego ładunku, natomiast stosowanie cew (bobin) jest możliwe tylko w pewnych warunkach, gdyż grubość płaskiej liny tylko do pewnych granic może odpowiadać zadanemu skokowi uzwojenia. Po osiągnięciu tych granic lina stalowa musi być zastąpiona przez aloesową, wkrótce zaś i ta nie wystarczy i trzeba przejść do lin okrągłych na bębnach spiralnych. Krótkie obliczenie zilustruje tę zależność.

Stosunek promieni krańcowych nawijania potrzeby do zrównoważenia momentów statycznych jest

$$m_1 = \frac{R_0}{r_0} = 1 + \frac{2L}{2(W + K) + Q}$$

jest on w rezultacie zależny tylko od głębokości i wytrzymałości i wynosi

	$H = 400 \text{ m}$	$H = 900 \text{ m}$	$H = 1400 \text{ m}$
dla liny zwykłej m_1 . .	1,4	2,1	3,1
dla liny ścienionej m_1 . .	1,2	1,55	2,05

Z drugiej strony stosunek i wielkość tych promieni nawijania na cewie muszą być takie, aby pomieścić daną powierzchnię boczną liny

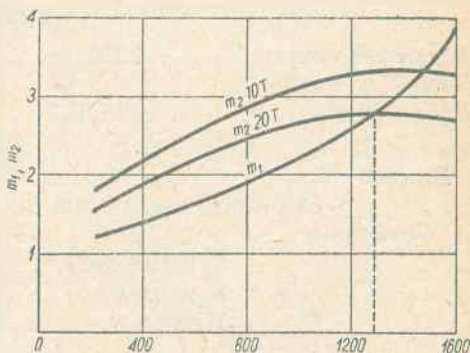
$$(m_2^2 - 1) r_0^2 \pi = H a$$

gdzie

$$m_2 = \frac{R_0}{r_0} \text{ — potrzebny stosunek promieni } (r_0 > 40 a),$$

a — grubość liny płaskiej, którą ze względów konstrukcyjnych przyjmuje się $a < \frac{1}{5} b$, gdzie b jest szerokością liny.

Po obliczeniu a dla różnych głębokości i ładunków otrzymuje się (rys. 44)



Rys. 44. Granice stosowania cew dla różnych głębokości

	$H = 400 \text{ m}$	$H = 900 \text{ m}$	$H = 1400 \text{ m}$
dla 10 T m_2 . . .	2,15	2,95	3,3
dla 20 T m_2 . . .	1,9	2,55	2,8

Ponieważ grubość a można tylko zmniejszać, cewy dają się zastosować ze stalowymi linami płaskimi tylko wówczas, kiedy $m_2 > m_1$.

Widać stąd, że cewy mogą sięgać głębiej z małym obciążeniem, czemu będzie sprzyjał system skipowy.

8. Przykłady obliczeń mechanicznych wyciągów klatkowych z bębniami stożkowymi

Przykład 5. Bębny stożkowe, lina ścieniona

Zadania

Głębokość szybu . . .	1000 m	Ciężar węgla w wozie . .	625 kG
Wozów w klatce . . .	8	Ciężar klatki	7000 kG
Ciężar wozu	375 kG	Maksymalna prędkość . .	20 m/sek

Dane:

Lina

Ścieniona lina co 200 m, $R_r = 180 \text{ kG/mm}^2$, $n = 9$

Obciążenie:

8 ładunków	5 000 kG
8 wozów	3 000 kG
Klatka	7 000 kG

Razem 15 000 kG

$$1000 - 800 \text{ m}, p_1 = \frac{15\,000}{2000 - 200} = 8,33 \text{ kG/m}, P_1 = 8,33 \times 200 = 1\,666 \text{ kG}$$

$$800 - 600 \text{ m}, p_2 = \frac{16\,666}{1800} = 9,25 \text{ kG/m}, P_2 = 1\,850 \text{ kG}$$

$$600 - 400 \text{ m}, p_3 = \frac{18\,516}{1800} = 10,28 \text{ kG/m}, P_3 = 2\,056 \text{ kG}$$

$$400 - 200 \text{ m}, p_4 = \frac{20\,572}{1800} = 11,4 \text{ kG/m}, P_4 = 2\,280 \text{ kG}$$

$$200 - 0 - 35 \text{ m}, p_5 = \frac{22\,852}{2000 - 235} = 12,9 \text{ kG/m}, P_5 = 3\,060 \text{ kG}$$

Razem 10 902 kG

w tym 35 m w wieży waży 452 kG

czyli 1000 m w szybie 10 450 kG

120 m na bębnie i do kół linowych 1 550 kG

Największa średnica $d^2 = 3 p_5$; $d = 63 \text{ mm}$

Największy przekrój $A = 100 \cdot p_5 = 1290 \text{ mm}^2$

Konstrukcja liny

355 m o ciężarze	12,9 kG/m
200 m o ciężarze	11,4 kG/m
200 m o ciężarze	10,28 kG/m
200 m o ciężarze	9,25 kG/m
200 m o ciężarze	8,33 kG/m
1155 m o ciężarze	12 452 kG

Ciężar w klatce 15 000 kG
 Ciężar. liny 10 902 kG
 Obciążenie liny 25 902 kG
 Siła zrywająca linę $1290 \times 180 = 232\,200$ kG, stopień pewności 9.

Bębny

Najmniejszy promień nawinięcia $40 \times 0,063 = 2,5$ m
 Liczba zwojów martwych na stożku 3
 Najmniejszy promień nawijania r_0 2,65 m

$$m_1 = \frac{R_0}{r_0} = 1,835$$

Największy promień nawijania R_0 4,85 m
 Długość średniego zwoju $\pi(r_0 + R_0)$ 23,5 m
 Liczba zwojów roboczych 42,6

Skok zwoju

$$\Delta r = \frac{R_0 - r_0}{n} = 0,0515 \text{ m}$$

Ilość zwojów ogółem $42,6 + 3 = 45,6$
 Szerokość bębna $45,6 \cdot (0,063 + 0,003) = 3$ m
 Tangens kąta nachylenia stożka $2,35 : 3,00$
 Kąt nachylenia 38°

Wykres prędkości (rys. 45)

Prędkość maksymalna 20 m/sek
 Średni obwód bębna 23,5 m
 Prędkość maksymalna 51 obr/min
 Maksymalna prędkość
 kątowa 5,33/sek

Rozruch:

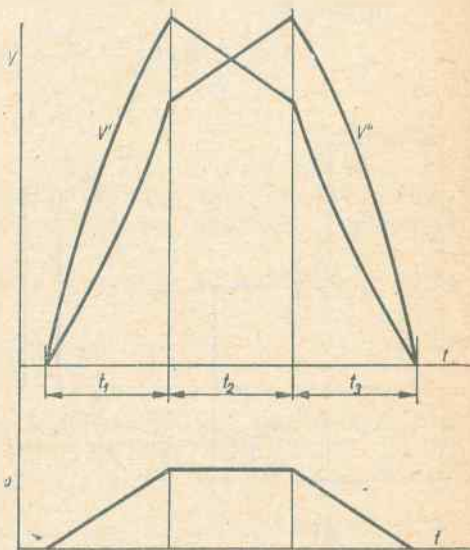
czas 25 sek
 przyspieszenie kątowe $0,213/\text{sek}^2$
 kąt przebyty 66,7
 obroty przebyte 10,6

Hamowanie:

czas 25 sek
 zwolnienie kątowe $0,213/\text{sek}^2$
 kąt przebyty 66,7
 obroty przebyte 10,6

Bieg ustalony:

czas 25,1 sek
 obroty przebyte 21,4
 kąt przebyty 134
 prędkość kątowa 5,33/sek



Rys. 45. Wykres prędkości kątowych oraz liniowych dla bębnow stożkowych

Przyspieszenia i prędkości (tablica 31)

Rozruch:

Klatka podnoszona
 przyspieszenie

$$a = r_0 \varepsilon + \frac{3 \Delta r}{4 \pi} \varepsilon^2 t^2 = 0,565 + 0,00054 t^2$$

	$t_1 = 0$	$0,5 t_1$	t_1	$t_2 = 0$	$0,5 t_2$	t_2	$t_3 = 0$	$0,5 t_3$	t_3
Kątowe przyspieszenie ε	0,213	0,213	0,213	0	0	0	-0,213	-0,213	-0,213
Kątowa prędkość ω	0	2,66	5,33	5,33	5,33	5,33	5,33	2,66	0
Wykonano obr. N	0	2,65	10,6	10,6	21,3	32	32	39,95	42,6
Przyspieszenie klatki podnoszonej a'	0,56	0,65	0,9	0,24	0,24	0,24	-0,7	-0,95	-1,03
Prędkość klatki podnoszonej v'	0	7,4	17	17	20	23	23	12,6	0
Przyspieszenie klatki opuszczanej a''	1,03	0,95	0,7	-0,24	-0,24	-0,24	-0,9	-0,65	-0,56
Prędkość klatki opuszczanej v''	0	12,6	23	23	20	17	17	7,4	0

prędkość

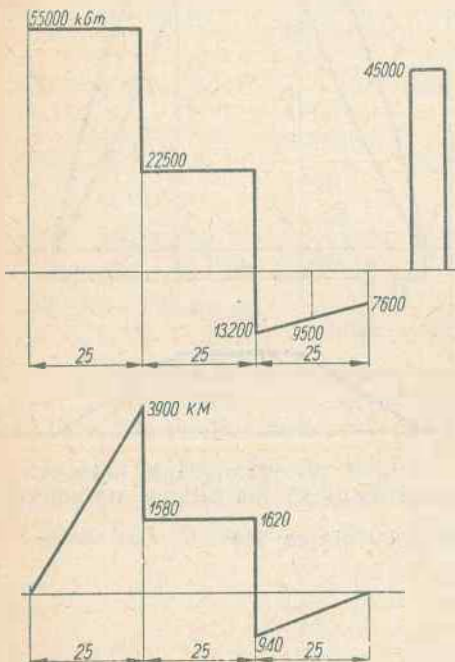
$$v' = r_0 \varepsilon t + \frac{\Delta r}{4 \pi} \varepsilon^2 t^2 = 0,565 t + 0,00018 t^2$$

Klatka opuszczana
przyspieszenie

$$a'' = R_0 \varepsilon - \frac{3 \Delta r}{4 \pi} \varepsilon^2 t^2 = 1,03 - 0,00054 t^2$$

prędkość

$$v'' = R_0 \varepsilon t - \frac{\Delta r}{4 \pi} \varepsilon^2 t^3 = 1,03 t - 0,00018 t^3$$



Rys. 46. Wykres momentów i mocy dla bębnow stożkowych

Bieg ustalony:

Klatka podnoszona
przyspieszenie

$$a = \frac{\Delta r}{2 \pi} \omega^2 = \frac{0,0515}{6,28} \cdot 28,5 = 0,24 \text{ m/sek}^2$$

Klatka opuszczana
przyspieszenie

$$a = -0,24 \text{ m/sek}^2$$

Hamowanie: wielkości przy ruchu, jednak przestawione i ze zmienionym znakiem.

Siły i momenty (rys. 46)

Promień nawijania liny podnoszonej

$$r' = r_0 + \Delta r n = 2,65 + 0,0515 n$$

Promień nawijania liny opuszczanej

$$r'' = R_0 - \Delta r n = 4,85 - 0,0515 n$$

Długość zwisająca liny podnoszonej

$$l' = l - (2 \pi r_0 n + \pi \Delta r n^2)$$

albo

$$l' = 1000 - (16,6 n + 0,16 n^2)$$

Długość zwisająca liny opuszczanej

$$l'' = 2 \pi R_0 n - \pi \Delta r n^2$$

albo

$$l'' = 30,4 n - 0,16 n^2$$

Ciężary zwisających części liny L' i L'' otrzymuje się z ich konstrukcji i długości, całkowite naprężenie lin F' i F'' — dodając do podnoszonych ciężarów ciężar zwisających części lin, momenty statyczne składowe M' i M'' — mnożąc naprężenie lin przez promień nawijania, moment statyczny wypadkowy M_{st} — odejmując momenty składowe.

Moment dynamiczny

$$M_d = M_1 + M_2 + M_3 + M_4$$

gdzie

$$M_1 = \frac{1}{g} (M' + G'_k r) a'$$

$$M_2 = \frac{1}{g} (M'' + G'_k \cdot R) a''$$

$$M_3 = (J_b + J_m) \varepsilon$$

$$M_4 = \frac{1}{g} \left(L'_{10} \frac{r_0^2 + r^2}{2} + L''_{10} \frac{r_0^2 + R^2}{2} \right) \varepsilon$$

Koło linowe o średnicy 6 m ma $G_k = 3600$ kG; do tego ciężaru zredukowanego dodaje się jeszcze średni ciężar odcinka liny między nadszybiem i bębniami długości około 90 m, o ciężarze 960 kG i otrzymuje się $P'_k = 4560$ kG.

Moment inercji bębna oblicza się w przybliżeniu dla bębna cylindrycznego o promieniu

$$r^2 = \frac{1}{2} (r_1^2 + r_2^2)$$

dodając w końcu 50% na mocniejszą budowę. W ten sposób obliczone $G_b = 25\,000$ kG, $J_b = 38\,000$ kG m², $GD^2 = 1\,500\,000$ kgm²

Moment inercji twornika zakłada się

$$J_m = J_k = \frac{1}{40} (G_k D_k^2) = 3250 \text{ kGm}^2$$

Ciężary nawiniętych części lin oblicza się jako różnicę ciężarów całkowitych i ciężarów zwisających części oraz odcinka 90 m między nadszybiem i bębniami.

Moment oporów szkodliwych przyjmuje się jako stały

$$M_{op} = \left(\frac{Q}{0,85} - Q \right) r_{sr} = 880 \cdot 3,75 = 3300 \text{ kGm}$$

Wynik obliczeń podaje tablica 32.

	$t_1 = 0$	$0,5 t_1$	t_1	$t_2 = 0$	$0,5 t_2$	t_2	$t_3 = 0$	$0,5 t_3$	t_3
$e, \text{ sek}^2$	0,213	0,213	0,213						
$N, .$	0	2,65	10,6	0	0	0	0,213	—	0,213
$r', \text{ m.}$	2,65	2,79	3,19	10,6	21,3	32	32	39,95	2,6
$r'', \text{ m.}$	4,85	4,71	4,31	3,19	3,75	4,31	4,31	4,71	4,85
$l', \text{ m.}$	1 000	955	806	4,31	3,75	3,19	3,19	2,79	2,65
$l'', \text{ m.}$	0	79	304	806	575	308	308	86	0
$L', \text{ kG}$	10 450	9 870	7 950	304	575	812	812	962	1 000
$L'', \text{ kG}$	0	660	2 630	7 950	5 310	2 670	2 670	700	0
$F', \text{ kG}$	15 000	24 870	22 950	2 630	5 310	8 000	8 000	9 830	10 450
$F'', \text{ kG}$	10 000	10 660	12 630	22 950	20 310	17 670	17 670	15 700	15 000
$M', \text{ kGm}$	67 500	69 500	73 200	12 630	15 310	18 000	18 000	19 830	20 450
$M'', \text{ kGm}$	48 500	50 200	54 500	73 200	76 000	76 400	76 400	74 000	73 000
$M_{st}, \text{ kGm}$	19 000	19 300	18 700	54 500	57 300	57 500	57 500	55 500	54 000
$M_1, \text{ kGm}$	4 550	5 400	8 000	18 700	18 700	18 900	18 900	18 500	19 000
$M_2, \text{ kGm}$	7 400	6 900	5 300	2 100	2 300	2 300	8 800	6 300	5 400
$M_3, \text{ kGm}$	16 900	16 900	16 900	—	1 800	1 800	—	—	3 800
$M_4, \text{ kGm}$	3 800	3 600	3 100	0	0	0	16 900	16 900	6 900
$M_d, \text{ kGm}$	32 650	32 800	33 300	0	0	0	—	—	3 800
$M_{op}, \text{ kGm}$	3 300	3 300	3 300	300	500	500	—	—	29 900
$M, \text{ kGm}$	54 950	55 400	55 300	3 300	3 300	3 300	35 400	31 300	3 300
$P, \text{ KM}$	0	1 960	3 900	22 300	22 500	22 700	13 200	9 500	7 600
				1 580	1 600	1 620	—	—	0

Sprawdzenie pola wykresu mocy

$$\begin{aligned} 0,5 \cdot 25 \cdot 3900 &= 48\,800 \\ 25,1 \cdot 1600 &= 40\,200 \\ - 0,5 \cdot 25 \cdot 800 &= -10\,000 \\ \text{pole KMsek} &= 79\,000 \end{aligned}$$

Praca wykonana

$$\frac{5880 \cdot 1000}{75} = 79\,000 \text{ KMsek}$$

Moment przy przeciąganiu

$$15\,000 \cdot 4,85 - 10\,450 \cdot 2,65 \approx 45\,000 \text{ kGm}$$

Moment przy przestawianiu bębna

$$(7000 + 8000) \cdot 3,19 \approx 48\,000 \text{ kGm}$$

Przykład 6. Bębny cylindryczno-stożkowe (metoda I, rys. 47)

Zadania

Głębokość szybu	600 m
Wysokość pomostu	8 m
Liczba pomostów	2
Pięter w klatce	2
Wozów w klatce	8
Długość paazy	60 mm
Ciężar wozu	15 sek
Ciężar węgla w wozie	450 kG
Ciężar klatki	650 kG
Prędkość maksymalna	7500 kG
Ciężar 1 m liny	15 m/sek
Średnica liny	14,7 kG



Rys. 47. Bęben cylindryczno-stożkowy

Bęben

W celu zrównoważenia liny stosunek promieni skrajnych bębna

$$m_1 = 1 + \frac{2L}{2(W + K) + Q} = 1 + \frac{2 \cdot 9000}{22\,200 + 5200} = 1,66$$

$r = 40 \text{ d}$, wzięto 2,24 m,

$R = 2,24 \cdot 1,66$, wzięto 3,75 m.

Na małym cylindrze leży zwojów 4,8, czyli długości 67 m

Na dużym cylindrze leży zwojów 15,4, czyli długości 361 m

Na stożku leży zwojów 9,6, czyli długości 180 m

Zapasowych zwojów na małym cylindrze 3.

Zapasowych rowków na dużym cylindrze 2.

Ogółem rowków na bębnie $2(3 + 4,8) + 2 \cdot 9,6 + (2 + 15,4) = 52,2$.

Szerokość bębna $52,2(6 + 0,3) = 330 \text{ cm}$.

Skok zwoju na stożku $\Delta r = \frac{375 - 224}{9,6} = 15,7 \text{ cm}$.

GD^2 bębna, przekładni zębatej i twornika $= 1\,800\,000 \text{ kgm}^2$.

Koła linowe 6 m

$G_k = 3600 \text{ kG}$

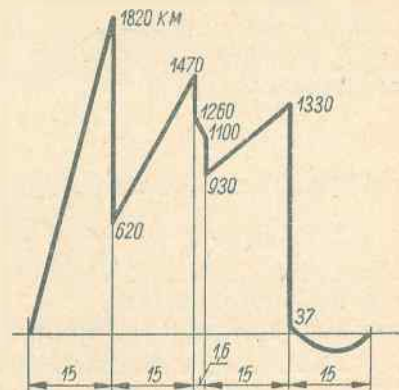
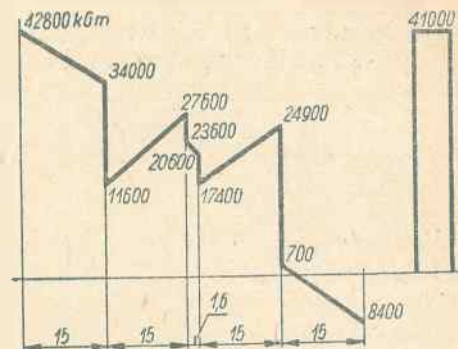
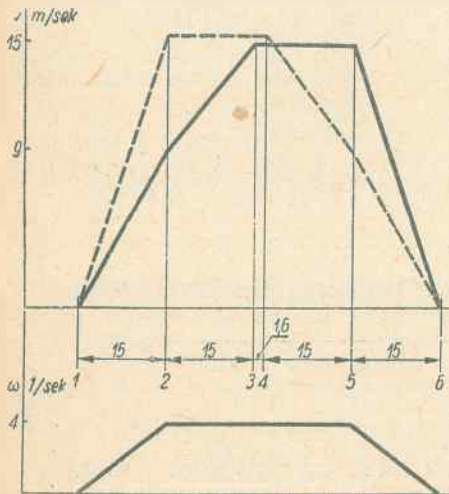
Wykres prędkości (rys. 48)

Klatka podnoszona

Maksymalna prędkość kątowna ω	$15 : 3,75 = 4/\text{sek}$
Czas rozruchu i hamowania $t_1 = t_3$	15 sek
Przyspieszenie kątowne	$4 : 15 = 0,266/\text{sek}^2$
Prędkość w końcu rozruchu	$4 \cdot 2,24 = 9 \text{ m/sek}$
Przyspieszenie rozruchu	$9 : 15 = 0,6 \text{ m/sek}^2$
Czas przebycia stożka	15 sek
Prędkość w końcu stożka	$4 \cdot 3,75 = 15 \text{ m/sek}$
Przyspieszenie na stożku	$(15 - 9) : 15 = 0,4 \text{ m/sek}^2$
Maksymalna prędkość bębna	$4,60 : 2 \pi = 38,5 \text{ obr/min}$

Rys. 48 (z lewej). Wykres prędkości liniowych i kątowych bębnow cylindryczno-stożkowych

Rys. 49 (z prawej). Wykres momentów i mocy bębnow cylindryczno-stożkowych



Siły i moce (rys. 49)

Droga przebyta na małym cylindrze

$$h_1 = 0,5 \cdot 15 \cdot 9 = 67 \text{ m};$$

$$2 \pi r_0 = 14 \text{ m};$$

$$n_1 = 4,8$$

Droga przebyta na stożku

$$h_2 = 15 \cdot 12 = 180 \text{ m}; \quad 2 \pi \frac{r_0 - R_0}{2} = 18,75 \text{ m};$$

$$n_2 = 9,6$$

Droga przebyta na dużym cylindrze ruchem ustalonym

$$h_3 = 16,6 \cdot 15 = 248 \text{ m}; \quad 2 \pi R_0 = 23,5 \text{ m}; \quad n_3 = 10,6$$

Droga przebyta na dużym cylindrze przy hamowaniu

$$h_4 = 0,5 \cdot 15 \cdot 15 = 112,5 \text{ m}; \quad 2 \pi = 23,5 \text{ m}; \quad n_4 = 4,8$$

$$\text{Razem } H = 607,5 \text{ m} \quad N = 29,8$$

Dla chwil 1, 2, 3, 4, 5 i 6 określa się kolejno i układa we wspólną tablicę 33 (dla liny podnoszonej ze znakiem „prim” i dla opuszczonej — ze znakiem „bis”) wartości ciężaru zwisających części lin L , momentu obciążenia statycznego M , momentu wypadkowego statycznego M_{st} , iloczynu ciężaru zredukowanego koła linowego z odcinkiem liny od pomostu do bębna (100 m) na promień nawijania $G'_k \cdot r$, dynamicznych momentów obciążeń lin M_1 i $M_2 \dots M_1 = \frac{1}{g} (M' + G'_k r) a'$, momentu dynamicznego bębna z przekładnią i twornikiem M_3 , momentu dynamicznego nawiniętych części liny M_4 , momentu dynamicznego wypadkowego M_d , momentu oporów szkodliwych M_{op} (jak w poprzednim przykładzie), całkowitego momentu na osi bębna M oraz mocy potrzebnej P .

Sprawdzenie pola wykresu mocy

$$\begin{array}{rcl} 0,5 \cdot 15 \cdot 1820 & = & 13\,600 \\ 15 \cdot 1045 & = & 15\,700 \\ 1,6 \cdot 1180 & = & 1\,890 \\ 15 \cdot 1130 & = & 17\,000 \\ -10 \cdot 50 & = & -500 \\ \hline \text{pole KMsek} & & 47\,690 \end{array}$$

Praca wykonana

$$\frac{6070 \cdot 608}{75} = 49\,200 \text{ KMsek}$$

Moment przy przeciąganiu

$$61\,000 - 8940 \cdot 2,24 = 41\,000 \text{ kGm}$$

Małe różnice w wynikach obliczeń pól wykresów pochodzą stąd, że w okresach rozruchu i hamowania linie mocy przyjęte są jako proste, gdy w rzeczywistości są one krzywymi (parabolami).

Obliczenie oryginalne wielkiej fabryki dla bębnow cylindryczno-stożkowych i dla cew podają przykłady 7 i 8.

Przykład 7. Bębny cylindryczno-stożkowe (metoda II)

Zadania

Głębokość szybu	508 m
Wysokość kół linowych	29 m
Klatka:	
pięter	3
wozów	9
ciężar	4500 kG
Wóz:	
tara	300 kG

	1	2—	2+	3—	3+	4—	4+	5—	5+	6
z , sek	0,266	0,266	0	0	0	0	0	0	-0,266	0,266
ω , sek	0	4	4	4	4	4	4	4	4	0
N , .	0	4,8	0	9,6	3,75	0	0	9,58	0	4,8
h , m	2,24	2,24	2,24	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75
h' , m	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	3,75	2,24	2,24	2,24
h'' , m	0	67	67	447	447	447	447	495	495	608
Q , m	0	112,5	112,5	337	337	337	361	541	541	608
$Q + W + K$, kG	16300	16300	16300	16300	16300	16300	16300	16300	16300	16300
$W + K$, kG	11100	11100	11100	11100	11100	11100	11100	11100	11100	11100
L' , kG	8940	7960	7960	5300	5300	4940	4940	1650	1650	0
L'' , kG	0	1650	1650	4940	4940	5300	5300	7960	7960	8940
M' , kGm	56600	54200	54200	81000	81000	79500	79500	67200	67200	61000
M'' , kGm	41600	47800	47800	60000	60000	61500	61500	42700	42700	45600
M_{10} , kGm	15000	6400	6400	21000	21000	18000	18000	24500	24500	15400
α' , m/sek ²	0,6	0,6	0,4	0,4	0	0	0	0	-1	-1
v , m/sek	0	9	9	15	15	15	15	15	15	0
α'' , m/sek ³	1	1	0	0	0	0	-0,4	-0,4	-0,6	-0,6
v'' , m/sek ²	0	15	15	15	15	15	15	9	9	0
G' , kGm	11200	11200	11200	18750	18750	18750	18750	18750	18750	18750
G'' , kGm	18750	18750	18750	18750	18750	18750	18750	11200	11200	11200
M_1 , kGm	4100	3900	2600	4000	0	0	0	0	-8600	8000
M_2 , kGm	6100	6600	0	0	0	0	-3200	-2200	-3300	-3400
M_3 , kGm	12000	12000	0	0	0	0	0	0	-12000	-12000
M_4 , kGm	3000	2500	0	0	0	0	0	0	-2500	-3000
M_5 , kGm	25200	25000	2600	4000	0	0	-3200	-2200	-26400	-26400
M_6 , kGm	2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600	2600
M_7 , kGm	4200	3400	11600	27600	23600	20600	17400	21900	700	-8400
P , kM	0	1820	620	1470	1260	1100	930	1330	37	0

ładunek normalny	500 kG
ładunek maksymalny	610 kG
Lina:	
średnica	51 mm
ciężar	10 kG/m
siła zrywająca	175 T
rezerwa na bębnie	85 m
Klatek na godzinę	40
Pauza	15 sek
Czas jazdy	75 sek
Nawinięcie liny:	

	D_m	Zwoje	Długość, m
mały cylinder	5	4	63
stożek	5/7,6	7	138
duży cylinder	7,6	12,8	307
Razem		23,8	508

Czasy:

rozruch	19 sek
hamowanie	19 sek
ruch ustalony	37 sek

Maksymalna prędkość bębnow 25,7 obr/min

Przebieg obliczenia momentów statycznych podano w tablicy 34.

Momenty statyczne

Tablica 34

Obroty	Klatka podnoszona				Klatka opuszczona				Moment wypadkowy
	pro- mień	ciężar liny	obciążenie liny $Q+W+K+L$	mo- ment	pro- mień	ciężar liny	obciążenie liny $(W+K+L)\eta$	mo- ment	
	m	kG	η kG	kGm	m	kG	kG	kGm	kGm
0	2,5	5080	18 330	45 800	3,8	0	6 980	26 540	19 260
4,06	2,5	4440	17 680	44 200	3,8	980	7 940	30 200	14 000
11	3,8	3070	16 240	61 700	3,8	2580	9 490	36 080	28 620
12,8	3,8	2580	15 740	59 800	3,8	3070	9 950	37 820	21 980
19,74	3,8	980	14 100	52 600	2,5	4440	11 290	28 260	25 340
13,8	3,8	0	13 100	49 800	2,5	5080	11 910	29 800	20 000

Momenty dynamiczne

Bębny, wieńce hamulcze, wirnik silnika	354 000 kgm ²
Rezerwa liny na bębnach $1700 \cdot 2,5^2$	10 600 kgm ²
(ΣGR^2) moment bezwładności ¹⁾	364 600 kgm ²

Na 4,06 obrocie:

Klatka podnoszona i jej lina na małym promieniu bębna $r = 2,5$ m	$17\,140 \cdot 2,5^2 \approx$	101 700 kgm ²
Koło linowe	$3\,000 \cdot 2,5^2 \approx$	18 750 kgm ²
Lina nawinięta	$640 \cdot 2,5^2 \approx$	4 000 kgm ²
Klatka opuszczana, jej lina zwisająca i nawinięta na dużym promieniu bębna	$10\,270 \cdot 3,8^2 \approx$	14 820 kgm ²

¹⁾ Przemysł francuski dla bezwładności stosuje tu GR^2 zamiast GD^2 lub mR^2 .

Koło linowe	$3\,000 \cdot 3,8^2 \cong$	43 300 kgm ²
Lina nawinięta na stożku	$10 \frac{\pi}{2 \cdot 0,196} (3,8^4 - 2,5^4) \cong$	13 630 kgm ²
Lina nawinięta na małym cy- lindrze	$640 \cdot 2,5^2 \cong$	4 000 kgm ²
Bezwładność ogółem		333 580 kgm ²

Na 19,74 obrocie:

Klatka podnoszona, jej lina zwisająca i na- winięta na dużym promieniu bębna $r = 3,8$ m	$15\,770 \cdot 3,8^2 =$	227 500 kgm ²
Koło linowe	$3\,000 \cdot 3,8^2 =$	43 300 kgm ²
Lina nawinięta na stożku jak wyżej		13 630 kgm ²
Lina nawinięta na małym cylindrze jak wyżej		4 000 kgm ²
Klatka opuszczana i jej lina	$11\,640 \cdot 2,5^2 =$	72 700 kgm ²
Koło linowe	$3\,000 \cdot 2,5^2 =$	18 750 kgm ²
Lina nawinięta na małym cylindrze jak wyżej		4 000 kgm ²
Bezwładność		383 880 kgm ²

Przeliczenia pomocnicze do obliczenia momentów dynamicznych i mocy zawiera tablica 35.

Tablica 35

ΣGR, obroty	4,06	11	12,8	19,74
Lina zwisająca i koło linowe, kG	7840	6070	6070	7440
Ciężar podnoszony ogółem, kG	20 140	18 770		
Ciężar opuszczany ogółem, kG			13 270	14 640
Promień nawijania, m	2,5	3,8	3,8	2,5
ΣGR, kGm	50 350	71 330	50 430	36 600

Prędkość i przyspieszenie kątowe bębnow

$$\omega = \frac{25,7}{60} \cdot 2\pi = 2,7/\text{sek}$$

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{2,7}{19} = 0,142/\text{sek}^2$$

Przyspieszenie liniowe α na stożku (ω stałe)

$$\frac{\Delta r}{2\pi} \omega^2 = \frac{0,146}{6,28} \left(\frac{25,7}{60} 2\pi \right)^2 = 0,23 \text{ m/sek}^2$$

Moment przyspieszający dla 0/4,06 obrotów

$$\frac{364\,600 + 333\,580}{9,81} \cdot \frac{25,7\pi}{30,19} = 10\,100 \text{ kGm}$$

Moment przyspieszający dla 4,06 obrotów

$$\frac{50\,350}{9,81} \cdot 0,23 = 1180 \text{ kGm}$$

-Moment przyspieszający dla 11 obrotów

$$\frac{71\ 330}{9,81} \cdot 0,23 = 1670 \text{ kGm}$$

Moment zwalniający dla 12,8 obrotów

$$\frac{50\ 430}{9,81} \cdot 0,23 = 1185 \text{ kGm}$$

Moment zwalniający dla 19,74 obrotów

$$\frac{36\ 600}{9,81} \cdot 0,23 = 860 \text{ kGm}$$

Moment zwalniający dla 19,74/23,8 obrotów

$$\frac{364\ 600 + 383\ 880}{9,81} \cdot \frac{25,7}{30,19} = 10\ 800 \text{ kGm}$$

Momenty wypadkowe i moce na wale silnika (rys. 50)

Obroty	Momenty wypadkowe	Moce
0	(19 260 + 10 100) : 0,97 = 31 350 kGm	0 KM
4,06	(14 000 + 10 100) : 0,97 = 24 850 kGm	892 KM
4,06	(14 000 + 1 180) : 0,97 = 15 600 kGm	560 KM
11	(25 620 + 1 670) : 0,97 = 28 200 kGm	1010 KM
11	25 620 : 0,97 = 26 400 kGm	947 KM
12,8	21 980 : 0,97 = 22 680 kGm	814 KM
12,8	(21 980 — 1 185) : 0,97 = 21 500 kGm	775 KM
19,74	(25 340 — 860) : 0,97 = 25 300 kGm	910 KM
19,74	(25 340 — 10 800) : 0,97 = 15 000 kGm	538 KM
23,8	(20 000 — 10 800) : 0,97 = 9 480 kGm	0 KM

Moment przy przeciąganiu

$$(13\ 100 \cdot 3,8 - 4930 \cdot 2,5) : 0,97 \cdot 1,15 = 44\ 500 \text{ kGm}$$

Przykład 8. Cewy (bobiny)

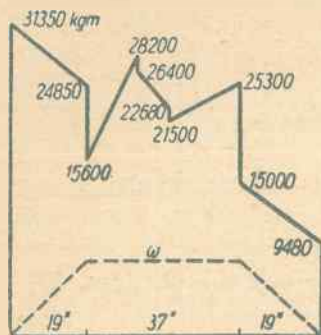
Zadania

Głębokość szybu	805 m
Wysokość kół linowych	21 m
Klatka:	
wozów	8
ciężar	4000 kG
Wóz:	
tara	300 kG
ładunek normalny	600 kG
ładunek maksymalny	950 kG
Lina płaska:	
nowa	200 × 25 mm
w pracy ¹⁾	200 × 21 mm

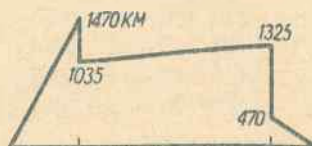
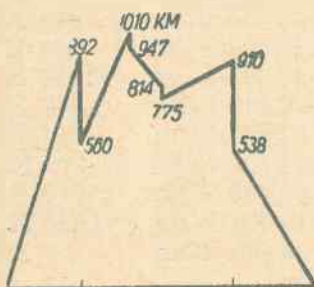
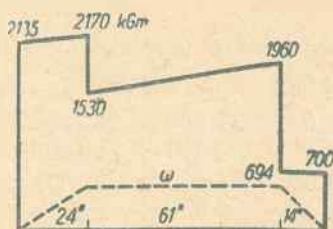
¹⁾ 10 linek po 4 sploty po 11 drutów grubości 1,8 mm.

Lina:

ciężar	11,9 kg/m
siła zrywająca	188 T
stopień pewności minimalny	8
rezerwa na cewce	100 m
Klatek na godzinę	25
Pauza	45 sek
Czas jazdy	99 sek



Rys. 50 (z lewej). Wykres momentów i mocy bębnow cylindryczno-stożkowych
Rys. 51 (z prawej). Wykres momentów i mocy cew



Promienie nawijania liny na cewce

$$r_0 = 1,25 \text{ m}$$

$$R_0 = 2,636 \text{ m}$$

Zwojów na cewce

$$\frac{2,636 - 1,25}{0,021} = 66$$

Czasy

rozruch 24 sek

hamowanie 14 sek

ruch ustalony 61 sek

Prędkość bębnow maksymalna 49,5 obr/min

Przekładnia zębata 1 : 9,85

Obroty silnika 485/min

Stosunek promieni cewy

$$\frac{7600 + 4000 + 2400 + 9660}{0,98} r_0 - 6400 \cdot 0,98 \cdot R_0 =$$

$$\frac{7600 + 6400}{0,98} \cdot R - (6400 + 9660) \cdot 0,98 r_0$$

stąd

$$R_0 = 1,94 r_0$$

Dla tego stosunku promień mały wyniesie

$$r = \sqrt{\frac{0,021 \cdot 805}{\pi(1,94^2 - 1)}} = 1,4 \text{ m}; \quad R = 2,72 \text{ m}$$

Przyjęto: $r_0 = 1,25 \text{ m}$; $R_0 = 2,636 \text{ m}$.

Prędkość i przyspieszenie kątowe

$$\omega = \frac{49,5}{60} 2\pi = 5,18/\text{sek}$$

$$\epsilon = \frac{\omega}{t} = \frac{5,18}{24} = 0,216/\text{sek}^2 \text{ dla rozruchu}$$

$$\epsilon = \frac{5,8}{4} = 0,37/\text{sek}^2 \text{ dla hamowania}$$

Przyspieszenie liniowe przy stałym ω

$$\frac{\Delta r}{2\pi} \omega^2 = \frac{0,021}{6,28} \cdot 5,18^2 = 0,09 \text{ m/sek}^2$$

Siły z nim związane mogą być pominięte.

Momenty statyczne

Przebieg obliczenia momentów statycznych podano w tablicy 36.

Tablica 36

Obroty	Klatka podnoszona				Klatka opuszczana				Moment wypadkowy
	pro- mien	ciężar liny	obciążenie	mo- ment	pro- mien	ciężar liny	obciążenie	mo- ment	
			liny				liny		
			$\frac{Q+W+K+L}{\eta}$				$(W+K+L)\eta$		
	m	kG	kG	kGm	m	kG	kG	kGm	kGm
0	1,25	9660	24 200	30 200	2,636	0	6 270	16 500	13 700
9,85	1,457	8650	23 100	33 700	2,429	1885	8 100	19 700	14 000
60,25	2,515	1115	15 400	38 800	1,371	9100	15 200	20 850	17 950
66	2,636	0	14 300	37 700	1,25	9660	15 700	19 700	18 000

Momenty dynamiczne

$$\text{Rezerwa liny na cewach} \quad \frac{11,9 \cdot 3,14}{2 \cdot 0,021} (1,25^4 - 0,8^4) \cdot 2 = 3 620 \text{ kg m}^2$$

$$\text{Cewy i wieńce hamulcze} \quad = 54 823 \text{ kg m}^2$$

$$\text{Duże koło zębate} \quad = 5 700 \text{ kg m}^2$$

$$\text{Małe koło zębate, sprzęgło, koło hamulcze, wirnik silnika} \quad 558 \cdot 9,85^2 = 54 100 \text{ kg m}^2$$

$$(\Sigma GR^2) \text{ bezwładność} \quad 118 243 \text{ kg m}^2$$

$$\text{Lina nawinięta na cewie} \quad \frac{11,9 \cdot 3,14}{3 \cdot 0,021} (2,636^4 - 1,25^4) = 41 100 \text{ kg m}^2$$

Koła linowe:

$$\text{liny podnoszonej} \quad 2700 \cdot 1,25^2 = 4 220 \text{ kg m}^2$$

$$\text{liny opuszczanej} \quad 2700 \cdot 2,636^2 = 18 850 \text{ kg m}^2$$

$$(\Sigma GR^2) \text{ bezwładność} \quad 64 170 \text{ kg m}^2$$

Na początku jazdy:

Klatka z ładunkiem, lina w szybie i do cewy $24\,200 \cdot 1,25^2 = 37\,800 \text{ kg m}^2$

Klatka bez ładunku, lina do cewy . . . $6940 \cdot 2,636^2 = 48\,200 \text{ kg m}^2$

Bezwładność 86 000 kg m²

Na końcu jazdy:

Klatka z ładunkiem, lina do cewy . . . $14\,540 \cdot 2,636^2 = 101\,000 \text{ kg m}^2$

Klatka bez ładunku, lina w szybie

i do cewy $16\,600 \cdot 1,25^2 = 25\,950 \text{ kg m}^2$

Bezwładność 126 950 kg m²

ΣGR^2 na początku jazdy $118\,243 + 64\,170 + 86\,000 = 268\,413 \text{ kg m}^2$

ΣGR^2 na końcu jazdy $118\,243 + 64\,170 + 126\,950 = 309\,363 \text{ kg m}^2$

Moment przyspieszający $M_a = \frac{\Sigma GR^2}{g} \cdot \varepsilon = \frac{268\,413}{9,81} \cdot 0,216 = 5\,870 \text{ kg m}^2$

Moment zwalniający $M_z = \frac{309\,363}{9,81} \cdot 0,37 = 11\,600 \text{ kg m}^2$

Momenty wypadkowe i moce na wale silnika (rys. 51)

Początek rozruchu

$$(13\,700 + 5870) \frac{1}{9,85 \cdot 0,93} = 2135 \text{ kGm}; P = 0 \text{ KM}$$

Koniec rozruchu

$$(14\,000 + 5870) \frac{1}{9,85 \cdot 0,93} = 2170 \text{ kGm}; P = 1470 \text{ KM}$$

Początek ruchu ustalonego

$$14\,000 \frac{1}{9,85 \cdot 0,93} = 1530 \text{ kGm}; P = 1035 \text{ KM}$$

Koniec ruchu ustalonego

$$17\,950 \frac{1}{9,85 \cdot 0,93} = 1960 \text{ kGm}; P = 1325 \text{ KM}$$

Początek hamowania

$$(17\,950 - 11\,600) \frac{1}{9,85 \cdot 0,93} = 694 \text{ kGm}; P = 470 \text{ KM}$$

Koniec hamowania

$$(18\,000 - 11\,600) \frac{1}{9,85 \cdot 0,93} = 700 \text{ kGm}; P = 0 \text{ KM}$$

Moment przy przeciąganiu

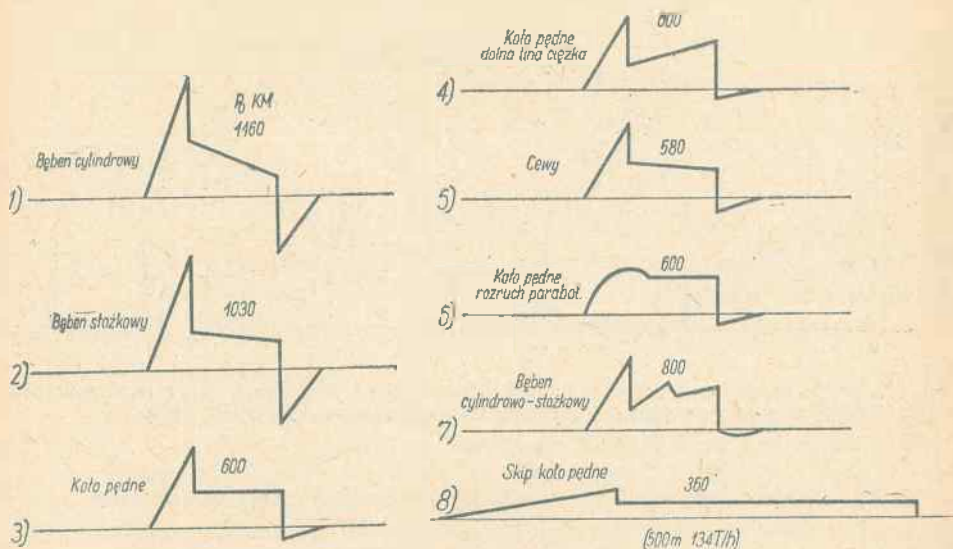
$$(14\,300 \cdot 2,636 - 9450 \cdot 1,25) \frac{1}{9,85 \cdot 0,93} = 3250 \text{ kGm}$$

9. Porównanie wykresów mocy

Na rys. 52 podane są wykresy mocy wyciągów klatkowych różnych systemów przy głębokości 500 m, przy czterech wozach w klatce dla przyspieszenia stałego i wydajności około 140 T/h oraz dla wyciągu skipowego.

Ostateczne wyniki — moce szczytowe i zastępcze są następujące:

	P_{max} , KM	P_0 , KM	v , m/sek
Bębny cylindryczne	2080	1160	15
Bębny stożkowe	1930	1030	15
Koło pędne	1300	600	15
Cewy	1250	580	15
Skipy	400	360	5

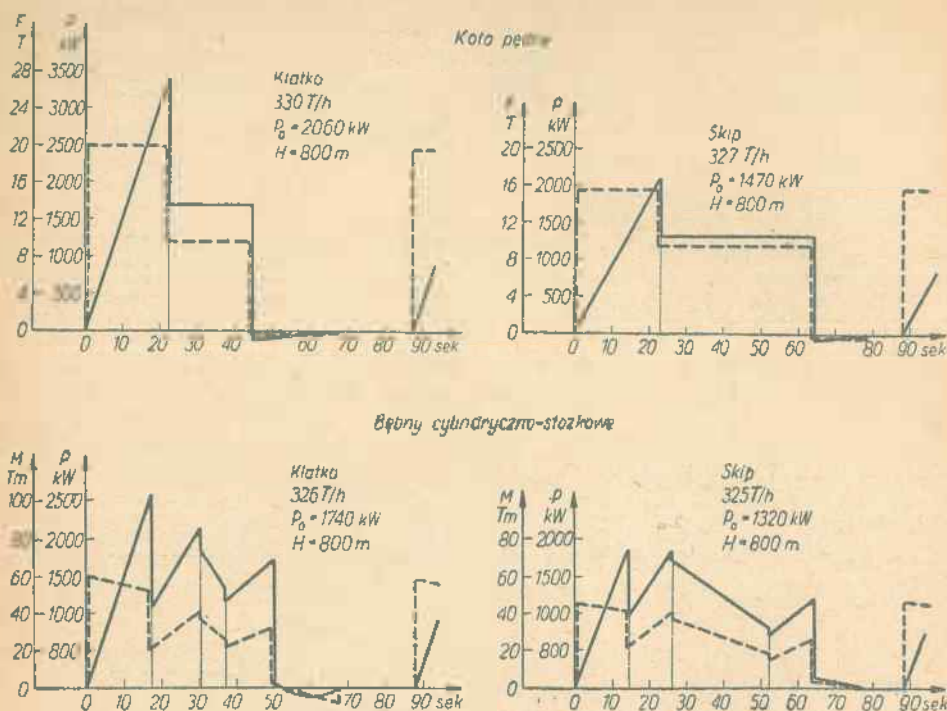


Rys. 52. Porównanie wykresów mocy różnych systemów wyciągów dla $H = 500$ m i wydajności 140 T

Z porównania powyższego widać jak wielką skalą obciążeń szczytowych P_{max} i wielkością silników P_0 rozporządza konstruktor.

Porównanie wykresów mocy koła pędnego i bębnow cylindryczno-stożkowych potrzebnych dla klatki i skipu przy głębokościach 800 m podaje rys. 53. Porównanie wypadło dla bębnow może cokolwiek zbyt korzystnie, w każdym jednak razie oba systemy pod względem spożycia mocy są na ogół równorzędne. Do tego dochodzi ważna przewaga bębnow nad kołem pędnym polegająca na możliwości wydobywania z kilku poziomów w ciągu tej samej zmiany. Koło pędne z liną dla poziomu II o wydajności godzinowej programowej W_2 dawać będzie z płytszego poziomu I zaledwie 50% wydajności W_1 , jaka byłaby możliwa przy właściwej długości liny, gdyż wydobywanie z poziomu I odbywać się będzie praktycznie jedną klatką. Przystawienie bębnow zwykłych lub cylindryczno-stożkowych na inny poziom trwa zaledwie kilka minut, podczas gdy wymiana

obu lin koła pędnego około doby. Poza tym przy bębnach nie ma niebezpieczeństwa poślizgu liny.



Rys. 53. Porównanie wykresów wyciągu klatkowego i skipowego przy zastosowaniu koła pędnego (góra) i bębnow cylindryczno-stożkowych (dół)

10. Porównanie systemów wyciągów i zakres ich stosowania

Każdy z powyższych systemów ma swoje zalety i wady, które czynią go najbardziej odpowiednim dla pewnych określonych warunków.

Wyciągi klatkowe:

Zalety: możliwość przewożenia różnych materiałów i ludzi, oszczędzanie przewożonego materiału.

Wady: duże masy martwe, drogi wyciąg, droga obsługa podszybia i nadszybia.

Wyciągi skipowe (kubły, skrzynie)

Zalety: małe masy martwe, tani wyciąg, tania obsługa podszybia i nadszybia, dobre wyzyskanie tarczy szybu.

Wady: trudności przewożenia ludzi i materiałów, kruszenie się transportowanego materiału przy dodatkowym przeładunku.

Bębny cylindryczne bez liny wyrównawczej:

Zalety: najprostszy sposób nawinięcia liny, łatwa zmiana poziomów wydobywania, dogodne manewry.

Wady: duża masa bębnow, nadwaga lin nieskompensowana, duży silnik, znaczna odległość maszyny od kół linowych.

Bębny cylindryczne z liną wyrównawczą:

- Zalety: prosty sposób nawinięcia liny, zmiana poziomów możliwa tylko przy prowadnikach czołowych w szybie, dogodne manewry, nadwaga liny skompensowana, mniejszy silnik.
- Wady: duża masa bębnow i lin, niedogodności liny wyrównawczej, znaczna odległość maszyny od kół linowych.

Bębny stożkowe:

- Zalety: nawijanie liny na stożek (nachylenie $< 32^\circ$) lub spiralę ($> 32^\circ$) dosyć proste; nadwaga lin skompensowana całkowicie dla jednego poziomu, a częściowo i dla innych; łatwa zmiana poziomów wydobywania; możliwość stosowania lin ścienionych; mniejszy silnik.
- Wady: duża masa bębnow, niedogodne manewry, znaczna odległość maszyny od kół linowych.

Bębny dwucylindryczno-stożkowe:

- Własności: jak własności bębnow stożkowych, jednak masa mniejsza i odległość od kół mniejsza.

Cewy (bobiny):

- Zalety: nadwaga lin skompensowana całkowicie dla jednego poziomu, a częściowo i dla innych; łatwa zmiana poziomów wydobywania; małe masy, mały silnik, mała odległość maszyny od kół linowych, możliwość stosowania lin ścienionych.
- Wady: niedogodności lin płaskich, niedogodne manewry.

Koło pędne (Koepe):

- Zalety: nadwaga liny skompensowana; małe masy, mały silnik, tani wyciąg, mała odległość maszyny od kół linowych.
- Wady: niedogodności liny wyrównawczej; niebezpieczeństwo poślizgu liny; wymiana liny wymaga specjalnej windy pomocniczej lub co najmniej rozszerzonego wieńca koła pędnego; niemożność łatwej zmiany poziomów wydobywania; liną dolnego poziomu wydobywa się z pośredniego wyższego poziomu na powierzchnię zwykle tylko jedną klatką, toteż wydajność prowadzenia tego wyciągu spada nawet do połowy; zerwanie liny nośnej powoduje na ogół spadek obu klatek; niemożność ucinania liny do prób.

Przy zastosowaniu układu: klatka z przeciwwagą lub skip z przeciwwagą można stosować koło pędne nawet przy kilku poziomach wydobywczych.

Niedogodności liny wyrównawczej: obciąża dodatkowo klatki i zwiększa masy; utrudnia działanie łapadeł; utrudnia zmianę poziomów wydobywania; podlega silnym drganiom działającym szkodliwie na linę nośną, klatki i belkowanie szybu.

Niedogodności płaskiej liny nośnej: szybkie zużycie wskutek nadmiernych naprężeń lokalnych i deformacji, spowodowanych niejednakowym rozdziałem obciążeń pomiędzy zeszyte równoległe sploty, i pociągających za sobą przedwczesne pękanie drutów roboczych, i spinających. Jako liny wyrównawcze mało obciążone przy niewielkich odległościach osi obu klatek liny płaskie są prawie nieodzowne i zachowują się dobrze.

Niedogodność manewrów przy przestawianiu pięter klatek pochodzi stąd, że przy zmiennym promieniu nawijania liny dolna i górna klatka przebywają różne drogi w jednostce czasu; osiągnąć zharmonizowany ruch góry i dołu (bez dodatkowych manewrów) można tylko przy pomocy pomostów wjazdowych wahadłowych o dużym skoku.

Duża odległość maszyny od kół linowych konieczna jest do utrzymania bocznych odchyłń nawijanej liny od płaszczyzny koła linowego w granicach poniżej $1,5^\circ$, w celu osiągnięcia prawidłowego nawijania na bębny lub uniknięcia zdzierania liny o boczne powierzchnie wieńca kół linowych.

Zakres stosowania

(Skipy: rudy, sole, węgiel kamienny)

Bębny cylindryczne bez liny wyrównawczej: głębokości do 500 m przy częstych zmianach poziomów wydobycia.

Bębny cylindryczne z liną wyrównawczą: głębokości do 500 m przy wydobyciu z jednego poziomu.

Koło pędne: głębokości 300 ÷ 800 m przy wydobyciu z jednego poziomu lub z kilku poziomów przy przeciwwadze.

Bębny dwucylindryczno-spiralne: głębokości 200 ÷ 800 m i więcej.

Bębny stożkowe i cewy: głębokości powyżej 800 m z zastosowaniem lin ścienionych.

11. Wartości graniczne wydajności wyciągów

Ładunek użyteczny wyciągu o jednej linie nośnej ograniczony jest przede wszystkim nośnością liny. Dla liny najgrubszej w praktyce $p_1 = 15$ kG/m, wytrzymałości stali 180 kG/mm², stopnia pewności 7, stosunku ciężaru martwego na końcu liny do ciężaru ładunku 1,8 przy klatkach i 1,2 przy skipach, maksymalną wielkość ładunku dla różnych głębokości podaje tablica 37.

Tablica 37

	H, m					
	500	600	700	800	900	1000
Q klatki, T . . .	11,5	11	10,5	9,9	9,4	8,9
Q skipu, T . . .	14,6	14	13,3	12,6	12	11,3

Z wielkością ładunku węgla w klatce związana jest pośrednio średnica szybu i długość paazy, jak to wynika z tablicy 38.

Skipy dla węgla z dolnym upustem o wysokości równej klatce czteropiętrowej ilustruje tablica 39.

Paaza przy jednym pomoście odbiorczym składa się z elementów podanych w tablicy 40.

Przy dwóch pomostach odbiorczych dla klatek o parzystej liczbie pięter paaza skraca się prawie do połowy. Paaza dla skipów wynosi w przybliżeniu (1 ÷ 1,5) sek na każdą tonę ładunku.

Tablica 38

Średnica szybu m	Piętra klatki	Układ wozów w klatce	Wozów w klatce	Węgiła		Pauza sek
				w wozie T	w klatce T	
5	4		8	1,0	8	36
6,2	3		12	0,75	9	27
6,2	4		12	0,75	9	48

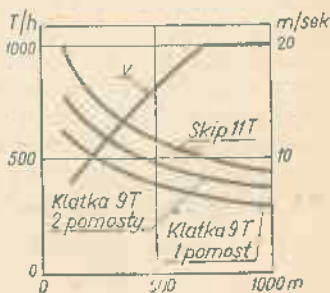
Tablica 39

Średnica szybu m	Objętość skipu m ³	Zawartość węgla T	Pauza sek
3,6	7,8	6,3	8
4,0	10	8	10
4,4	12,2	10	12

Tablica 40

Klatka pięter	Wozów wzdłuż	Zmiana wozów sek	Zmiana piętek sek	Sygnały sek	Pauza sek
3	2	3 × 7	2 × 3	2	29
4	2	4 × 7	3 × 3	2	39
4	3	4 × 10	3 × 3	2	51

W celu obliczenia wydajności wyciągów przy różnych głębokościach założono trapezowy wykres prędkości, w którym czas ruchu ustalonego wynosi $\frac{1}{6}$ całego czasu jazdy, przyspieszenie $0,6 \text{ m/sek}^2$, zwolnienie 1 m/sek^2 . W miarę wzrostu głębokości wzrasta prędkość aż do 20 m/sek , po czym wzrasta już tylko czas ruchu ustalonego; pauza wynosi 29 sekund. Przy skipach przebyta droga dłuższa jest od użytecznej głębokości o 20 m, skip z dolnym upustem przebywa drogę 4 m w krzywkach sterujących ładowanie z prędkością 1 m/sek ; pauza wynosi dziesięć sekund. Dla prędkości $(8 \div 20) \text{ m/sek}$, głębokości $(100 \div 1000) \text{ m}$, jednego pomostu odbiorczego oraz ładunku węgla dziewięć ton dla klatek i jedenaście ton dla skipów, prócz tego zaś dla tych samych klatek przy dwóch pomostach, obliczono wydajności w tonach na godzinę podane na rys. 54.



Rys. 54. Godzinowa wydajność graniczna wyciągów dla różnych głębokości

Powyższe wartości graniczne zostały znacznie przekroczone w niespotykanym do niedawna urządzeniu wyciągowym, przeznaczonym dla głą-

bokości 1050 m, (na razie dla 800 m). Są to dwa jednakowe wyciągi koła pędnego w jednym szybie; każdy z nich zbudowany według danych:

Głębokość	1050 (800) m
Klatka:	
pięter	4
wozów	4
Ciężar:	
klatki	13,3 T
wozów	6,4 T
ładunku	14 T
ogółem na końcu liny	33,7 T
Średnica liny d	80 (77) mm
Ciężar liny	24,3 (20,4) kG/m
Lina zwisająca	25,7 (16,3) T
Wytrzymałość liny R_r	200 kG/mm ²
Stopień pewności	8
Cały ciężar zwisający	58 (50) T
Prędkość	20 m/sek
Klatek na godz	39
Wydajność na godz	546 t
Średnica koła pędnego	7,5 m
Rozszerzony wieniec dla nawinięcia liny przy jej zakładaniu	1200 m

W przykładach powyższych wydajność wyciągu ograniczona jest grubością liny. Najgrubsze liny stosowane w niezliczonych przypadkach w praktyce mają $d = 70$ mm, czyli $p = 19,6$ kG/m, częściej zdarzają się $d = 65$ mm, $p = 17,2$ kG/m. W tak grubych linach rozkład łącznego obciążenia na poszczególne druty jest już dość daleki od idealnego, montaż i wymiana liny następczą duży trudności, skrętność („Drall”) liny wywołuje duże siły boczne, powodując znaczne zużycie przewodników, wreszcie duża grubość liny pociąga za sobą duże średnice kół linowych i bębnow. Można zmniejszyć grubość jednej liny wyciągowej dzieląc ją na kilka równoległych pracujących lin cieńszych. W nowoczesnych wieżowcach o wysokości do 300 m pracują już od dawna dźwigi osobowe z kabiną zawieszoną na kilku linach. W Niemczech od 1948 r. pracuje w kopalni węgla maszyna wyciągowa dla głębokości 750 m, ładunku 12 T, prędkości 18 m/sek przy węglu i 12 m/sek przy ludziach, z klatkami zawieszonymi na czterech linach nośnych o średnicy 37 mm przy dwóch linach wyrównawczych; średnica koła pędnego 5 m, koło to stanowi właściwie krótki bęben z umieszczonymi na nim w pewnych odstępach czterema rowkami dla lin wyłożonymi drewnem i skórą. Wyciąg ustawiony jest na wieży szybowej. Ciężary i siły są następujące:

Obciążenie liny:	
węgiel	$12 \cdot 1000 = 12\,000$ kG
wozy	$12 \cdot 565 = 6\,780$ kG
klatka	9 300 kG
Lina nośna	$4 \cdot 784 \cdot 5,5 = 17\,248$ kG
4 zaciski regulacyjne	7 864 kG
Lina wyrównawcza	$2 \cdot 17 \cdot 11 = 374$ kG
2 jej zaciski	405 kG
Razem	53 971 kG

Siła zrywająca lin 399 700 kG

Stopień pewności liny 7,4

Liny nośne mają na przemian skręt prawy i lewy, tak iż ich skrętność wypadkowa jest usunięta. Łapadeł nie zastosowano, gdyż w razie zerwania jednej liny trzy pozostałe mają dostateczną wytrzymałość. Wyciąg kilkulinowy z kołem pędnym ma szersze zastosowanie przy głębokościach około 1000 m i więcej. Zaciski regulacyjne na jednym końcu lin nośnych umożliwiają wstępną regulację ręczną długości liny oraz dokładniejszą kompensację automatyczną różnicy ich naciągów. (Szczegóły patrz „Glückauf” 1948 r., nr 7 — 8).

Stosując klatkę lub skip zawieszony na czterech linach można by zwiększyć wydajność wyliczoną na początku tego rozdziału prawie czterokrotnie.

12. Hamulce

Układy, rodzaje, zależności

Dla wszystkich części wyciągu pozostających w ruchu suma momentów sił zawsze równa jest zeru. Jeżeli literami p, q, l, r, m i h oznaczymy siły momenty względem osi bębnow sił: napędu, ładunku, nadwagi liny, oporów szkodliwych, bezwładności mas i hamowania, to

$$M_p - M_q + M_l - M_r + M_m - M_h = 0$$

Równanie prac wykonanych po n obrotach otrzyma się mnożąc poprzedni wiersz przez $2\pi n$, a podstawiając

$$\Sigma(m) a R = M_m$$

otrzyma się

$$2\pi n (M_p - M_q + M_l - M_r - M_h + \Sigma(m) a R) = 0$$

ponieważ

$$\Sigma(m) a = F$$

$$2\pi Rn = h$$

to praca oporu mas przyspieszonych wyniesie

$$(Fh - \Sigma(m) a h = \Sigma(m) a \frac{h^2}{2} = \Sigma(m) \frac{h^2}{2} \text{ (energia rozpędu)}$$

skąd

$$\Sigma M' 2\pi n - \frac{1}{2} \Sigma(m) v^2 = 0$$

Jeżeli

$$M_p = 0,$$

to

$$n = \frac{\Sigma(m) v^2}{4\pi (M_q + M_l + M_r + M_h)} \quad (24)$$

oznacza ilość obrotów, po której maszyna (bez udziału silnika) pod wpływem momentu hamowania M_h zatrzyma się. Wielkości M_r i M_l są na ogół zmienne, trzeba więc wziąć tu dla danego okresu hamowania wartości średnie. Dla wyciągów koła pędnego lub bębnow cylindrycznych dogod-

niej jest operować siłami i drogami, zamiast momentami i obrotami. Jeżeli wyciąg ma stanąć na przestrzeni h , to zwolnienie

$$z = \frac{v^2}{2h} \quad (25)$$

Dla liny zrównoważonej praca sił na tej przestrzeni wyniesie

$$(Q + R + T)h = \frac{\Sigma(m)v^2}{2} = \Sigma(m)zh$$

albo

$$(Q + R + T) = \Sigma(m)z$$

co oznacza, iż suma sił zewnętrznych równa się naciskowi mas.

Chcąc w przykładzie wyciągu koła pędnego $\Sigma m = 7800$ kg i $R = 830$ kG maszynę podnoszącą ciężar $Q = 5200$ kG zatrzymać na przestrzeni 75 m, trzeba jej nadać zwolnienie

$$z = \frac{225}{2 \cdot 75} = 1,5 \text{ m/sek}^2$$

a do tego należy zastosować siłę tarcia hamulców T w odniesieniu do promienia koła pędnego

$$T = 7800 \cdot 1,5 - 5200 - 830 = 5670 \text{ kG}$$

Chcąc to samo osiągnąć przy opuszczaniu ciężaru, należy zastosować siłę tarcia

$$T = 7800 \cdot 1,5 + 5200 - 830 = 16070 \text{ kG}$$

Jeżeli wyciąg w ruchu pozostawi się samemu sobie, tj. ani go pędzić ani hamować, to równanie sił przybierze postać

$$Q + R = \Sigma(m)z$$

a droga biegu z rozpędu

$$h = \frac{v^2}{2z}$$

w przykładzie poprzednim: $5200 + 830 = 7800 \cdot z$; $z = 0,77 \text{ m/sek}^2$

$$h = \frac{225}{1,54} = 146 \text{ m}$$

Zwolnienie, jakie można osiągnąć z rozpędu bez hamowania, można jeszcze obliczyć dla lin zrównoważonych stosując zamiast oporów R sprawność szybu η , a mianowicie

$$Q = \eta \Sigma(m)z = \eta \frac{\Sigma P}{g} \cdot z$$

$$z = \frac{g}{k\eta} \quad (26)$$

gdzie $k = \frac{\Sigma P}{Q}$ jest wielokrotnością wszystkich ciężarów.

Wielkość k dla naszych pierwszych trzech przykładów obliczeniowych wynosiła:

dla bębnow cylindrycznych 300 m bez liny wyrównawczej

$$k = 71\,800 : 5200 = 13,8$$

dla bębnow cylindrycznych 300 m z liną wyrównawczą

$$k = 77\,400 : 5200 = 14,9$$

dla koła pędnego 600 m

$$k = 75\,800 : 5200 = 14,6$$

dla ostatniego przykładu oraz $\eta = 0,85$

$$z = \frac{9,81}{14,6 \cdot 0,85} = 0,78 \text{ m/sek}^2$$

dla wyciągu skipowego

$$k = 45\,000 : 5200 = 8,7$$

$$z = \frac{9,81}{8,7 \cdot 0,85} = 1,32 \text{ m/sek}^2$$

Dostateczne ekonomiczne zwolnienie $z > 1 \text{ m/sek}^2$ przy biegu z roz-
pędu można więc osiągnąć jedynie przy wyciągach o małych masach, jak
skipowych, niektórych kołach pędnych i cewach, inne trzeba hamować,
dodając ujemne momenty pędzące lub wprowadzając dodatkowe opory
tarcia w hamulcach.

Nowoczesny wyciąg ma zawsze dwa hamulce:

1. ręczny zwany manewrowym, umożliwiający maszyniście w każdej chwili hamowanie maszyny z dowolnie regulowaną przez niego siłą;
2. automatyczny zwany hamulcem bezpieczeństwa, działający tylko w pewnych, anormalnych przypadkach z siłą zawsze prawie największą, lecz z różną prędkością, zależną przy tym nie od maszynisty, ale od położenia klatki w szybie, prędkości jazdy itd.

Przynajmniej jeden z tych hamulców musi działać bezpośrednio na oba bębny lub koło pędne, drugi zaś przy mniejszych wyciągach może być osadzony na innej osi przekładni. Szczęki tudzież główne dźwignie hamulcze mogą być dla obu hamulców te same. Napędy ostatniej dźwigni muszą być jednak różne, jak zresztą również i źródło sił na nie działających, jak np. powietrze sprężone i ciężar, silnik elektryczny i ciężar itd.

Każdy z tych hamulców z osobna powinien:

1. utrzymywać w spoczynku maksymalną nadwagę z potrójnym stopniem pewności,
2. nadawać w ruchu przy opuszczaniu ciężarów zwolnienie co najmniej 2 m/sek^2 , o ile przy kole pędym wartości krytyczne na to pozwalają.

Przy takich obliczeniach przyjmuje się współczynnik tarcia hamulców $\mu = 0,4$ przy toczonych i wygładzonych wieńcach i $\mu = 0,3$ przy wieńcach surowych; współczynnik tarcia liny na koło pędym $\mu = 0,2$, o ile zastosowane materiały lub konstrukcja nie uzasadniają innych liczb. Dla zmiast poziomów wydobywania bębna luźny powinien mieć własny hamulec zdolny do utrzymania w spoczynku największej nadwagi ze stop-

niem pewności co najmniej 1,2. Przy ręcznym hamowaniu nacisk P wynosi normalnie (5 ÷ 15) kG, najwyżej 25 kG, przy nożnym (50 ÷ 60) kG. Naciski większe osiąga się w hamulcach pneumatycznych, parowych, elektrycznych, ciężarowych i śrubowych. Najmniejszą niezbędną siłą hamowania powinno osiągać się nawet przy praktycznie najniższym ciśnieniu powietrza lub pary. Sprawność hamulca i jego przekładni wynosi ogółem średnio 0,9. Hamulce rozwijające niejednakowe siły tarcia dla obu kierunków obrotu wału nazywają się tu jednokierunkowe; nadają się one do wyciągów mniejszych o jednej linie. Jako długość ramienia dźwigni przyjmować należy długość rzutu tego ramienia na linię prostopadłą do kierunku przenoszonej przez nie siły.

Współczynniki tarcia μ wynoszą dla

taśmy stalowej na wieńcu stalowym surowym	0,2
taśmy stalowej na wieńcu stalowym obrobionym	0,5
taśmy stalowej na wieńcu żeliwnym obrobionym	0,35
drewna topolowego na wieńcu żeliwnym obrobionym	0,2
Ferodo na wieńcu żeliwnym obrobionym	0,3
Ferodo zlekka natłuszczonego	0,3

Liczby powyższe stanowią zwykle granicę górną współczynnika tarcia.

Hamulce bywają taśmowe i szczękowe; pierwsze stosuje się tylko przy wyciągach małych.

W hamulcach taśmowych naciągi obu końców taśmy związane są równaniami

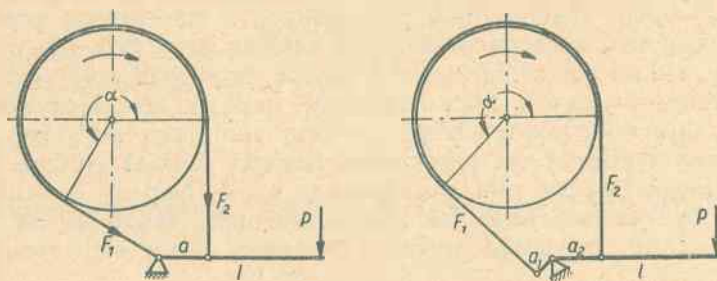
$$F_1 = F_2 e^{\mu \alpha}$$

oraz

$$F_1 - F_2 = T$$

gdzie T jest siłą tarcia na obwodzie wieńca hamulczego.

Taśmę często okłada się materiałem Ferodo lub klepkami drewnianymi. Główne rodzaje hamulców taśmowych są następujące:



Rys. 55 (po lewej). Hamulec taśmowy z zamocowanym jednym końcem taśmy. Rys. 56 (po prawej). Hamulec taśmowy o działaniu różnicowym jednokierunkowym

1. Hamulec z dźwignią dwuramienną i z umocowanym na stałe jednym końcem taśmy, jednokierunkowy.

Siła tarcia T na obwodzie wieńca hamulczego przy nacisku P na końcu dźwigni, przekładni k dźwigni oraz sprawności przekładni η wyniesie (rys. 55):

dla obrotu w prawo

$$T_F = \eta k P (e^{\mu \alpha} - 1)$$

dla obrotu w lewo

$$T_l = \eta k P \frac{(e^{\mu\alpha} - 1)}{e^{\mu\alpha}} \quad (27)$$

Przykład: $k = 1$; $a = 4 \div 5$; $\eta = 0,9$; $\alpha = 0,7 \cdot 2\pi = 252^\circ$; $D = (30 \text{ do } 50) \text{ cm}$. Dla $\mu = 0,3$; $P = 25 \text{ kG}$; $D = 50 \text{ cm}$; $e^{\mu\alpha} = 3,75$; $T_l = 83 \text{ kG}$; $T_p = 310 \text{ kG}$; $M_p = 7700 \text{ kG cm}$.

2. Hamulec z dźwignią trójramienną o działaniu różnicowym, jednokierunkowym (rys. 56)

$$\left. \begin{aligned} T_p &= \eta P l \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a_2 - a_1 e^{\mu\alpha}} \\ T_l &= \eta P l \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a_2 e^{\mu\alpha} - a_1} \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

przy $a_1 = 0$ mamy hamulec podany w przykładzie 1.;

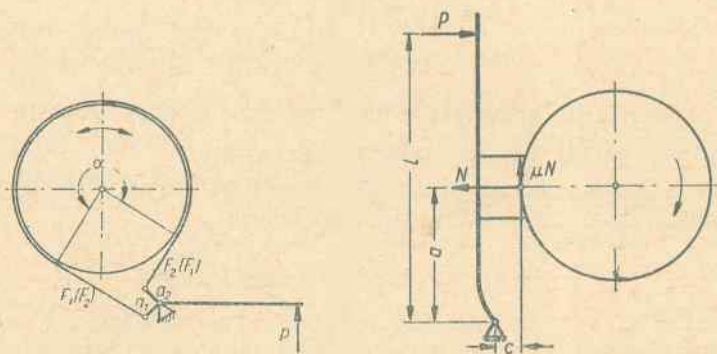
przy $a_2 < a_1 e^{\mu\alpha}$ hamulec staje się samohamowny, (bez zewnętrznego nacisku) dla obrotu w prawo;

przy $a_2 = a_1$ hamulec staje się dwukierunkowy, lecz P musi przy tym zmieniać swój kierunek.

Hamulec wymaga małego nacisku P , lecz praca jego jest niespokojna, zrywana, wskutek niemożności dostatecznego zluźnienia taśmy.

3. Hamulec z dźwignią trójramienną o działaniu sumującym, dwukierunkowy przy jednakowej długości krótkich ramion dźwigni (rys. 57).

$$T = \eta k P \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha} + 1} \quad (29)$$



Rys. 57 (po lewej). Hamulec taśmowy o działaniu sumującym dwukierunkowym. Rys. 58 (po prawej). Hamulec szczękowy jednokierunkowy

Przykład: dla $\mu = 0,3$; $\alpha = 275^\circ$; $e^{\mu\alpha} = 4,2$; $k = 5$; $\eta = 0,9$; $P = 25 \text{ kG}$; $D = 50 \text{ cm}$; $T = 70 \text{ kG}$; $M = 1730 \text{ kG cm}$.

Przy tym samym nacisku P hamulec ten daje przeszło cztery razy mniejszą siłę tarcia niż hamulec w przykładzie 1.; nadaje się tylko do małych wyciągów przy osadzeniu na wale przekładni silnika (około 10 KM, 950 n).

W hamulcach szczękowych siła tarcia T występuje pod wpływem bezpośredniego nacisku normalnego N szczęki na wieniec hamulczy jako

$$T = \eta \mu N$$

a nacisk

$$N = k P$$

Całkowita siła tarcia w hamulcu o jednej szczęcie

$$T = \eta \mu N$$

w hamulcu o dwóch szczękach

$$T = 2 \eta \mu N$$

Ponieważ na każdy bęben działa jeden hamulec dwuszcękowy, to cały zdwojony hamulec rozwija siłę tarcia

$$T = 4 \eta \mu N$$

Szczęki wykonuje się z samego drewna topolowego lub z okładziną Ferodo. Kąt środkowy dotyku szczęki na obwodzie wienca wynosi około 60° . Współczynnik tarcia μ podano wyżej, najdogodniejszy nacisk jednostkowy dla drewna ($2 \div 3$) kG/cm^2 , dla Ferodo ($0,5 \div 3$) kG/cm^2 ; η przekładni ogółem 0,9. Główne rodzaje hamulców szczękowych są następujące:

1. Hamulec jednoszcękowy (rys. 58)
dla obrotu w prawo

$$Pl = N a + \mu N c$$

dla obrotu w lewo

$$Pl = N a - \mu N c$$

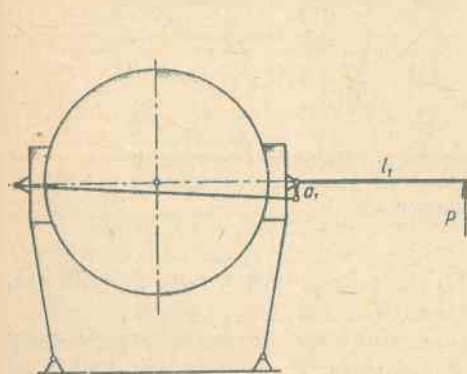
czyli

$$N = \frac{Pl}{a + \mu c} = \frac{Pk}{1 + \mu \frac{c}{a}}$$

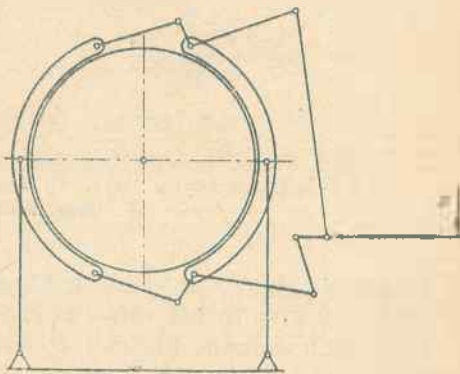
$$T = \eta \mu N = \eta \frac{Pk}{\frac{1}{\mu} + \frac{c}{a}} \quad (30)$$

prz $\frac{c}{a} = \frac{1}{\mu}$ następuje hamowanie bez nacisku P przy obrocie w lewo;
przy $c = 0$; $T = \eta \mu Pk$ dla obu kierunków obrotu.

Hamulec o jednej szczęcie z naciskiem śrubowym używa się przy dużych wyciągach do zahamowania luźnego bębna.



Rys. 59. Hamulec dwuszcękowy o szczękach osadzonych sztywno



Rys. 60. Hamulec dwuszcękowy o szczękach osadzonych luźno

2. Hamulec dwuszcękowy o szczękach osadzonych sztywno na zakotwiczonych dźwigniach (rys. 59)

$$T = 2 \eta \mu N; c = 0; N = k_1 k_2 P; T = 2 \eta \mu k_1 k_2 P \quad (31)$$

$$k_2 = l_2 : a_2 = \infty 1; k_1 = 8 + 10, \text{ a nawet do } 15.$$

Przy c nierównym zeru naciski szczęki lewej i prawej nie są jednakowe i hamulec wywiera dodatkową siłę zginającą na wał wyciągu (patrz obliczenie nacisku N dla hamulca jednoszcękowego).

Ten hamulec rozpowszechniony jest w układzie zdwojonym dla głównych wałów dużych wyciągów.

3. Hamulec dwuszcękowy o szczękach osadzonych luźno na zakotwiczonych dźwigniach (rys. 60). Wzory jak dla hamulca o szczękach osadzonych sztywno.

Ten hamulec rozpowszechniony jest u anglosasów w układzie zdwojonym dla głównych wałów dużych wyciągów, a w innych krajach w układzie pojedynczym dla szybkobieżnych wałów przekładni.

Przykład 9. Obliczenie hamulca

Wyciąg bębnowy z przykładu 1 otrzyma zdwojony dwuszcękowy hamulec pneumatyczny, który ma:

1. utrzymywać potrójną nadwagę w spoczynku,
2. nadać jej zwolnienie $z = 2 \text{ m/sek}^2$.

Średnica wieńca hamulczego = 6,2 m, na każdym bębnie są dwie szczęki. Maksymalna nadwaga = ładunek + lina = 7800 + 4140 = 11 940 kG, czyli potrzebna siła tarcia na obwodzie bębna = 36 000 kG, a na obwodzie wieńca hamulczego

$$T = 3 \cdot 11\,940 \cdot \frac{6,5}{6,2} = 37\,500 \text{ kG}$$

tj. dla każdej szczęki 9400 kG.

Jeżeli przekładnia $k = 25$, to potrzebny nacisk

$$P = 37\,500 : 2 : 0,3 : 25 : 0,85 = 3 \text{ T}$$

Na jakiej przestrzeni hamulec ten zatrzyma maszynę w następujących przypadkach podaje poniższe obliczenie.

1. W środku szybu przy opuszczaniu mieszanego ładunku

$$7800 + 7600 z = 36\,000 \text{ kG}; z = 3,7 \text{ m/sek}^2$$

$$h = v^2 : 2 z = 12^2 : 7,4 = 19,5 \text{ m}$$

bębny zrobią jeszcze 19,5 : $\pi D = 0,95$ obrotu.

2. U dołu szybu przy opuszczaniu mieszanego ładunku i przejechaniu stacji z prędkością 4 m/sek

$$7800 + 4140 + 7600 z = 36\,000 \text{ kG}; z = 3,2 \text{ m/sek}^2$$

$$h = 4^2 : 6,4 = 2,5 \text{ m}$$

bębny zrobią 0,12 obrotu.

3. Na początku okresu hamowania przy podnoszeniu zwykłego ładunku

$$7300 \cdot z + 2200 - 5200 = 36\,000 \text{ kG}; z = 5,35 \text{ m/sek}^2$$

$$h = 12^2 : 10,7 = 13,5 \text{ m}$$

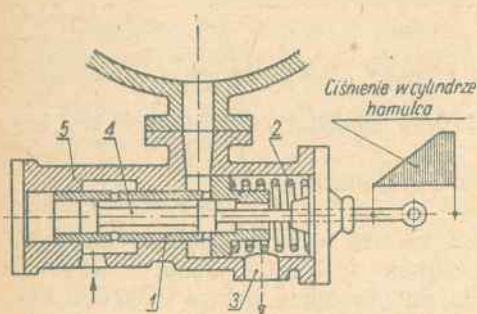
bębny zrobią 0,66 obrotu.

Będzie to hamowanie zbyt gwałtowne, które trzeba złagodzić.

W obliczeniu powyższym opory szkodliwe były pominięte, gdyż przy sprawdzeniu hamulców ich się nie uwzględnia.

Przestrzeń przebyta przy hamowaniu obliczona jest z założeniem, że na hamulce działa od razu całkowity nacisk. W rzeczywistości stan taki następuje dopiero po pewnej chwili potrzebnej do przebycia martwych skoków i stopniowego dojścia do tej wartości nacisku. Stąd też czas i droga hamowania liczona od pierwszego impulsu siły zewnętrznej są znacznie dłuższe. Czas ten skrócić i możliwie zbliżyć do teoretycznego mają za zadanie najnowsze konstrukcje hamulców.

Hamulec manewrowy powinien mieć nacisk regulowany ręcznie przez maszynistę od 0 do maksimum. Osiąga się to z wielką dokładnością przy powietrzu sprężonym za pomocą tzw. regulatorów ciśnienia, nacisk jest przy tym proporcjonalny do kąta wysięgu dźwieszka hamulczego. Regulator taki pokazany jest na rys. 61. Suwak rozdzielczy 1, w cylindrze 5 naciśnięty ze strony prawej przez sprężynę 2, z lewej zaś przez ciśnienie



Rys. 61. Regulator ciśnienia powietrza sprężonego dla hamulca manewrowego

powietrza, będzie przesuwiał się tak daleko, dopóki otwór 3 nie zostanie zamknięty przez tłoczek nastawny 4, połączony z dźwieszka hamulczym maszynisty. Im dalej ten tłoczek odsunie się w prawo, tym wyższe osiągnie się ciśnienie, odpowiadające sile ścisku sprężyny. Ciśnienia i przesunięcia będą przy tym do siebie proporcjonalne.

Konstruktorzy poświęcają również dużo starań zwiększeniu czułości hamulca manewrowego z naciskiem ręcznym. Jeżeli całkowity wysięg dźwigni hamulca ręcznego

wynosi 50° , to większa jego część służy do zbliżenia szczęk do wieńca, a tylko nieznaczna — do zmiany nacisku. Stąd czułość sterowania hamulca, czyli zmiana wysięgu dźwieszki odpowiadająca jednostce zmiany nacisku szczęk na wieńce hamulcze, jest nieznaczna. Czułość tę zwiększa się stosując dla części skoku szczęki jałowej i czynnej różne przekładnie dźwigni. Osiąga się przy tym duży kąt wysięgu dla właściwego hamowania.

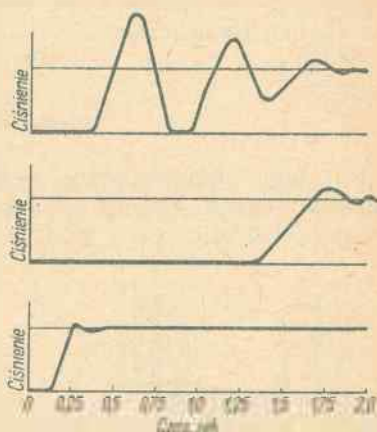
Hamulec automatyczny prawie zawsze otrzymuje nacisk od ciężaru, który normalnie jest podtrzymywany przez powietrze sprężone, parę, elektromagnes lub w zwykły sposób mechaniczny na pewnej wysokości, w potrzebie zaś opada na dźwignię hamulcową. Ciężar opadający zawsze osiąga nacisk maksymalny; jedynie przebieg samego spadku może być sztucznie zwalniany przez dławienie uchodzącego spod tłoka powietrza lub pary. Ponieważ opadający ciężar dosięgając dźwigni ma niekiedy znaczną prędkość, a więc i energię rozpędu, wywiera on na nią w pierwszej chwili nacisk większy, niż by odpowiadał samemu naciskowi statycznemu.

Ten nadmiar nacisku wywołuje reakcję elastycznych elementów przekładni i szczęk, które odrzucają go wstecz powodując zmniejszenie nacisku; drgania te zanikają dopiero po pewnym czasie. Tak więc spadkowi ciężaru zawsze będą towarzyszyły oscylacje wielkości nacisku na dźwignię hamulca, a więc i samej siły hamowania, która kolejno będzie przybierała wartości za duże i za małe. Dążenie do szybkiego osiągnięcia

maksymalnego nacisku i do uniknięcia zjawisk dynamicznych wzajemnie się przy tym kłócą, gdyż, dla pierwszego potrzebna jest największa prędkość ciężaru, dla drugiego zaś najmniejsza. Dławiąc silnie wpływ powietrza unika się prawie zupełnie przeciążeń, opóźnia się jednak początek hamowania. Rys. 62 wskazuje przebieg wielkości nacisku przy różnych dławieniach. Przeciążenia takie szkodliwe są dla samego ustroju hamulców, niebezpieczne zaś szczególnie dla pewności ruchu wyciągów z kołem pędym, w którym mogą łatwo powodować przekroczenie dozwolonych ze względu na poślizg przyspieszeń ujemnych, toteż konstrukcje ostatnich czasów dążą do jak największego ich udoskonalenia.

W nowoczesnym hamulcu ciężarowym czas biegu jałowego wynosi już zaledwie $0,2 + 0,5$ sek, zamiast dawnych $2 + 3$ sek, pracując praktycznie bez przeciążeń. Do bardziej znanych konstrukcji tego typu należą: hamulec Siemens'a z ruchomym punktem obrotu głównej dźwigni i z prawie nieruchomym ciężarem, dalej hamulec BBC z wolnym spadem ciężaru oraz z elastycznym jego połączeniem z dźwignią hamulcową jak również inne konstrukcje.

Wpływ prędkości opadania ciężaru hamulczego na przeciążenia dynamiczne hamulców pokaże następujący przykład obliczeniowy. Ciężar 2750 kG działa na końcu tłoczyska pionowego cylindra powietrznego. Tłoczysko związane jest przegubowo z poziomą dźwignią dwuramienną o przekładni $k = -150 : 25$, a krótsze jej ramię z żerdzią przenoszącą siłę na wał główny hamulca zdwojonego szczękowego o przekładni $2 : 1$; żerdź ma element elastyczny w postaci sprężyny spiralnej cylindrycznej wykazującej strzałkę ugięcia $f = 1$ c na każde 2500 kG nacisku ($S = 2500 \cdot f$). Luz radialny dwóch szczęk względem wieńca hamulczego wraz ze skokami martwymi przegubów przekładni wynosi razem $2 \cdot 7,5 = 15$ mm, wysokość spad ciężaru aż do zamknięcia szczęk $15 \cdot 6 \cdot 2 = 180$ mm. Ciężary nie zrównoważone elementów przekładni przeliczone na oś spad ciężaru głównego wynoszą 150 kG, a całkowity ciężar opadający $P = 2750 + 150 = 2900$ kG. Naciąg żerdzi od sił statycznych $S = 2900 \cdot 6 = 17\,400$ kG. Przy swobodnym spadku ($h = 0,5$ g $\cdot$ t² = 0,5 vt) czas spadu wynosiłby 0,19 sek, prędkość końcowa 1,9 m/sek, a energia rozpadu $0,5 \cdot \frac{2900}{0,01} \cdot 1,9^2 = 522$ kGm. Jeżeli czas spadu



Rys. 62. Przebieg ustalania się nacisku hamulca w różnych systemach dławienia

przedłużyć odpowiednim dławieniem wypływającego spod tłoka powietrza raz do 0,3 sek i drugi do 0,4 sek, to prędkość opadającego ciężaru ($h = 0,5$ vt) wyniesie 1,2 m/sek i 0,9 m/sek, a energia rozpadu w końcu spad 208 kGm i 117 kGm. Po domknięciu szczęk odbywa się dalsze opadanie ciężaru i ściskanie sprężyny (naciąg S , strzałka f_s); przy założeniu, że tarcie przegubów przekładni pochłania 0,1 energii rozpadu mas ($0,5$ mv²) i pracy opadającego ciężaru ($P \cdot k \cdot f_s$), a wpływ powietrza spod tłoka 0,25 pracy opadającego ciężaru, następnie iż sprężyna ma spręż wstępny $S_0 = 7500$ kG, czyli strzałkę $f_0 = 3$ cm, wreszcie oznaczając energię po-

tencjalną sprężyny ($0,5 \cdot S \cdot f = 0,5 \cdot 25 \cdot f^2$) na początku i końcu ściskania przez A_{50} i A_5 , otrzyma się równanie prac

$$0,9 (0,5 m v^2 + 0,75 P k f_s) = A_1 - A_{50} = 12,5 (f_0 + f_s)^2 - f_0^2$$

skąd dla trzech podanych prędkości opadania oblicza się wartość strzałek ugięcia sprężyny f_s i nacisków największych w żerdzi S_{max} zebrane w tablicy 41.

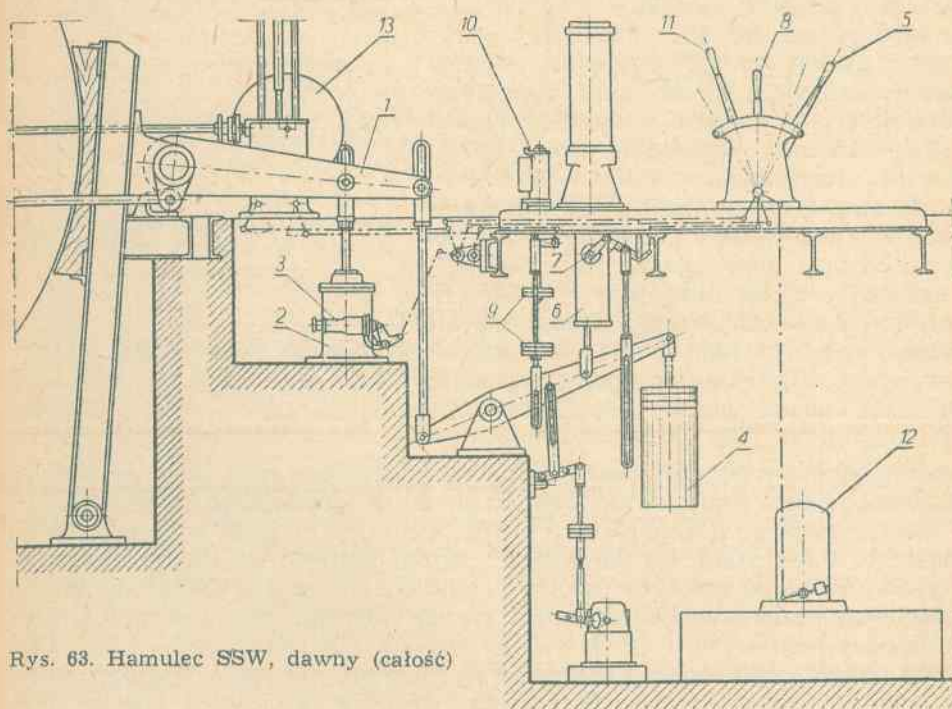
Tablica 41

Czas domknięcia szczęk t , sek	0,19	0,3	0,4
Prędkość końcowa spadu v , m/sek	1,9	1,2	0,9
$0,5 m v^2$, kGm	522	208	117
f_s , cm	8	6	5
A_1 , T	27,5	22,5	20
A_{50} , T	17,4	17,4	17,4
S_{max}	1,58	1,3	1,15

S_{max} decydować będzie o największym chwilowym obciążeniu wszystkich części hamulców oraz rozwijanym przez szczęki tarcie na obwodzie wieńca hamulczego.

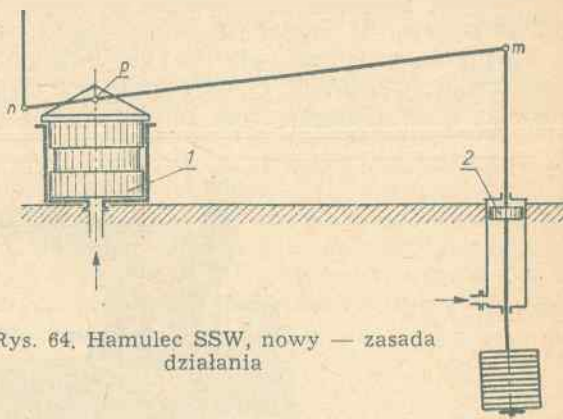
Opisy działania hamulców

Hamulec pneumatyczno-ciężarowy starszego typu w wykonaniu Siemens pokazany jest na rysunku 63. Szczęki hamulcze dociskane są przez dźwignię hamulcową 1 pod wpływem nacisku tłoka cylindra powietrznego

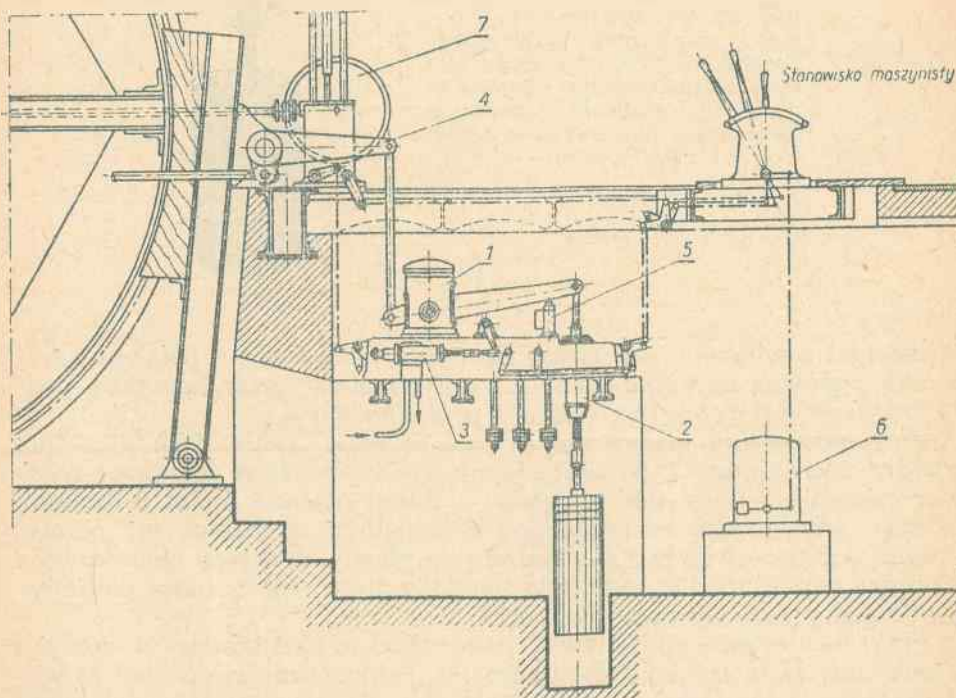


Rys. 63. Hamulec SSW, dawny (całość)

nego 2 (hamulec manewrowy) lub ciężaru 4 (hamulec bezpieczeństwa). Nacisk tłoka cylindra 2 dawkuje regulator ciśnienia powietrza sprężonego 3 poruszany ze stanowiska maszynisty drążkiem hamulca manewrowego 5. Ciężar hamulca bezpieczeństwa podtrzymywany jest w górnym położeniu w stanie pogotowia przez tłok pomocniczego cylindra powietrznego 6. Kurek trójdrożny 7 na przewodzie zasilającym powietrze sprężone steruje jego dopływem lub odpływem, powodując podniesienie ciężaru i utrzymanie go w stanie pogotowia lub jego opadnięcie do stanu czynnego nacisku. Drążek hamulca bezpieczeństwa 8 poprzez kurek trójdrożny podnosi ciężar do góry i pozostawia go w stanie pogotowia. Opadnięcie ciężaru następuje przez przekręcenie kurka na wydmuch drążkiem maszynisty lub wskaźnika głębokości, albo też automatycznie ciężarkiem pomocniczym 9 magnesu wyzwalającego 10, jeżeli jego obwód zasilania przerwany został przez którykolwiek z czuwających nad prawidłowością pracy maszyny przekazników. Wysokość spadcu ciężaru hamulczego wynosi kilkadziesiąt centymetrów. Prędkość opadania ciężaru



Rys. 64. Hamulec SSW, nowy — zasada działania



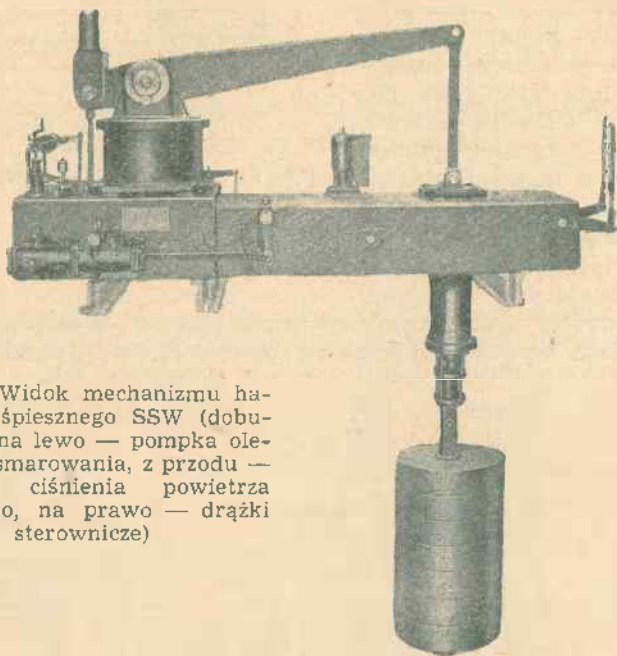
Rys. 65. Hamulec SSW, nowy (całość)

może być zmieniana przez dławienie odpływu powietrza w zależności od położenia klatki w szybie. Podczas opadania ciężar powoduje zwykle przerwanie dopływu prądu do silnika napędowego. W razie spadku ciśnienia powietrza w przewodzie zasilającym ciężar opada unieruchamiając wyciąg.

Drażek sterujący 11 przesuwá kontakty opornicy regulacyjnej silnika napędowego. (Krzywki na wskaźniku głębokości 13 i wyłącznik wzbudzenia 12 dotyczą układu Leonarda).

Hamulec pospieszny Siemens'a nowego typu pokazany jest schematycznie na rys. 64, konstrukcja zaś jego i całość układu na rys. 65 i 66.

Na płycie podstawowej (rys. 64) ustawione są pionowo dwa cylindry powietrzne: naciskowy i podtrzymujący ciężar. Na tłoku cylindra naciśkowego 1 umieszczony jest punkt obrotu *p* dźwigni *mn*. Na końcu *m*



Rys. 66. Widok mechanizmu hamulca pospiesznego SSW (dobudowane: na lewo — pompka olejowa do smarowania, z przodu — regulator ciśnienia powietrza sprężonego, na prawo — drążki sterownicze)

tej dźwigni zawieszony jest ciężar hamulcowy, koniec zaś *n* połączony jest zerdzią z główną dźwignią hamulcową. Normalnie ciężar hamulcowy podtrzymywany jest przez tłok cylindra powietrznego 2.

Przy hamowaniu manewrowym (rys. 64 i 65) czynny jest tylko tłok cylindra naciśkowego 1; powietrze sprężone dopuszczane doń przez regulator ciśnienia 3 unosi tłok ku górze, a z nim razem i punkt *p* dźwigni, podczas gdy punkt *m* pozostaje nieruchomym punktem jej obrotu, a punkt *n* przenosi szybko siłę nacisku na główną dźwignię hamulcową 4 i domyka szczękę; ciężar hamulcowy unoszony przez tłok cylindra powietrznego 2 jest przez cały czas nieczynny.

Przy hamowaniu ciężarowym tłok cylindra naciśkowego 1 domyka przede wszystkim szybko szczękę hamulca, jednocześnie zaś powietrze wypływa spod tłoka cylindra podtrzymującego 2, przez co ciężar hamulcowy wywierając zaczyna nacisk na koniec dźwigni *m*, nie może jednak opaść,

ponieważ dźwignia mn jest już unieruchomiona w punkcie n , a nacisk tłoka 1 podtrzymuje ciężar hamulczy zawieszony na końcu m dźwigni. W ten sposób unika się opadania ciężaru hamulczego i związanych z nim zjawisk dynamicznych. (Punkty 5, 6, 7 na rys. 65 dotyczą układu Leonarda).

Przez odpowiednie sterowanie regulatorem ciśnienia powietrza hamulczego i tłumienie powietrza wypływającego z cylindra podtrzymującego ciężar można osiągnąć ograniczenie nacisku hamulca bezpieczeństwa w ruchu maszyny do żądanej wielkości, a w jej postoju do wielkości maksymalnej, co jest nieodzowne np. przy wyciągu koła pędnego, ze względu na niebezpieczeństwo poślizgu liny.

Przy zastosowaniu hamulczego silnika elektrycznego BBC nacisk na dźwignię hamulcową wywiera się za pomocą śruby. Silnik ten sprzęga się z wałem śrubowym o stromym skoku zamieniającym moment obrotowy silnika na nacisk poosiowy śruby. Na śrubie osadza się luźno nakrętkę stanowiącą zakończenie dźwigni hamulca; przy obrocie silniczka w prawo lub w lewo śruba dociąga lub luzuje dźwignię hamulcową. Silnik przebiega skok jałowy, następnie zaś wywiera moment naciskający w spoczynku. W celu uniknięcia straty czasu na rozruch wirnika pozostaje on normalnie w ruchu, a przyrząd przenoszący się na dźwignię hamulców doprzęga się za pomocą sprzęgła ciernego.

Rozdział III

CZEŚĆ ELEKTRYCZNA

13. Warunki jakim ma odpowiadać napęd elektryczny

Ustalone uprzednio wykresy prędkości, momentów i mocy dostatecznie określają warunki, w jakich musi pracować silnik napędowy: będzie to praca dorywcza, bieg z przerwami, stale odwracany; rozruch i hamowanie stanowić będą, zwłaszcza przy płytkich szybach, większą część całego czasu pracy, toteż ważne jest, aby system silnika pozwalał na małe straty przy rozruchu i odzyskiwanie energii przy hamowaniu; przy opuszczaniu ciężarów pożądane jest również odzyskiwanie energii; przy przewożeniu ludzi stosuje się na ogół prędkości mniejsze, które jednak muszą być z dostateczną dokładnością zapewnione. W celu zautomatyzowania sterowania pożądane jest, aby prędkość była możliwie niezależna od wielkości i kierunku obciążenia. Krótko mówiąc, silnik powinien mieć regulację prędkości w obu kierunkach w granicach od 0 do maksimum z małymi stratami przy całkowitym momencie obrotowym oraz możliwość odzyskiwania energii przy hamowaniu. Warunkom tym odpowiada prawie całkowicie silnik prądu stałego w układzie Ward-Leonarda, a do warunków tych musi być dostosowany, ze względu na rozpowszechnienie i tanieść, silnik trójfazowy asynchroniczny. Próby zastosowania do napędu maszyny wyciągowej silnika kolektorowego prądu zmiennego można uważać na razie za zaniechane ze względów, które podaje dalej.

14. Układ Leonarda

Zasada działania

W układzie Ward-Leonarda silnik ma wzbudzenie stałe obce i otrzymuje dla twornika napięcie regulowane w granicach $+U$ poprzez 0 do $-U$, którego mu dostarcza prądnica z regulowanym wzbudzeniem obcym; prądnica i wzbudnica mogą być pędzone silnikiem parowym lub elektrycznym.

Układ zasadniczy najprostszy podaje rys. 67; widać na nim silnik wyciągowy 1, prądnicę sterującą 2, wzbudnicę 3, opornicę regulacyjną 4 i drążek sterowniczy 5. Zależność wzajemna mocy, strat, prędkości, momentów itd. wynika z następujących równań:

siła elektromotoryczna

$$E = \frac{p}{a} \Phi z \frac{n}{60} 10^{-8} \text{ V} \quad (32)$$

moment obrotowy

$$M = \frac{p \Phi z i_a}{a 2 \pi 9,81} 10^{-8} \text{ kGm} \quad (33)$$

Dla silnika Ward-Leonarda Φ jest stałe, czyli

$$E = C_1 n; \quad M = C_2 i_a$$

gdzie

n — liczba obrotów twornika na minutę,

i_a — natężenie prądu twornika,

Φ — strumień magnetyczny,

p — liczba par biegunów,

a — liczba gałęzi równoległych,

z — liczba prętów uzwojenia twornika.

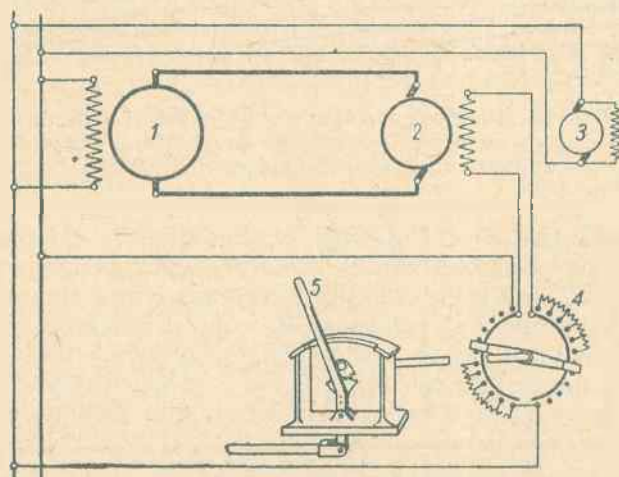
Jeżeli pomiędzy tworniki prądnicy i silnika włączony jest opór r , to napięcie na szczotkach prądnicy

$$U_p = U_s + i_a r_i = E_s + i_a r_s + i_a r_l = C_1 \cdot n + i_a r_s + i_a r_l$$

a moc elektryczna przez nią wydawana

$$U_p \cdot i_a = E_s i_a + i_a r_s + i_a r_l = U_s i_a + i_a r_l$$

Napięcie twornika w silniku przy prostoliniowym rozruchu i hamowaniu ma na ogół przebieg pochyły prostoliniowy, aby więc uniknąć strat cieplnych dławienia w oporach dodatkowych, przebieg napięcia na szczotkach prądnicy musi być również pochyły prostoliniowy i różnić się ono



Rys. 67. Podstawowy układ napędu Ward-Leonarda

powinno od napięcia silnika tylko o spadek w przewodach łączących. W silnikach zasilanych z sieci o napięciu stałym przy rozruchu odpowiednia część napięcia musi być dławiona w oporach dodatkowych. Ponieważ opory twornika i przewodów są bardzo małe, to na razie z dostateczną dokładnością

$$U_p = C_1 n$$

Jeżeli prądnicę będzie się wzbudzać według powyższego prawa, to otrzyma się żądany przebieg prędkości silnika. W rzeczywistości U_p musi być cokolwiek większe, a mianowicie

$$U_p = C_1 n + i_a (r_s + r_l) = E_s + i_a (r_s + r_l)$$

Jeżeli przy prędkości silnika n wzbudzenie prądnicy osłabi się tak dalece, iż $U'_p < U_s$, a mianowicie

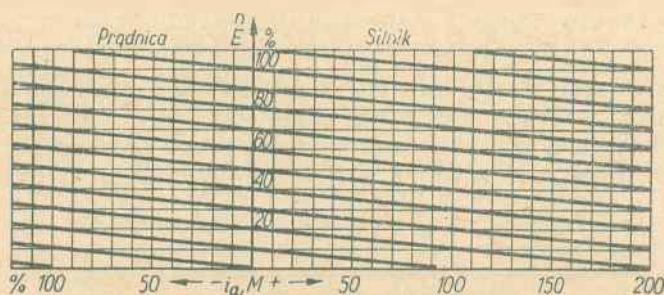
$$U'_p = C_1 n - i_a (r_s + r_l)$$

to nastąpi odwrócenie prądu w obwodzie tworników, silnik stanie się prądnicą o sile elektromotorycznej $C_1 n = E_s$, a dawna prądnica silnikiem, czyli zacznie się hamowanie elektryczne z odzyskaniem energii rozprędzonych mas.

Prędkość silnika

$$n = \frac{1}{C_1} [U_p - i_a (r_s + r_l)] \quad (34)$$

w rzeczywistości zależna jest od spadku napięcia, a więc od wielkości i kierunku i_a , czyli momentu obrotowego; zależność ta przy tym jest tym



Rys. 68. Zależność obrotów silnika układu Leonarda od jego momentu obrotowego przy stałym obcym wzbudzeniu i różnych napięciach twornika

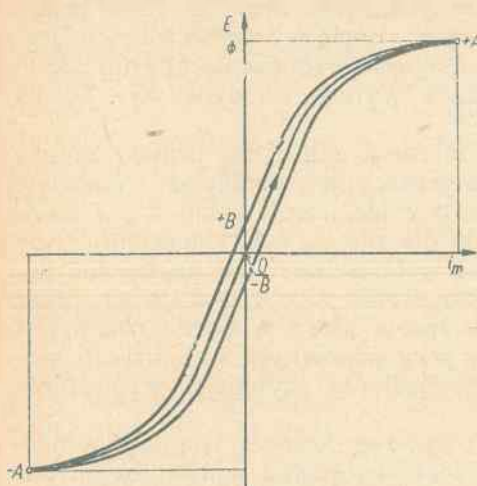
większa, im mniejsze są U_p , a więc im mniejsze są prędkości (zastrzeżenie 1). Przebieg prędkości silnika o stałym wzbudzeniu podany jest na rys. 68. Ponieważ przy regulowanym i odwracającym magnesowaniu prądnicy prądem wzbudzenia i_m zależność $E_p = f(i_m)$ przebiega po pętli histerezy, to jednakowym i_m będą odpowiadały przy zwiększeniu i zmniejszeniu strumienia magnetycznego różne E_p , a więc w rezultacie i różne prędkości silnika; przy $i_m = 0$ wskutek magnetyzmu szczątkowego napięcia twornika silnikowego, a więc i jego prędkości, będą różne od zera (zastrzeżenie 2).

Rys. 69 podaje przykład zależności strumienia magnetycznego od wielkości i kierunku prądu magnetyzującego i_m .

Oba zastrzeżenia powyższe osłabiają cokolwiek stopień doskonałości regulacji Leonarda, a właściwie czynią koniecznym zastosowanie uzwojeń i połączeń pomocniczych, które pochodzące stąd niedogodności praktycznie zupełnie usuwają.

Obliczenia i opisy prowadzone są dalej dla przebiegu idealnego z pominięciem wpływów dodatkowych spadku napięcia i histerezy, na końcu zaś podane są sposoby usunięcia tych wpływów.

Sterowanie wyciągu z napędem Ward-Leonarda odbywa się jedynie przez regulowanie natężenia i kierunku prądu magnesów prądnicy, niekiedy zaś nawet przez regulowanie wzbudzenia jej wzbudnicy, a do tego potrzebny jest tylko opornik z nastawnicą i przełącznik dla małych prądów i napięć, które zwykle nie przekraczają 50 A i 250 V. Ten regulator napięcia roboczego poruszany jest bezpośrednio drążkiem sterowniczym, przy tym w urządzeniach precyzyjnych każdemu wysięgowi drążka odpowiada ściśle określona prędkość (rysunek 67).

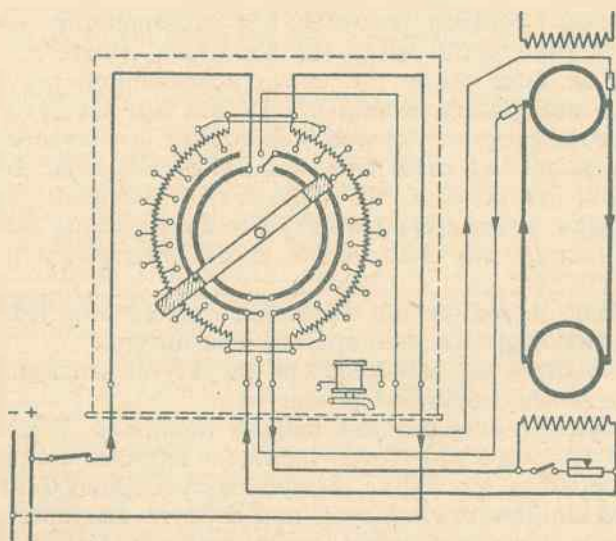


Rys. 69. Krzywa magnetyzacji prądnicy: pętla histerezy (przy połączeniu samobójczym, przebieg magnetyzacji i SEM wzdłuż trasy $O + A + B - 0$)

Rys. 70 przedstawia nastawnicę sterowniczą, zawierającą w sobie opory do regulowania natężenia prądu wzbudzenia prądnicy i przełącznik do odwracania jego kierunku oraz kontakty pomocnicze dla obwodu pomocniczego do usuwania magnetyzmu szczątkowego prądnicy.

Ponieważ prędkość w każdym punkcie szybu zadana jest na wykresie (rys. 24), to sterowanie wyciągu można prawie zupełnie zmechanizować, napędzając drążek

sterowniczy od wskaźnika głębokości kopiującego ruch klatek w szybie. Własność ta jest ważna tak dla dobrego wyzyskania wyciągu przez zachowanie założonego wykresu jazdy, jak i dla zabezpieczenia przewożonych ludzi i samego wyciągu od katastrof wskutek nadmiernych prędkości lub przejechania stacji końcowych.



Rys. 70. Nastawnica sterownicza

Obecnie w krótkości opisane są maszyny i przyrządy układu Ward-Leonarda.

Silnik napędowy sprzęga się z głównym wałem wyciągu przy większych jednostkach zwykle bezpośrednio, przy mniejszych zaś przez przekładnię kół o zębach daszkowych lub spiralnych. Jest to silnik prądu stałego ze wzbudzeniem obcym stałym, napięcie na szczotkach jest $500 \div 750$ V, niekiedy nawet do 1500 V, napięcie wzbudzenia 110 lub 220 V, liczba obrotów przy dużych jednostkach wynosi zaledwie $35 \div 50$ na minutę.

Ze względu na ciężkie warunki komutacji silnik ma prawie zawsze bieguny pomocnicze i uzwojenie kompensacyjne. Ponieważ chłodzenie przez wentylację własną jest dla maszyny biegnącej wolno z przystankami mało skuteczne, stosuje się czasem dla silnika wentylację obcą. Aby w czasie pauz nie marnować prądu na wzbudzenie i nie nagrzewać bez potrzeby uzwojeń magnesów, prąd wzbudzenia albo redukuje się przez włączenie w jego obwód dodatkowego oporu, który w czasie pracy jest zwarty, albo przerywa się zupełnie, a przy ponownym wzbudzaniu stosuje się szybkie wzbudzenie. Zasada działania szybkiego wzbudzenia opisana jest dalej szczegółowo.

Prądnica główna ma wzbudzenie obce, regulowane, bieguny pomocnicze i uzwojenie kompensacyjne. W celu stworzenia pomocniczych obwodów wzbudzenia uzwojenie magnesów dzieli się czasem na części. Jest to zwykle maszyna szybkobieżna (ponad 500 obr/min), prędkość jej przy tym w układach bez koła zamachowego pozostaje prawie stała, z kołem zamachowym zaś opada o 15 do 20% w celu wyładowania jego energii rozprędu.

Wzbudnica jest albo jedna dla silnika i prądnicy Leonarda, albo dwie oddzielne. Zwykle jest to prądnica o wzbudzeniu własnym szeregowo-bocznikowym zaopatrzona często w automatyczny regulator napięcia. Może ona być osadzona na wspólnej osi z prądnicą główną lub też mieć własny napęd od silnika elektrycznego; w pierwszym przypadku przy zastosowaniu koła zamachowego obroty jej wahają się w granicach od 80 do 100%.

Główny obwód Leonarda powinien być zabezpieczony od przeciążeń. Często zabezpieczenie takie osiąga się nie przez otwarcie tego obwodu, gdyż prowadzi on duże prądy i wymaga kosztownych przyrządów, lecz przez usunięcie wzbudzenia prądnicy i silnika lub samej tylko głównej prądnicy. Ponieważ przy tym obwód wzbudzenia jest wysoce indukcyjny, to otwiera się go nie od razu, lecz stopniowo, włączając coraz większe opory (wyłącznik wzbudzenia). To samo trzeba zrobić dla szybkiego zatrzymania wyciągu. Przez stopniowe szybkie zmniejszanie wzbudzenia samej prądnicy hamuje się elektrycznie silnik wyciągowy bardzo intensywnie.

Czasem jednak obwód ten ma wyłącznik nadmiarowy jednobiegunowy z włączonym równolegle na stałe oporem ochronnym.

Obwody wzbudnicy są zabezpieczone zwykłymi środkami od przetężeń prądu oraz zaniku napięcia i prądu.

Nader ważnym przyrządem jest magnes hamulczy. W pracy normalnej utrzymuje on pośrednio ciężar hamulca automatycznego w stanie podniesionym, puszcza ten ciężar, otrzymawszy odpowiednie zlecenie od jednego z przekaźników czuwających nad dobrym działaniem wszystkich części urządzenia i bezpieczeństwa ruchu wyciągu. Uzwojenie tego magnesu leży w obwodzie zasilanym przez jedną ze wzbudnic. W obwodzie

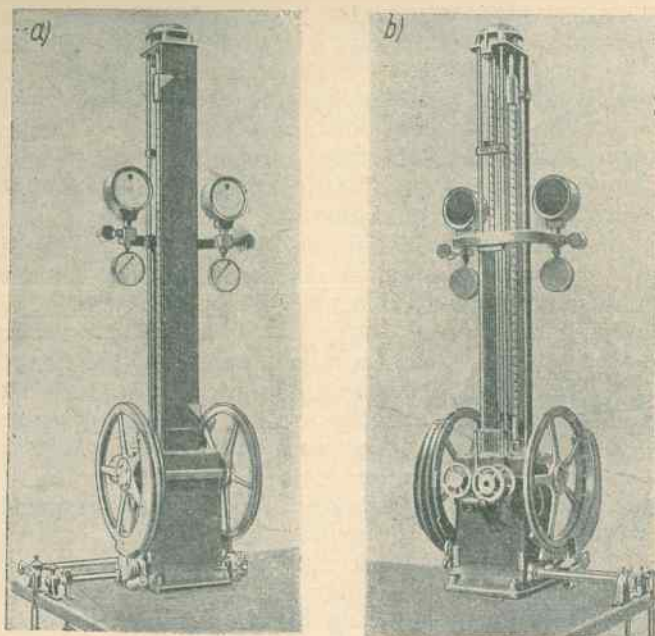
tym znajduje się kilka wyłączników przekąźnikowych połączonych w szeregu tak, iż otwarcie któregośkolwiek z nich pozbawia obwód prądu i powoduje opadnięcie kotwicy magnesu: ciężarek kotwicy przekręca kurek trójdrożny na przewodzie powietrza sprężonego i powoduje opadnięcie ciężaru hamulczego. Opadający ciężar wywiera nacisk na hamulce, czasem zaś jednocześnie otwiera opisany wyżej wyłącznik wzbudzenia prądnicy głównej, przyspieszając przez to zatrzymanie wyciągu i zabezpieczając główny obwód od przeciążenia. Zwykły obwód magnesu hamulczego otwiera się w przypadkach: przejechania poza stację, przeciążenia elektrycznego głównego obwodu Leonarda, zaniku napięcia wzbudzonego, za dużej lub za małej prędkości prądnicy głównej, odcięcia dopływu energii do silnika napędzającego prądnicę główną.

Uzwojenie magnesu hamulczego ma dużą samoindukcję, toteż powinno ono być zabezpieczone przez odpowiedni opór ochronny bocznikowy przed skutkami przerwy dopływu prądu do magnesu. Jeżeli przy opadaniu ciężaru hamulczego stosuje się wyłączanie wzbudzenia prądnicy głównej, to następuje jednocześnie hamowanie mechaniczne i elektryczne wyciągu. Szybkość dociskania hamulców i oawzbudzenie prądnicy powinny być dokładnie skoordynowane w celu uniknięcia szkodliwych przepięć i kołysań od prądów wyrównawczych w głównym obwodzie Leonarda, co będzie wyjaśnione dalej.

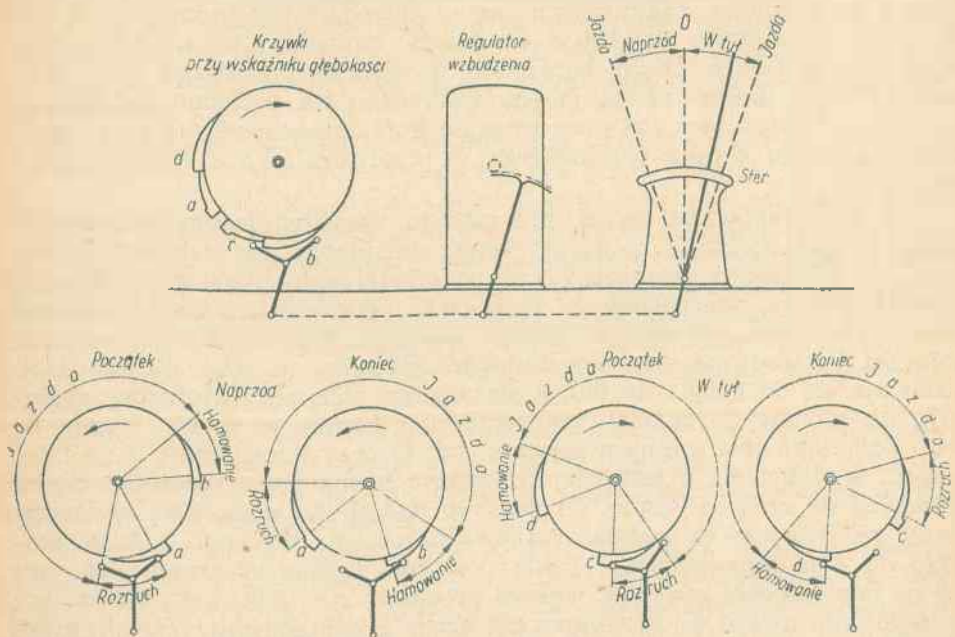
Drugim ważnym urządzeniem bezpieczeństwa jest przymusowe ograniczenie prędkości jazdy przy przewozie ludzi lub w celu ograniczenia pobieranej mocy. Ponieważ prędkość w układzie Leonarda zależy tylko od wzbudzenia prądnicy, to ograniczając mechanicznie wysięg drążka sterowniczego lub wtrącając dodatkowy opór w obwód wzbudzenia, ogranicza się prędkość. Wysięg drążka ogranicza zapadka opuszczana przez elektromagnes; o ile elektromagnes jest bez prądu, zapadka jest podniesiona i wysięg nieskrępowany, włączenie prądu natomiast przez którykolwiek z wyłączników znajdujących się w obwodzie elektromagnesu i połączonych równolegle powoduje opadnięcie zapadki i ograniczenie wysięgu drążka. Takim samym łącznikiem dołącza się dodatkowy opór. Wyłączniki takie umieszcza się przede wszystkim na poziomie zjazdowym u sygnalisty, poza tym zaś przy sprzęgle koła zamachowego i przy regulatorze poślizgu silnika trójfazowego w przetwornicach z wyrównaniem obciążenia.

Jak wzmiankowano wyżej, przyrządem umożliwiającym maszyniście każdej chwili orientację co do przebiegu obu klatek jest wskaźnik głębokości. W większości przypadków ma on dwie śruby pionowe o płaskim stromym zwoju, umocowane w łożyskach i otrzymujące ruch obrotowy przez przekładnię zębatą od bębnow wyciągu. Na śrubach osadzone są nakrętki prowadzone w prowadnikach. Nakrętki te przy obrocie śrub posuwają się do góry i na dół, a strzałki do nich przytwierdzone wskazują na pionowych skalach położenie obu klatek w szybie. Każda ze śrub połączona jest z innym bębniem, tak iż przy przechodzeniu na inny poziom wydobywania i przestawieniu jednego bębna nowe położenie klatek odtwarza się automatycznie. Obrót śrub wskaźnika głębokości wykorzystany jest również do automatycznego sterowania wyciągu, a ściślej mówiąc do półautomatycznego. Takie półautomatyczne sterowanie odbywa się na następującej zasadzie: wykres prędkości $v = F(h)$ (rys. 25) zadany w obliczeniu uważa się za wykres graniczny prędkości najwyższych, które w żadnym punkcie szybu nie powinny być przekroczone, prędkości mniejsze natomiast mogą być przez maszynistę wybierane dowolnie; jest to wa-

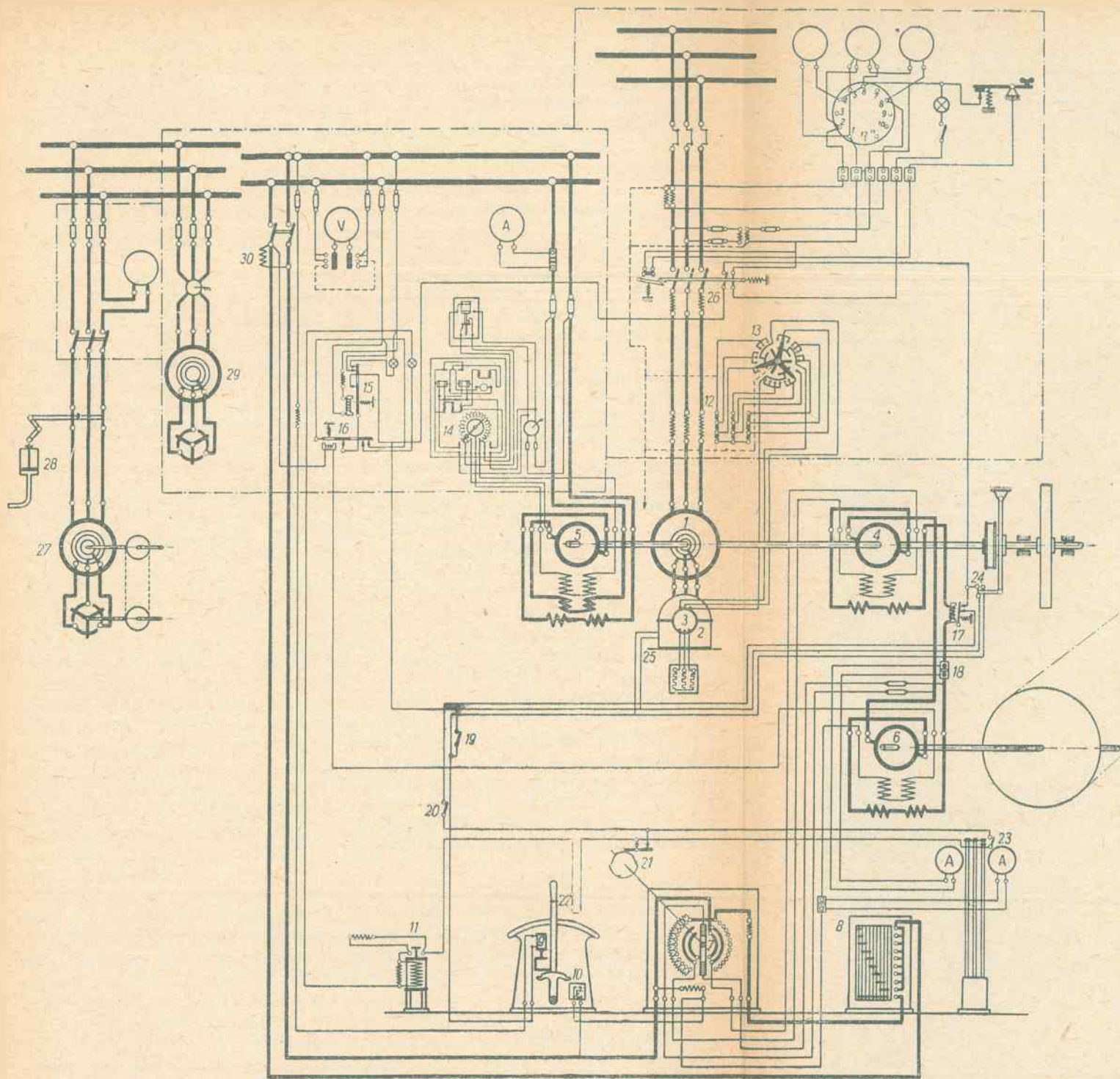
runek dostateczny dla względów bezpieczeństwa jazdy i nieprzeciążania silnika. Aby jednak całkowicie wyzyskać czas i wyciąg trzeba stale jechać z największą dozwoloną prędkością i przyspieszeniem, z czego wy-



Rys. 71. Wskaźnik głębokości
a — widok z przodu, b — widok z tyłu



Rys. 72. Zasada działania regulatora jazdy układu Leonarda: krzywki ograniczające wysięg steru przy rozruchu i hamowaniu



Rys. 73. Schemat połączeń elektrycznych układu Leonard-Ilgnera SSW w starszym wykonaniu

1 — silnik trójfazowy, 2 — opornik wodny dla rozruchu i regulacji poślizgu silnika, 3 — silnik napędowy dla opornika, 4 — prądnica główna, 5 — wzbudnica, 6 — silnik wyciągowy, 7 — regulator sterowniczy wzbudzenia prądnicy, 8 — wyłącznik magnesów prądnicy z oporami wstępnymi, 9 — magnes ograniczenia wysięgu steru, 10 — zwieracz dodatkowego oporu wzbudzenia silnika wyciągowego (osłabiać pola), 11 — magnes hamulec, 12 — transformator prądowy, 13 — nastawnica dla transformatora prądowego, 14 — automatyczny regulator napięcia wzbudnicy, 15 — przełącznik zaniku napięcia wzbudnego, 16 — przełącznik zaniku prądu wzbudzenia silnika, 17 — przełącznik nadmiaru prądu w obwodzie tworników, 18 — bocznik dla amperomierza, 19 — łącznik u sygnalisty do obniżenia prędkości, 20 — łącznik w wieży dla uruchomienia hamulca, 21 i 23 — równoległe łączniki hamulca na regulatorze wzbudzenia i na wskaźniku głębokości, 22 — łącznik hamulca ciężarowego przy dźwiku hamulca manewrowego, 24 — łącznik prędkości przy sprzęgle odłączającym koło zamachowe, 25 — łącznik prędkości przy oporniku wodnym, 26 — łącznik prędkości przy głównym wyłączniku trójfazowym, 27 — silnik sprzętarki dla hamulców, 28 — automatyczny pneumatyczny łącznik dla silnika sprzętarki, 29 — silnik pompy olejowej dla łożysk koła zamachowego, 30 — wyłącznik wzbudzenia

plywa wskazanie: maszynista naciska drążek sterowniczy z całą siłą, wskaźnik głębokości zaś zapobiega przekroczeniu prędkości granicznych. W ten sposób rozruch odbywa się z czynnym udziałem maszynisty, bieg ustalony i hamowanie niezależnie od niego; najważniejszy więc okres jazdy — hamowanie, odbywa się automatycznie. Aby ograniczyć wysięg drążka sterowniczego według krzywej granicznej odpowiednio przetworzonej, przeciwstawia się mu krzywe powierzchnie dotyku rozwinięte wzdłuż śrub wskaźnika głębokości lub zwinięte w kształcie tarcz ekscentrycznych o ruchu obrotowym nadawanym przez te śruby. Te same powierzchnie graniczne powodują zatrzymanie wyciągu przez hamulec ciężarowy w razie przejechania poza stację końcową.

Rysunek 71 przedstawia ogólny widok wskaźnika głębokości, a rys. 72 — zasadę półautomatycznego sterowania za pomocą krzywek granicznych.

Jeżeli prądnicę główną układu Leonarda pędzi silnik trójfazowy, to wykres mocy pobieranej z sieci trójfazowej podobny jest do wykresu pracy silnika wyciągowego, różni się zaś od niego liczbowo tylko o wielkość strat pośrednich, czyli sieć musi pokrywać wysokie szczyty obciążenia i przyjmować moce ujemne. Ponieważ szczyty te sięgają często kilku tysięcy koni mechanicznych (KM), to dla elektrowni mniejszych ruch taki nastęrcza duże trudności techniczne i trzeba uciekać się do złagodzenia tych szczytów przez wyrównanie obciążenia za pomocą koła zamachowego osadzonego na wale przetwornicy Ward-Leonarda.

Podział mocy między silnik i koło zamachowe odbywa się na zasadach podanych szczegółowo dalej; podział reguluje przekątnik na dopływie trójfazowym, nastawiony na największy żądany pobór prądu lub mocy z sieci. Przekątnik ten zmienia opór w obwodzie wirnika silnika trójfazowego i w ten sposób zmienia charakterystykę silnika, a z nią i podział pierwotny poboru mocy. Zwykle używa się do tego celu opornika wodnego z ruchomymi zanurzonymi elektrodami.

Opisane wyżej maszyny i przyrządy stanowią elementy urządzenia wyciągowego w układzie najprostszym Leonarda-Ilgnera, uwidocznionym na schemacie elektrycznych połączeń (rys. 73), w starszym wykonaniu b. firmy SSW. W schemacie tym łączniki 21, 22 i 23 nie mają zasadniczego znaczenia; były dodane w jednym wyciągu jako zabezpieczenie dodatkowe. Łącznik 24 ma na celu ograniczenie prędkości i pobieranej mocy przy pracy przetwornicy bez koła zamachowego. Łącznik 25 ogranicza pobór mocy przy zbyt wyładowanym kole zamachowym. Łącznik 26 pozwala na dokończenie jazdy rozpędem koła zamachowego, ogranicza jedynie prędkość, w razie odłączenia przetwornicy od elektrowni. Od obu biegunów głównego obwodu Leonarda odgałęziony jest w miejscu 18 przez bezpieczniki prąd do połączenia samobójczego prądnicy, którego szczegóły podano dalej.

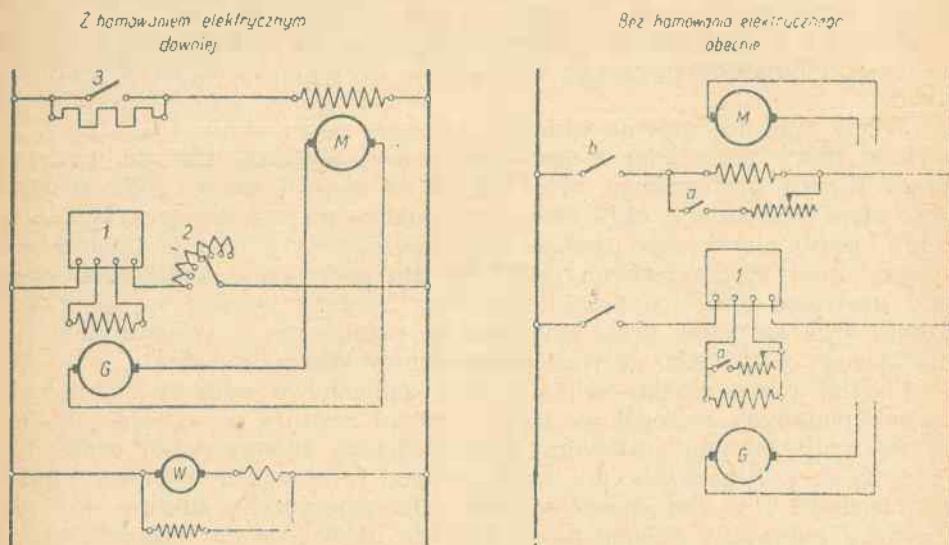
Taki schemat połączeń stosował dawniej Siemens; ma go większość wyciągów dotychczas pracujących. W nowszych wyciągach z pospiesznym hamulcem, zrezygnowano z hamowania elektrycznego przy nacisku ciężaru hamulczego i zastosowano odłączanie wzbudzenia i prądnicy, i silnika. Rysunek 74 podaje schemat odłączania wzbudzenia stosowany dawniej i obecnie, a rys. 75 schemat całego nowego układu połączeń.

Dawniej przy hamowaniu opadał ciężar hamulczy, jednocześnie zaś wyłącznik stopniowany wzbudzenia prądnicy 2 likwidował jej napięcie, wywołując dodatkowe elektryczne hamowanie silnika wyciągowego, zawsze trudne do zharmonizowania z hamowaniem mechanicznym. Obecnie

hamulec pospieszny przekręca na drodze pneumatycznej nastawnik walcowy migowy, odłączający obwody wzbudzenia zarówno prądnicy jak i silnika. Kolejność manipulacji odłączania tych obwodów o dużej samoindukcji jest następująca:

1. zbocznikowanie oporem tłumiącym uzwojeń magnesów silnika (a),
2. zbocznikowanie oporem tłumiącym uzwojeń magnesów prądnicy (a),
3. przerwanie obwodu zbocznikowanego magnesów silnika (b),
4. przerwanie obwodu zbocznikowanego magnesów prądnicy (b).

Po dokonanym odłączeniu wzbudzeń stan łączników jak na rys. 74.



Rys. 74. Odłączanie wzbudzenia układu Leonarda i SSW: dawniej (część lewa) i obecnie (część prawa)

Przy ręcznym sterowaniu wyciągu regulator wzbudzenia prądnicy powinien mieć tyle stopni regulacyjnych, aby zapewnić przy rozruchu i hamowaniu utrzymanie momentu obrotowego silnika, a więc i prądu i_a w dość wąskich granicach, np. $\pm 10\%$. Równanie sił elektromotorycznych (SEM)

$$\Sigma E = 0; E_p - i_a r_p - i_a r_l - i_a r_s = E_s$$

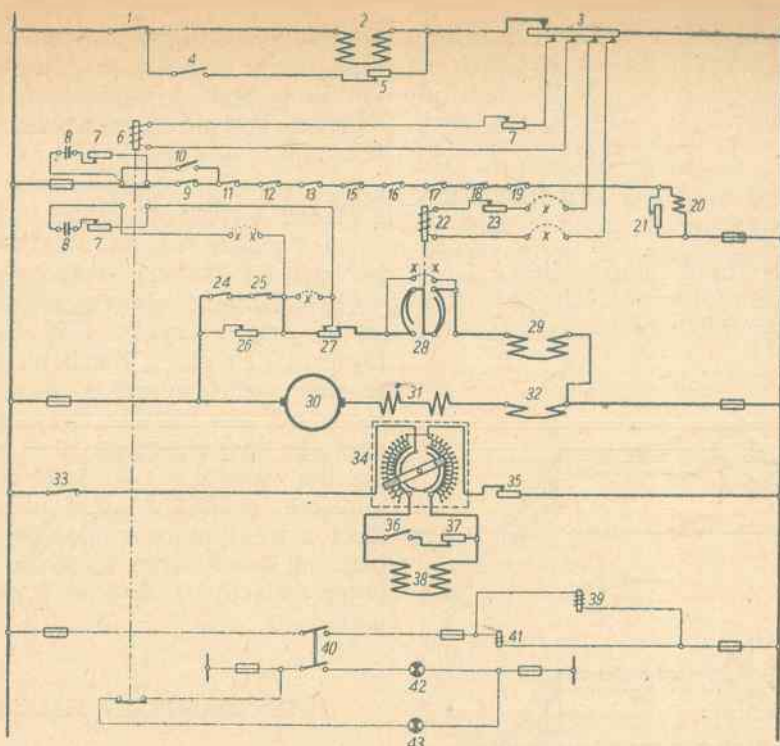
albo

$$E_p = E_s + i_a R \quad (35)$$

gdzie

- r_p — opór twornika prądnicy,
- r_s — opór twornika silnika,
- r_l — opór przewodów łączących prądnicę z silnikiem,
- R — opór łączny.

Przy rozruchu prądnica powinna przede wszystkim pokonać spadek napięcia odpowiadający momentowi obrotowemu ruszania ($i_a R$), potem dopiero zwiększać E_s rozruchu silnika. Opory uzwojeń obejmujące twornik, bieguny pomocnicze i zwoje kompensacyjne, wynoszą setne, a nawet tysięczne części oma; natężenia prądu w twornikach sięgają w szczytach 2000 — 6000 amperów, toteż spadek napięcia całego obwodu sięgać



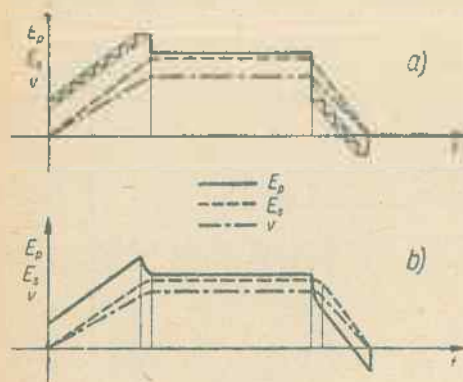
Rys. 75. Schemat nowszy układu Leonarda SSW

1 — wyłącznik do odwzbudzenia silnika wyciągowego w chwili wyzwolenia hamulca bezpieczeństwa, 2 — uzwojenie wzbudzające silnika wyciągowego, 3 — opór nastawczy, 4 — wyłącznik do odwzbudzenia silnika wyciągowego (zwiera uzwojenie wzbudzające przez opór w chwili wyzwolenia hamulca bezpieczeństwa), 5 — opór do odwzbudzenia silnika wyciągowego, 6 — cewka przekaźnika podprądowego dla kontroli wzbudzenia silnika wyciągowego, 7 — opór nastawczy, 8 — kondensator dla gaszenia łuku (ochrona przed opalaniem styków), 9 — kontakt na wyłączniku sprzęgłowym przy wskaźniku głębokości, 10 — kontakt na wyłączniku 25 do bocznikowania przekaźnika podprądowego 6 i wyłącznika sprzęgłowego 9 (kontakt 10 zamyka obwód przy celowym osłabianiu wzbudzenia silnika wyciągowego oraz przy rozłączaniu celowym sprzęgła od napędu wskaźnika głębokości w chwili regulacji położenia wskaźników, np. po zaistnieniu poślizgu liny), 11 — kontakt wyłącznika nadprądowego chroniącego przed nadmiernym prądem w obwodzie głównym Leonarda, 12 — kontakt pomocniczy na wyłączniku głównym od napędu przetwornicy, 13 — kontakt wyłącznika odśrodkowego na wale przetwornicy, 15 — kontakt wyłącznika krańcowego na wskaźniku głębokości, 16 — kontakt wyłącznika krańcowego na nadzwybiu, 17 — kontakt wyłącznika kontrolującego ciśnienie powietrza sprężonego w urządzeniu hamulczym, 18 — kontakt wyłącznika do odwzbudzenia maszyn (mechanicznie połączony z wyłącznikami: 1, 4, 33 i 36), 19 — kontakt wyłącznika połączony mechanicznie z dźwignią hamulca bezpieczeństwa w stanowisku maszynisty (służy do umyślnego wyzwolenia hamulca bezpieczeństwa przez maszynistę), 20 — cewka luzownika magnetycznego (przerwanie obwodu tej cewki powoduje wyzwolenie hamulca bezpieczeństwa), 21 — opór równoległy (dla ochrony przed przepięciami), 23 — cewka pospiesznego regulatora napięcia (dla utrzymywania stałego prądu wzbudzenia silnika wyciągowego), 23 — opór nastawczy, 24 — kontakt wyłącznika do wyzwolenia hamulca bezpieczeństwa połączony mechanicznie z kontaktem 19 (otwarcie powoduje zmniejszenie wzbudzenia wzbudnicy, a zatem zmniejszenie napięcia wzbudzenia), 25 — wyłącznik do celowego zmniejszania prądu wzbudzenia silnika wyciągowego w czasie przerwy w pracy (otwarcie powoduje zmniejszenie napięcia wzbudzenia, a zatem i prądu wzbudzenia), 26 — opór szeregowy w obwodzie wzbudzenia wzbudnicy — nastawczy, 27 — opór szeregowy (część tego oporu jest zwierana przez przekaźnik prądowy 6 w przypadku nieczynnego regulatora pospiesznego 28 (jeżeli regulator 28 jest czynny wówczas styki x są zwarte, a styki y otwarte), 28 — pospieszny regulator napięcia dla samoczynnego utrzymywania stałego wzbudzenia silnika wyciągowego, 29 — wzbudzenie główne wzbudnicy samowzbudnej, 30 — twornik wzbudnicy, 31 — uzwojenie biegunów pomocniczych wzbudnicy, 32 — dozwolenie wzbudnicy, 33 — wyłącznik do odwzbudzenia prądnic sterującej w razie wyzwolenia hamulca bezpieczeństwa, 34 — aparat sterowniczy, 35 — opór szeregowy nastawczy, 36 — wyłącznik do odwzbudzenia prądnic sterującej w chwili wyzwolenia hamulca bezpieczeństwa, 37 — opór do odwzbudzenia prądnic sterującej, 38 — uzwojenie wzbudzające prądnic sterującej, 39 — cewka do zaworu tłumiącego wpływ powietrza z cylindra hamulca bezpieczeństwa w przypadku zadziałania tego hamulca w czasie jazdy ludzi (tłumienie to łagodzi działanie hamulca bezpieczeństwa), 40 — przełącznik dla jazdy ludzi (uruchamiany przez sygnał), 41 — cewka elektromagnesu ograniczającego wychylenie dźwigni sterowniczej w czasie jazdy ludzi (zmniejszenie prędkości jazdy), 42 — lampka sygnałowa czerwona na wskaźniku głębokości, sygnalizująca przestawienie na jazdę ludzi, 43 — lampka sygnałowa zielona na wskaźniku głębokości, sygnalizująca zupełne wzbudzenie silnika wyciągowego

może $100 \div 150$ woltów. Napięcie prądnicy sterującej wynosi 500 do 1000 V, czyli całkowity spadek napięcia może wynosić pod koniec rozruchu około 20%, a w biegu ustalonym 10%. Spadek napięcia ΔU , odpowiadający $(i_{s \max} - i_{s \min}) R$, czyli jednemu stopniowi opornicy, wynosi

$$\Delta U = R \frac{1,1 - 0,9}{1,0} i_s = 0,2 R i_s = 20 \div 30 \text{ V}$$

a liczba stopni regulacyjnych $1,1 U : \Delta U$, np. $1,1 \cdot 500 : 20 = 28$ przy 500 V i 56 najmniej przy 1000 V. W ten sposób warunek zachowania dostatecznej równomierności momentu obrotowego przy rozruchu jest spełniony



Rys. 76. Przebieg E_p , E_s i v przy sterowaniu jazdy wyciągu
a — teoretyczny, b — rzeczywisty

(rys. 76). Przebieg rozruchu z przyspieszeniem 1 m/sek^2 i ze wzrostem mocy po 200 kW/sek przy wzroście napięcia sterowniczego $20 + 40 \text{ V}$ na działkę opornicy — jest powolny, napięcie prądnicy sterowniczej nadąża z minimalnym opóźnieniem za prądem wzbudzenia i proces ten nie potrzebuje być traktowany jako niestabilny.

Dokładność sterowania

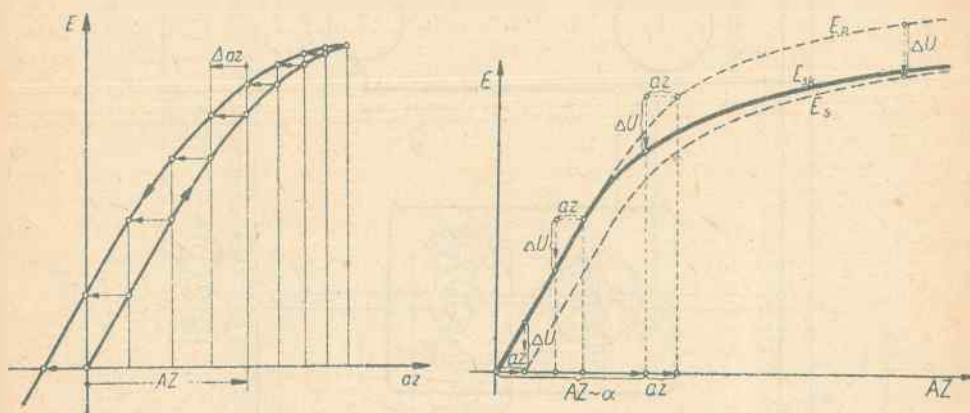
Zarówno dawny jak i nowy układ SSW nie mają kompensacji spadku napięcia, a wpływ histerezy jest likwidowany dopiero po zatrzymaniu silnika; w praktyce przy ręcznym sterowaniu układ ten dostatecznie za-

bezpiecza prawidłowy ruch wyciągu, a dalsze korektury niezbędne są dopiero przy automatyzacji sterowania.

Zastrzeżenia zrobione na końcu opisu systemu Leonarda, dotyczące wpływu histerezy i wielkości momentu na prędkość wyciągu, wymagają zastosowania połączeń korygujących. Najprostszym sposobem usunięcia magnetyzmu szczątkowego prądnicy w położeniu zerowym drążka sterowniczego jest zastosowanie tak zwanego połączenia samobójczego, przy którym w chwili odłączenia prądu wzbudzającego od uzwojenia magnesów prądnicy uzwojenie to zostaje dołączone do zacisków głównych prądnicy w taki sposób, iż panujące na nich napięcie szczątkowe daje prąd odmagnesowujący i tą drogą samo siebie niweczy. Niekiedy prądnicą otrzymuje na głównych magnesach jeszcze kilka odmagnesowujących zwojów prądu głównego. Zmniejsza wydatnie wielkość histerezy wykonanie biegunów i jarzma prądnicy z blach cienkich zamiast odlewu oraz stosowanie niewielkich nasycień żelaza nie przekraczających kolana krzywej magnetyzacji. W większości przypadków środki te wystarczają do sterowania półautomatycznego. Jeżeli jednak wymagane jest ściśle zachowanie wykresu prędkości, to dla osiągnięcia przebiegu magnetyzacji prądnicy po linii pośredniej przechodzącej przez punkt zerowy, trzeba do amperozwojów głównych wzbudzenia dodawać lub odejmować amperozwoje pomocnicze, dla których natężenie prądu reguluje się przez zmianę oporów w zależności od wysięgu drążka sterowniczego (rys. 77). W tym celu prądnicą

Leonarda lub wzbudnica ma pomocnicze uzwojenie na magnesach, a drążek sterowniczy porusza dwie nastawnice oporów w obwodach wzbudzenia głównego i pomocniczego.

Prędkość można uniezależnić od wielkości i kierunku momentu obrotowego kompensując dosyć znaczne spadki napięcia w głównym obwodzie Leonarda przez nadanie prądnicy własności maszyny compound. Ponieważ przy tym zaopatrzenie jej bezpośrednio w uzwojenie dodatkowe szeregowne jest trudne do opanowania i może wywołać niepożądane zjawiska samopobudzenia, cel ten osiąga się przez wzmocnienie lub osłabienie wzbudzenia pomocniczego prądnicy głównej albo jej wzbudnicy, w zależ-



Rys. 77 (po lewej). Zasada korekty hysterezy prądnicy Leonarda przy sterowaniu
AZ — wzbudzenie główne, az — dodatkowe osłabiające

Rys. 78 (po prawej). Zasada ograniczonej kompensacji spadku napięcia w obwodzie Leonarda

AZ — wzbudzenie główne, ΔU — spadek napięcia, az — amperozwoje dodatkowe, E_p — SEM prądnicy, E_s — SEM silnika bez kompensacji spadku napięcia, E_{sk} — SEM silnika z kompensacją, $AZ \sim a$ — wzbudzenie główne zależne od kąta α wychylenia steru

ności od natężenia prądu obwodu głównego Leonarda (dodatkowa prądniczka wzbudzana prądem pobieranym z bocznika obwodu głównego Leonarda) (rys. 78).¹⁾

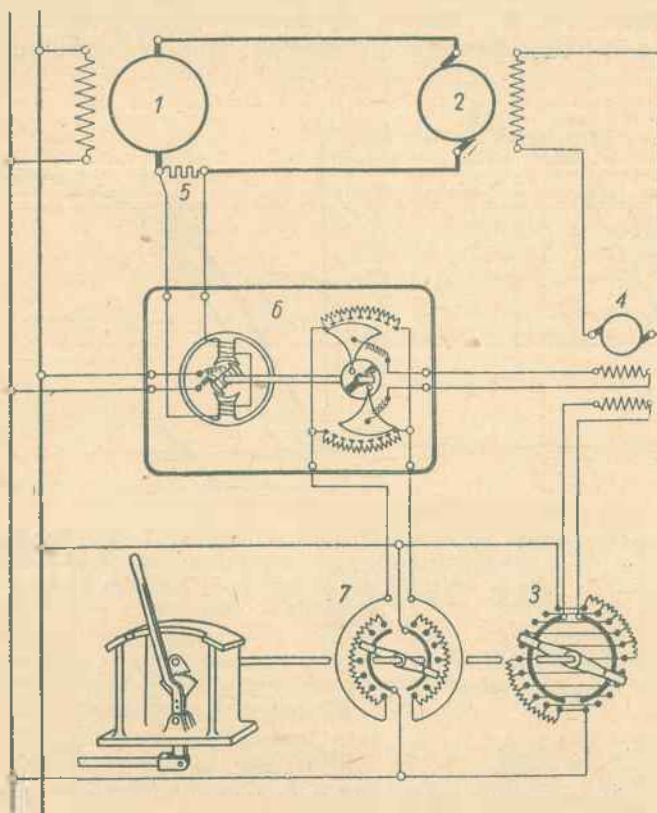
Korekta hysterezy i spadku napięcia mogą być połączone razem i oddziaływać na jedno wzbudzenie pomocnicze, jak to pokazano na rys. 79.

Sterowana korekta hysterezy 7 i spadek napięcia w boczniku obwodu głównego 9 sumowane są przez regulator automatyczny 6 wzbudzenia dodatkowego. Oprócz tego systemu korekty istnieje cały szereg innych systemów patentowanych, zasada ich działania mało różni się jednak od wyżej podanej.

Przy przetwornicach pracujących z bardzo zmiennymi prędkościami (duży spadek obrotów dla lepszego wyzyskania koła zamachowego) napięcie prądnicy jest zależne nie tylko od wielkości wzbudzenia, lecz i od jej prędkości, co wpływa również niekorzystnie na dokładność sterowania. Aby czynnik prędkości prądnicy wyeliminować, w obwód wzbudzenia wzbudnicy włącza się prądnicę pomocniczą z obcym stałym wzbudzeniem. Prądnica ta jest pędzona silnikiem trójfazowym zasilanym z ob-

¹⁾ Kompensacja o zasięgu ograniczonym patrz AEG, str. 122.

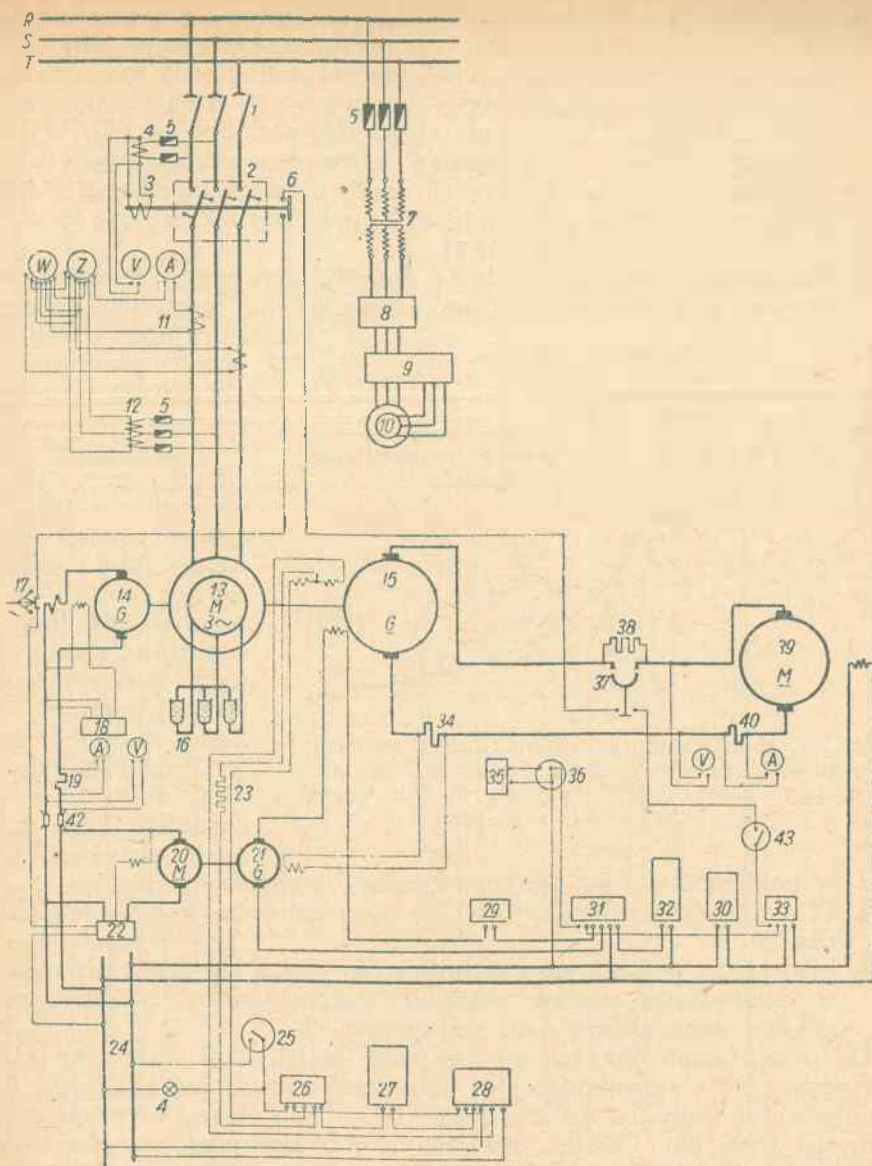
wodu pierścieni ślizgowych silnika trójfazowego przetwornicy. Napięcie dodatkowe tej prądnicy będzie w prostym stosunku do jej prędkości, a ta z kolei do liczby okresów obrotu wirnika trójfazowego czyli do spadku jego obrotów. Po wprowadzeniu tych wszystkich korektur otrzymuje się jedną stałą zależność prędkości wyciągu od położenia drążka sterowniczego; sterowanie może być całkowicie zautomatyzowane, a udział maszynisty ograniczony do pierwszego naciśnięcia guzika.



Rys. 79. Korektura kompensacji spadku napięcia i histerezy przy dwustopniowym wzbudzeniu prądnicy (BBC)
 1 — silnik, 2 — prądnica Leonarda, 3 — nastawnica oporów wzbudzenia głównego, 4 — wzbudnica z dwoma uzwojeniami magnesów, 5 — bocznik obwodu głównego, 6 — przełącznik z regulatorem, 7 — nastawnica wzbudzenia pomocniczego dla korektury histerezy

Uproszczony schemat połączeń innej firmy podaje rys. 80. Cechy charakterystyczne tego układu są następujące:

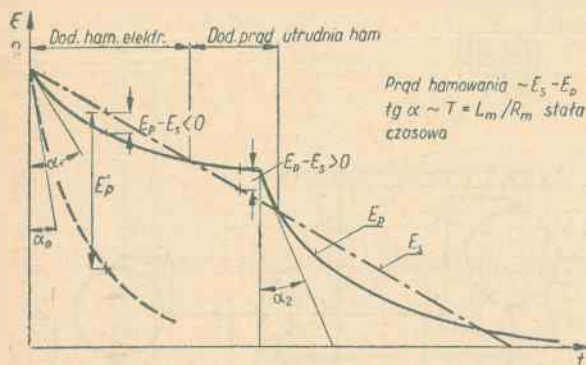
1. Wyłącznik nadmiarowy zbocznikowany oporem ochronnym przerywa prąd roboczy obwodu głównego.
2. Całe uzwojenie magnesów głównych prądnicy pracuje przy przewozie ładunku z dużą prędkością, a tylko część uzwojenia przy przewozie ludzi z obniżoną prędkością. W celu zachowania jednakowego natężenia prądu wzbudzenia, zamiast odłączonych zwojów włącza się opór, strumień magnetyczny maleje, przyspieszenie maleje, czułość sterowania wzrasta.



Rys. 80. Skrócony schemat układu Leonarda według AEG

1 — odłącznik, 2 — wyłącznik nadmiarowy, 3 — przełącznik odłączenia prądu, 4 — przełącznik zaniku napięcia, 5 — bezpieczniki, 6 — kontakt stanu włączenia prądu, 7 — transformator dla sprężarki, 8 — wyłącznik silnika sprężarki dla hamulców, 9 — rozrusznik automatyczny silnika sprężarki, 10 — silnik sprężarki, 11 — transformator prądowy, 12 — transformator napięciowy, 13 — silnik główny przetwornicy Leonarda, 14 — wzbudnica główna przetwornicy Leonarda, 15 — prądnica sterująca przetwornicy Leonarda, 16 — rozrusznik wodny asynchronu, 17 — łącznik odśrodkowy na wale przetwornicy zatrzymujący wyciąg w razie przekroczenia obrotów o 10%, 18 — regulator bocznikowy wzbudnicy, 19 — amperomierz prądu stałego, 20 — silnik przetwornicy pomocniczej, 21 — prądnica przetwornicy pomocniczej, 22 — rozrusznik silnika przetwornicy pomocniczej, 23 — opór zastępczy części uzwojenia wzbudzenia prądnicy sterującej, 24 — szyny obwodów wzbudzających i zabezpieczających, 25 — łącznik sygnału dla jazdy ludzi, 26 — przełącznik wzbudzenia dla jazdy ludzi, 27 — wyłącznik wzbudzenia prądnicy z oporami wstępnymi, 28 — regulator sterowniczy wzbudzenia prądnicy, 29 — opór nastawny obwodu kompensacyjnego, 30 — osłabiacz pola silnika, 31 — automatyka magnesu hamulczego, 32 — magnes hamulczy, 33 — automatyka pola silnika, 34 — bocznik, 35 — łącznik obejściowy, 36 — wyłącznik końcowy w nadzrybie, 37 — automat przetężeniowy, 38 — opór ochronny, 39 — silnik wyciągowy, 40 — bocznik, 41 — lampa sygnałowa jazdy ludzi, 42 — bezpieczniki, 43 — łącznik przy dźwiku hamulca ciężarowego

3. Przy opadnięciu ciężaru hamulczego następuje odwzbudzenie prądnicy sterującej i hamowanie mechaniczno-elektryczne silnika. Odwzbudzenie następuje przez kolejne: włączenie w obwód uzwojenia magnesów oporu szeregowego, zbocznikowanie tego uzwojenia oporem tłumiącym i przerwanie tego obwodu. Proces ten, wybitnie nieustalony, musi być dokładnie obliczony i wyregulowany w celu uniknięcia przeteżeń i przepięć prądu oraz nadmiernej siły hamowania w linii. Przebieg opadania E_p prądnicy i E_s silnika oraz obrotów silnika (n_s) podaje rys. 81.
4. Kompensacja spadku napięcia obwodu głównego „compoundowanie” za pomocą dodatkowego uzwojenia na magnesach prądnicy sterującej, zasilanego przez prądnicę wyrównawczą wzbudzaną prądem bocznika obwodu głównego i pracującą przy stałych obrotach małego zespołu pomocniczego. Kompensacja odbywa się dokładnie tylko na przestrzeni dolnej prostolinijnej części przebiegu krzywej magnetycznej prądnicy, czyli mniej więcej do połowy prędkości największej, a więc na najbardziej niebezpiecznych odcinkach jazdy



Rys. 81. Hamowanie elektryczne silnika Leonarda i jego efekt przy odłączeniu wzbudzenia prądnicy sterującej przez dodatkowy opór. E_p lub wprost E'_p — nadmierny skok prądu

w pobliżu stacji końcowych. Przebieg kompensacji podaje rys. 78. Dla większych zasięgów BBC stosuje nastawnicę korekcyjną jak na rys. 79.

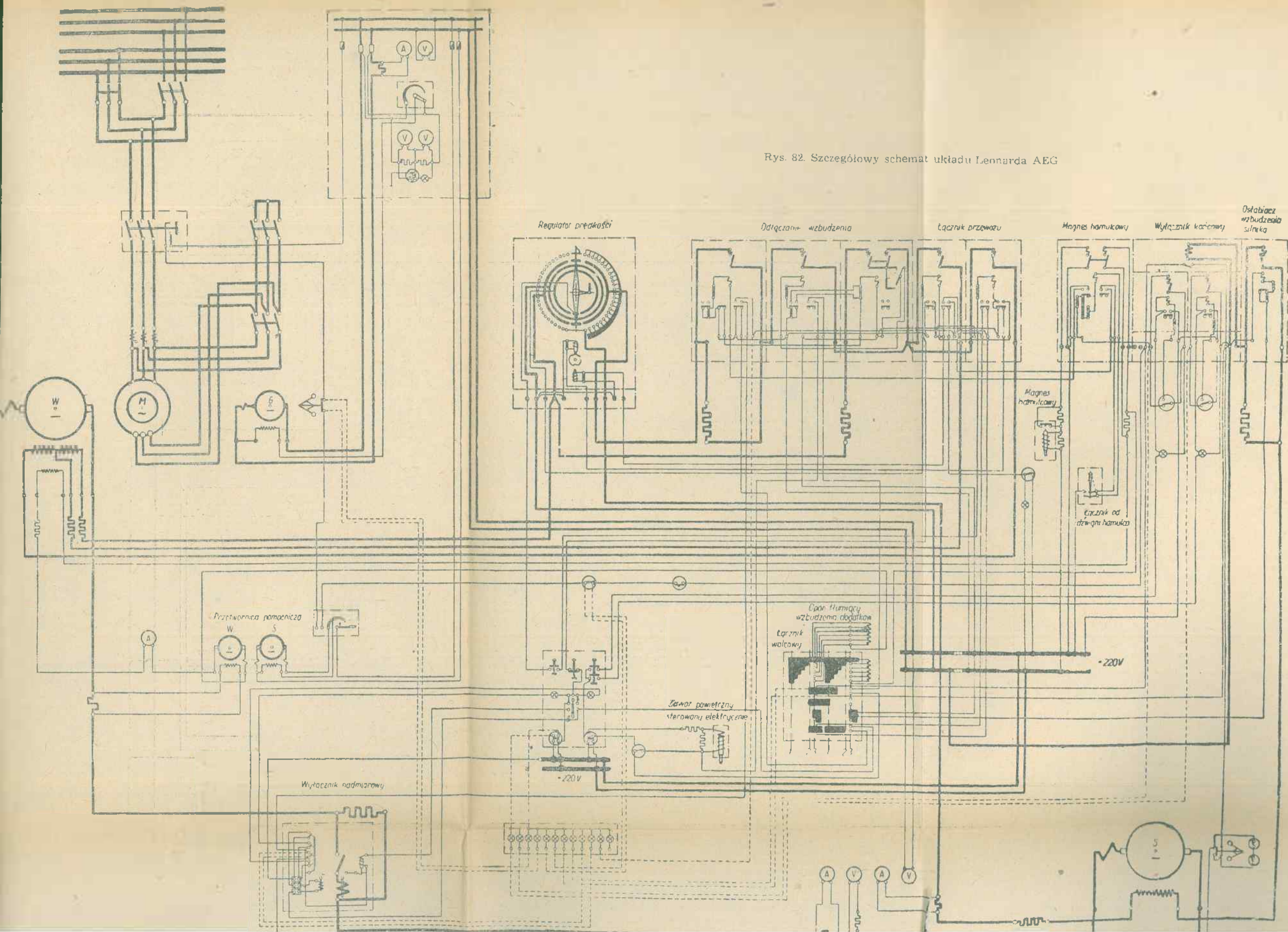
5. Likwidację magnetyzmu szcztkowego osiąga się przez odpowiednie wyregulowanie oporów prądnicy wyrównawczej. Schemat szczegółowy tegoż układu AEG podaje rys. 82.

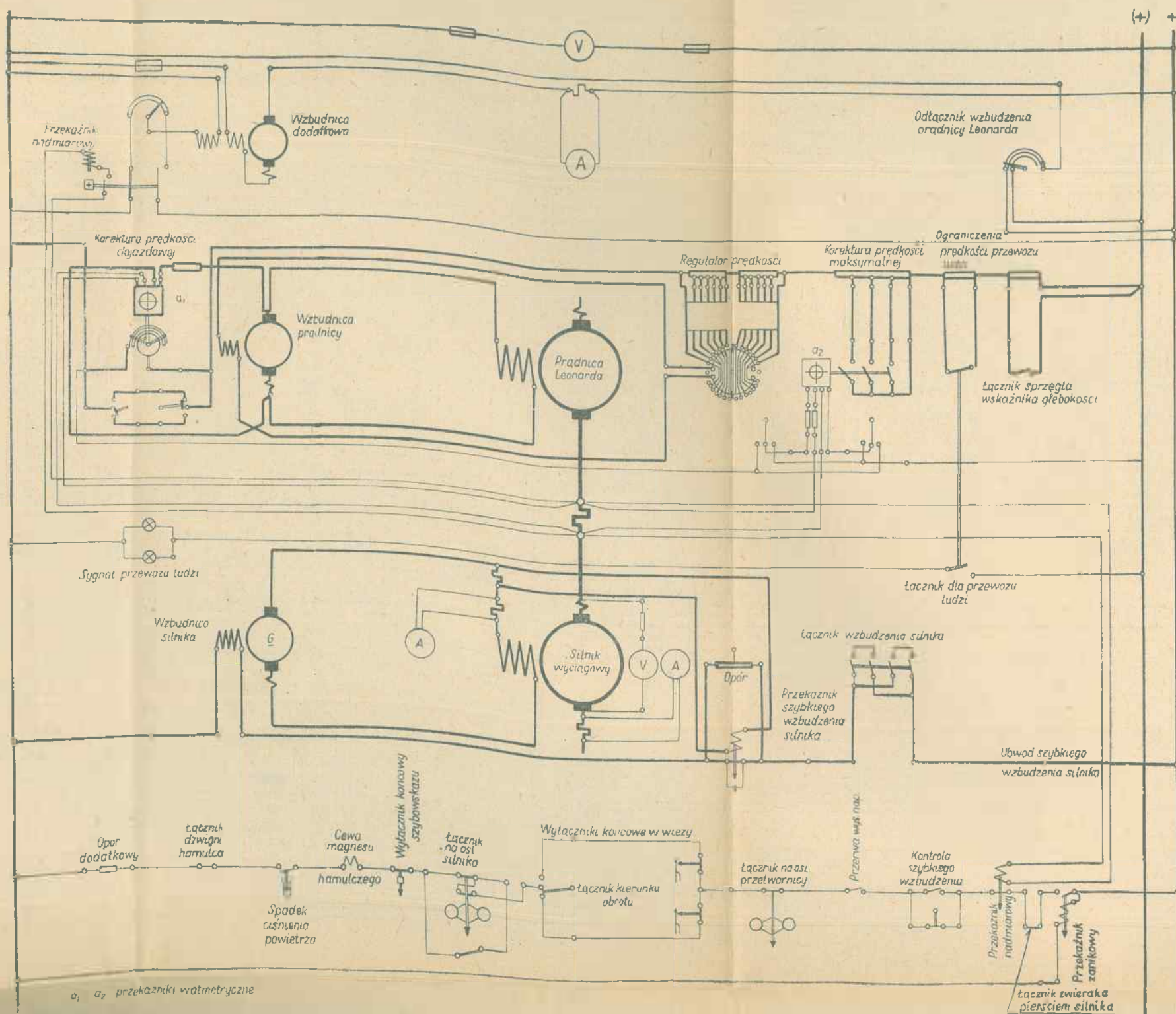
Do prowadzenia wyciągu w większości konstrukcji służą trzy dźwignie ręczne: *a* — sterownicza do regulatora wzbudzenia prądnicy, *b* — hamulcowa do hamulca manewrowego i *c* — hamulcowa do hamulca ciężarowego (rys. 83). Czasem dźwignie *a* i *b* zastąpione są przez jedną o ruchu w dwóch prostopadłych do siebie płaszczyznach (BBC). Trzy dźwignie powyższe sprzężone są między sobą mechanicznie poprzez kulisy 1, 2 i wkładki z rolkami 3, 4, 5 w taki sposób, iż maszynista może:

1. luzować hamulec manewrowy w położeniu zerowym steru *a* dla opuszczania ciężarów na hamulcu,
2. poruszać sterem przy zluzowanym hamulcu *b*,
3. zrzucać ciężar hamulczy przy każdym położeniu dźwigni hamulca manewrowego *b*,
4. poruszać dźwignię hamulca manewrowego *b* przy zaciśniętym i zluzowanym hamulcu ciężarowym.

Natomiast maszynista nie może:

5. ruszyć steru *a* z położenia zerowego przy całkowicie zaciśniętym hamulcu manewrowym *b*,





Rys. 83. Schemat połączeń elektrycznych układu Leonarda BBC

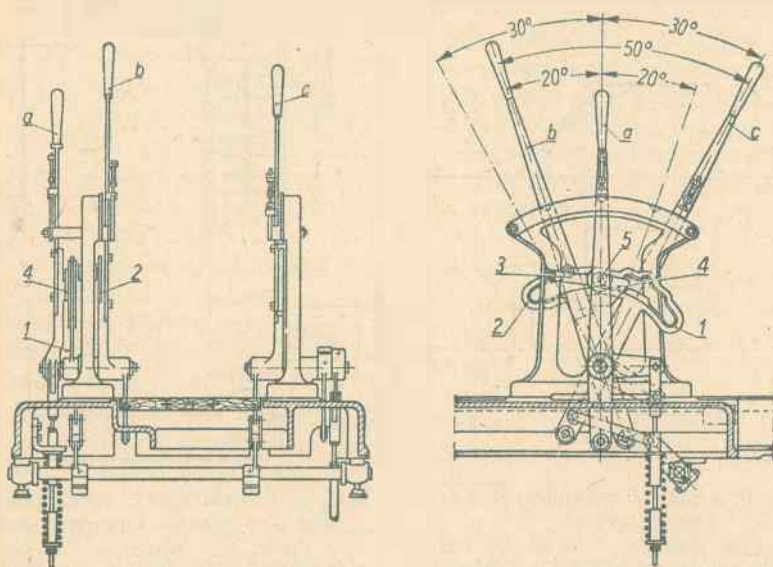
6. ruszyć steru więcej niż o 10° z położenia zerowego, dopóki dźwignia hamulcowa b przesunięta jest mniej niż o 10° z położenia dociskowego (prąd mniej więcej normalny),
7. zacisnąć hamulec manewrowy b, dopóki ster a przesunięty jest więcej niż o 10° z położenia zerowego (jak wyżej),
8. luzować zaciśnięty hamulec ciężarowy c przy zluźnianym hamulcu manewrowym b.

Często ograniczenie punktu 7 zaniechane jest przy jednoczesnym automatycznym zaciśnięciu szczęk hamulca ciężarowego.

Ograniczenia powyższe mają na celu ochronę wyciągu od wypadków, a maszyn od przeciążeń.

Schemat połączeń elektrycznych układu Leonarda w nowym wykonaniu firmy BBC podaje rys. 83. Cechy charakterystyczne tego układu są następujące:

1. Układ ma trzy wzбудnice: silnik wyciągowy i prądnica sterująca mają swoje wzбудnice normalne, obie one jednak otrzymują prąd



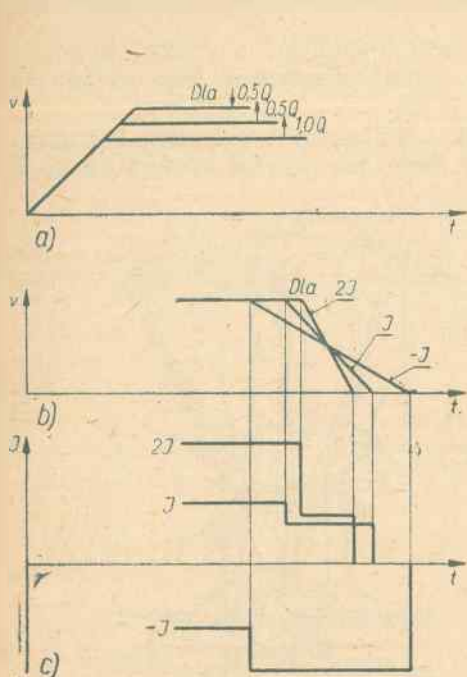
Rys. 84. Dźwignia hamulcowa i sterownicza; wzajemne blokowanie ich współpracy

1, 2, 3, 4 i 5 — kulisy i krążki do blokowania powyższych dźwigni

wzbudzenia od jednej wzбудnicy dodatkowej. Sterowanie jest więc dwustopniowe: regulacja obrotów odbywa się przez regulację oporów w obwodzie wzbudzenia wzбудnicy prądnicy sterującej.

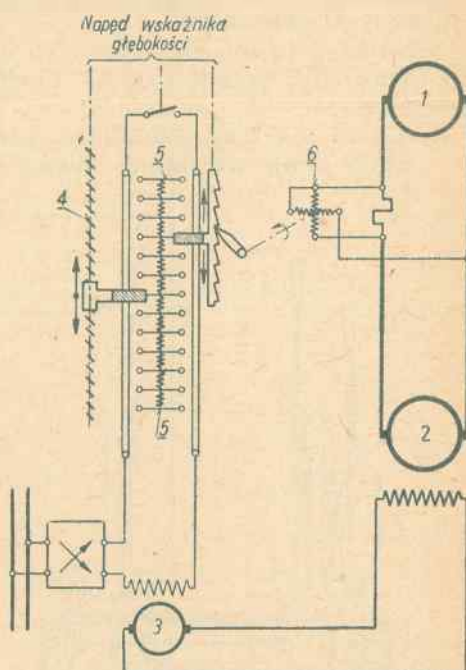
2. Nad zabezpieczeniem obwodu głównego od przetężeń czuwa przełącznik nadmiarowy zasilany z bocznika prądu głównego; przerywa on obwód wzbudzenia wzbudnicy dodatkowej. Opadnięcie ciężaru hamulcowego powoduje odwzbudzenie wzbudnicy przez opory prądnicy sterującej. W obu przypadkach następuje hamowanie wyciągu mechaniczne i elektryczne.
3. Przy przewozie ludzi włącza się opór dławiący w obwód wzbudzenia wzbudnicy prądnicy sterującej.

4. Zamiast stałej kompensacji spadku napięcia i histerezy na całej długości jazdy zastosowane są:
- Korektura prędkości jazdy w biegu ustalonym przy typowych rodzajach obciążenia wyciągu (podnoszenie i opuszczanie ciężarów, przewóz ludzi). Osiąga się to przez włączenie w obwód wzbudzenia prądnicy w czasie biegu ustalonego odpowiednich oporów dodatkowych.
 - Korektura chwili rozpoczęcia okresu zwalniania biegu wyciągu przed stacją końcową przy różnych rodzajach obciążenia. Osiąga



Rys. 85. Przekaznik watmetryczny korygujący

a — największą prędkość, b — chwilę rozpoczęcia hamowania pod wpływem wielkości prądu I i jego kierunku, c — przebieg prądów i mocy dla różnych obciążeń



Rys. 86. Dodatkowa korektura prędkości w okresie hamowania BBC

1 — silnik, 2 — prądnica, 3 — wzbudnica, 4 — przewadnica śrubowa, 5 — opór ślizgowy, 6 — przekaznik watmetryczny

się to znowu przez włączenie w ten sam obwód w okresie hamowania oporu dawkowanego według potrzeby.

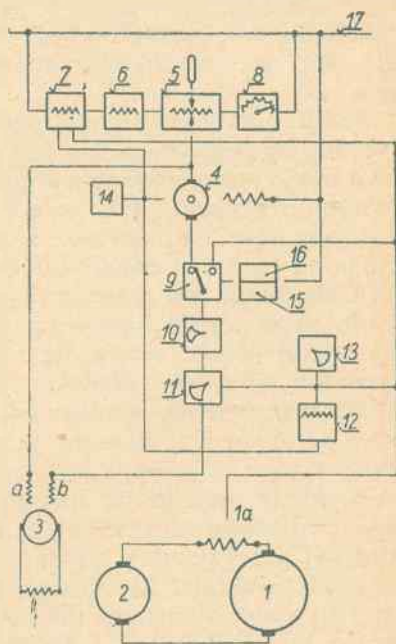
Wybór oporu dodatkowego dla korektury prędkości biegu ustalonego a. oraz wybór chwili rozpoczęcia okresu zwalniania b. dokonuje się automatycznie przez przekazniki watmetryczne; mierzą one w pewnej skali obojętnej wielkość i kierunek oddawanej przez silnik mocy w biegu ustalonym. Zasadę tę ilustruje wykres (rys. 85 a, b, c), na którym podano następujące przebiegi: a — przebieg naturalny prędkości biegu ustalonego przy podnoszeniu ciężaru Q i $0,5 Q$ oraz opuszczaniu $0,5 Q$; wszystkie one podlegają korekturze a na prędkość v ; b — żądany przebieg prędkości w okresie zwalniania biegu i chwila jego rozpoczęcia pod wpływem działania korektury b; c — przebieg

prądów I dla powyższych obciążeń w biegu ustalonym i przy zwalnianiu.

Dołączanie dodatkowych oporów dla a odbywa się skokami, dla b zaś w sposób ciągły. Po spirali oporowej wędrują na całej drodze zwalniania dwa kontakty włączone w obwód wzbudzenia wzbudnicy prądnicy sterowniczej; jeden kontakt jest związany sztywno z mechanizmem wskaźnika głębokości, drugi zaś trzyma się na jego wałku tylko tarcie. Dopóki sterowanie odbywa się zgodnie z założeniami, przekaźnik watmetryczny nie interweniuje i kontakty przesuwają się po spirali jednakowo razem. Jeżeli jednak stan rdzenia przekaźnika nie odpowiada położeniu klatki w szybie i początek hamowania opóźnia się, to kontakt luźny zostaje zatrzymany i między kontaktami powstaje spadek napięcia potrzebny do obniżenia obrotów wyciągu (rys. 86).

5. W czasie pauzy wzbudzenie wzbudnicy silnika jest odłączone, przy ruszaniu prąd wzbudzenia zostaje włączony i przepływa bezpośrednio przez zwierak do magnesów wzbudnicy silnika, która daje w pierwszej chwili podwójne napięcie; powstający szybko prąd wzbudzenia silnika powoduje spadek napięcia w oporze szeregowym i prąd w jego boczniku. Prąd ten przepływa przez elektromagnes, który otwiera zwierak i pozostawia opór dodatkowy w jego odgałęzieniu: Natężenie prądu wzbudzenia wzbudnicy maleje a napięcie wzbudnicy silnika ustala się na normalnej wysokości. Analiza powstawania prądu wzbudzenia podana jest na stronach następnych.

W nowszym układzie sterowniczym BBC „Rapid-Exact” wprowadzono automatykę w oparciu o regulatory podobne do znanych szybko działających regulatorów napięcia BBC stosowanych od dawna w elektrowniach. Zasada działania tego układu sterowniczego pokazana jest na rys. 87. Drażkiem sterowniczym 5 reguluje się bezpośrednio wzbudzenie podstawowe a wzbudnicy 3, a zatem wychylenie drążka sterowniczego przedstawia prędkość zadaną. Prędkość rzeczywista odwzorowana jest napięciem tachoprądnicy 4 napędzanej od wału silnika wyciągowego. Różnice między prędkością zadaną a rzeczywistą są praktycznie bez opóźnienia przy równoczesnym wzmocnieniu przekazane do pomocniczego uzwojenia b wzbudnicy 3 za pomocą pospiesznego regulatora prędkości 10 w taki sposób, że prądnica 2 wzbudzana jest do takiego napięcia, które jest konieczne dla możliwie szybkiego uzyskania zadanej prędkości jazdy. Dla ograniczenia przy tym zbyt nagłych wzrostów prądu w obwodzie głównym Leonarda użyto drugiego regulatora 11, którego cewka wzbudzana jest od spad-



Rys. 87. Zasada sterowania układu Leonarda Rapid Exact

ku napięcia na uzwojeniu szeregowym 1a silnika wyciągowego. Na ten sam spadek napięcia załączony jest pospieszny regulator 13, którego zadaniem jest niedopuszczenie do przekroczenia zadanego przyspieszenia i opóźnienia.

W nowszych układach sterowniczych Leonarda częściowo lub całkowicie zautomatyzowanych, zwłaszcza w razie dawkowania napięcia sterowniczego większymi skokami, zaczęto niedawno stosować do wzbudzenia wzmacniacze maszynowe, dające dokładniejszy i szybszy efekt korektur wyżej podanych.

Wzmacniacz „rototrol” jest to mała wirująca prądnica ze wzbudzeniem własnym o oporności nadkrytycznej; pracuje ona na układ elementów prądnicy sterującej Leonarda, korygując i wzmacniając impulsy wzbudzenia tej prądnicy. W efekcie zwiększa to prędkość reagowania układu napędowego na impulsy regulacji oraz dokładność żądanych zmian parametrów układu tego, poza tym zaś upraszcza i potania aparaturę oraz zwiększa poręczność aparatury również do sterowania ręcznego.

Wzmacniacz maszynowy „amplidyna” jest prądnicą wirującą samowzbudną z polem magnetycznym poprzecznym roboczym i dwiema parami szczotek przesuniętymi na obwodzie kolektora o 90° (jak u prądnicy Rosenberga).

Oba rodzaje takich wzmacniaczy maszynowych posiadają nieco różne sfery i zasięgi stosowania, oba jednak zapewniają ściśle dotrzymywanie zadanego przebiegu pracy i ich stateczność.

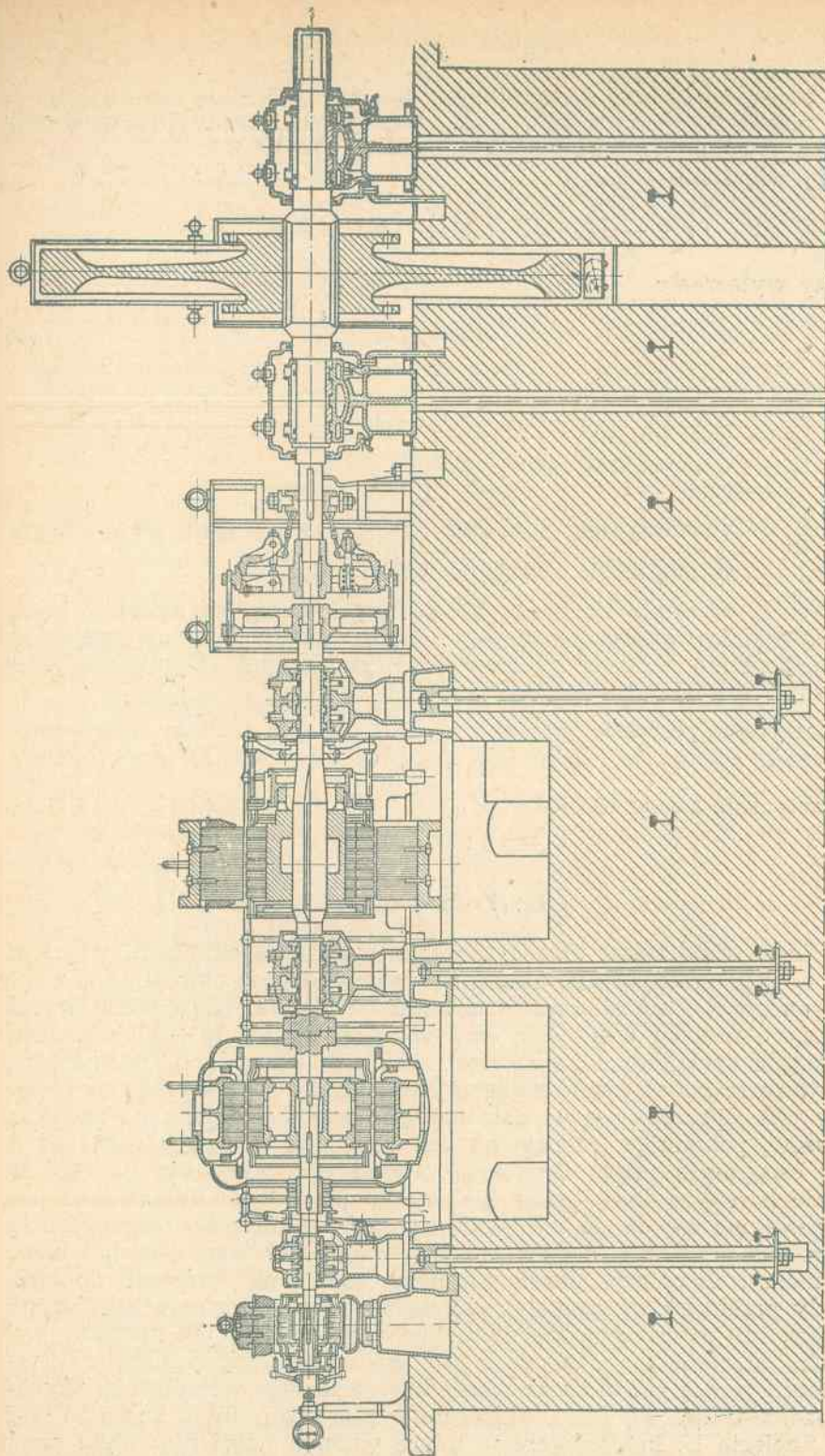
Szczegóły teorii i zastosowania obu podanych wyżej wzmacniaczy maszynowych podaje dokładnie prof. Z. Gogolewski w książce „Napęd elektryczny”, wydanie II, rok 1956.

W rozpatrywanych układach trzech firm pracujących od dawna na terenie Zagłębia najbardziej rozpowszechniona jest zasada jednostopniowego wzbudzenia silnika i prądnicy, rzadziej spotyka się wzbudzenie dwustopniowe. Konsekwencje związane z tymi dwiema metodami wyrażają się w rozmiarach aparatury sterującej i sprawności jej działania.

Jeżeli przetwornica nie ma koła zamachowego, to hamowanie elektryczne wyciągu możliwe jest tylko wtedy, gdy sieć zasilająca trójfazowa może pobrać oddawane przy hamowaniu moce elektryczne. W przeciwnym przypadku, lub po odłączeniu od sieci, obroty przetwornicy zaczęłyby wzrastać nadmiernie, a zabezpieczający ją wyłącznik odśrodkowy uruchomi hamulec ciężarowy wyciągu. Przy stałym wzroście mocy w sieciach skojarzonych nowoczesnych koło zamachowe coraz rzadziej stosuje się do przetwornic Leonarda, a silnikiem napędowym przetwornicy jest najczęściej silnik trójfazowy asynchroniczny z wirnikiem pierścieniowym lub zwartym, rzadziej synchroniczny lub synchronizowany asynchroniczny; wirnik silnika asynchronicznego zasilany jest czasem z sieci przez przetwornicę okresów w celu poprawienia współczynnika mocy silnika.

Niekiedy stosuje się sprzęgło olejowe z regulowanym poślizgiem dla napędu przetwornicy z kołem zamachowym od silnika synchronicznego. Przegląd przetwornicy z kołem zamachowym podaje rys. 88.

Jeżeli prądnica Leonarda pędzona jest przez silnik parowy, np. turbinę, to zwykle turbina porusza jednocześnie generator trójfazowy pracujący na sieć ogólną i zapewniający w ten sposób obciążenie podstawowe turbiny oraz odbiór mocy ujemnych przy hamowaniu wyciągu.



Rys. 88. Przekrój przetwornicy (wzbudnica, asynchron, prądnica, sprzęgło wyłączalne, koło zamachowe)

W obwodach z dużą samoindukcją, jak np. uzwojenia biegunów prądnic i magnesów hamulczych, prąd stały po dołączeniu lub odłączeniu napięcia powstaje i zanika stopniowo według równań przy włączeniu

$$i = \frac{U}{R} \left(1 - e^{-\frac{R}{L} t} \right) = i_0 \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \right)$$

przy wyłączeniu

$$i = i_0 \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (36)$$

gdzie

U — napięcie,
 R — opór omowy,
 L — współczynnik samoindukcji,
 t — czas,

$\tau = \frac{L}{R}$ — współczynnik tłumienia obwodu zwany stałą elektromagnetyczną czasu uzwojenia wzbudzającego.

Przebieg ustalenia się prądu będzie tym krótszy, im mniejsze będzie tłumienie τ , im większy stosunkowo opór omowy R (zmniejszając np. dziesięciokrotnie τ skróci się prawie w tym samym stopniu czas ustalenia się prądu). Prąd włączony ustala się

teoretycznie po czasie

$$t_0 = \infty$$

praktycznie zaś po czasie

$$t_0 = 5 \tau = 5 \cdot L : R$$

skąd

$$L : R = \tau = 0,2 t_0$$

Obliczyć stałą czasu można z pomiaru czasu t_0 od chwili włączenia prądu do jego praktycznego ustalenia, a samoindukcję uzwojenia L z oporu czynnego R i stałej czasu τ obwodu uzwojenia. Stała czasu wynosi dla dużych maszyn $2 \div 4$ sek, czas ustalenia prądu $10 \div 20$ sek. Jeżeli w szereg z uzwojeniem magnesów ustawiony będzie opór bezindukcyjny R , to zaraz po włączeniu napięcia bardzo mały prąd wywoła mały spadek w tym oporze i prawie całe napięcie panować będzie na zaciskach magnesów, pokonując intensywnie ich bezwładność magnetyczną aż do chwili osiągnięcia prądu ustalonego. Układ taki wystarcza na ogół we wszystkich przypadkach, gdzie ma szybko powstawać lub zanikać prąd oraz gdzie ma się często odbywać regulacja strumienia magnetycznego w szerokich granicach, a więc np. przy magnesach hamulczych i biegunach maszyn Leonarda. Jeżeli natomiast zależy na skróceniu do części sekundy przebiegu włączenia prądu do uzwojenia biegunów silnika albo prądnicy, lub odwrócenia kierunku ich magnetyzacji, jak np. przy walcarkach, to trzeba uciec się poza tym do dalszego zwiększenia siły magnetycotorycznej przez zastosowanie tzw. szybkiego wzbudzenia. Szybkie wzbudzenie osiąga się przez włączenie w pierwszej chwili znacznie wyższego napięcia U , które potem w miarę wzrostu natężenia prądu opada

do normalnej wysokości. Jeżeli na przykład dać napięcie dwa razy większe, któremu odpowiadałby prąd $2i_0$, to prąd osiągnie wielkość i_0 około pięć razy prędzej niż przy normalnym napięciu, co wypływa z równań przy odpowiednich założeniach

$$\frac{i}{i_0} = 1 - \frac{1}{e^{\frac{t}{\tau}}}; \quad e^{\frac{t}{\tau}} = \frac{1}{1 - \frac{i}{i_0}}; \quad \frac{t}{\tau} \lg e = \lg \frac{1}{1 - \frac{i}{i_0}}$$

$$\frac{t}{\tau} = 2,3 \lg \frac{1}{1 - \frac{i}{i_0}}$$

Dla napięcia U i prądu ustalonego i_0 , stałej czasowej τ , prąd i osiągnie $0,95 i_0$ po czasie t_1 ; przy napięciu $2U$ i prądzie $2i_0$, tej samej stałej czasowej, prąd osiągnie i_0 po czasie t_2 , czyli

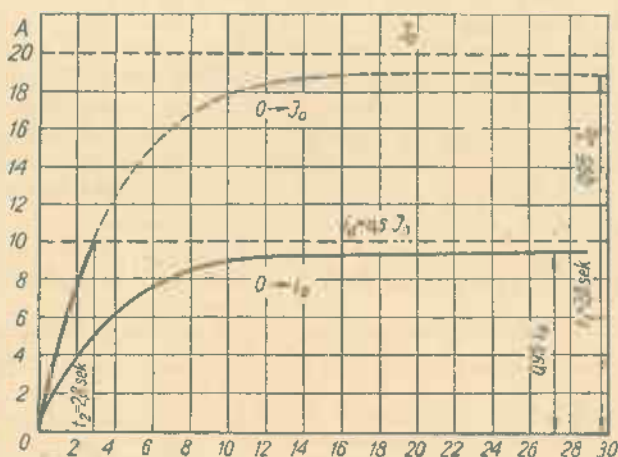
$$t_1 : \tau = 2,3 \lg \frac{1}{1 - 0,95} = 7$$

$$t_2 : \tau = 2,3 \lg \frac{1}{1 - 0,5} = 0,7$$

$$t_1 : t_2 = 10$$

Rysunek 89 podaje wzrost prądu magnesującego przy normalnym napięciu wzbudzenia (krzywa $0-i_0$, czas ustalony $t_1 = 28$ sek) oraz przy dwa razy większym napięciu (krzywa $0-I_0$, $t_2 = 2,8$ sek).

Stosując w pierwszej chwili podwójne napięcie, skraca się więc dziesięciokrotnie czas ustalenia się prądu i_0 . Najczęściej wzbudnica szeregowo



Rys. 89. Szybkie wzbudzenie silnika

bocznikowa z odwróconym uzwojeniem szeregowym daje całe żądane napięcie. To samo zachodzi przez zdławienie pierwotnego napięcia wzbudzenia w oporze dodatkowym dołączonym po osiągnięciu pewnej wielkości natężenia prądu, jak u BBC na schemacie rys. 84. Metodę taką stosuje się często w układach odłączających wzbudzenie silnika wyciągowego w czasie pauz. Niekiedy mały dodatkowy zespół prądowy z kołem zama-

chowym połączony w szereg ze wzbudnicą główną podstawową daje dodatkową siłę elektromotoryczną w obwodzie wzbudzenia. W zespole tym prądnica dodatkowa bądź to pobiera energię od koła zamachowego podnosząc napięcie wzbudzenia, bądź to ładuje koło pracując jako silnik i obniżając to napięcie. Twornik prądnicy dodatkowej połączony jest w szereg z twornikiem wzbudnicy głównej, a wzbudzenie prądnicy jest obce stałe (BBC).

Po zapoznaniu się z ogólnymi własnościami układu Leonarda należy przystąpić do obliczenia spożycia prądu i sprawności całego urządzenia.

Obliczenie sprawności

W silniku wyciągowym zachodzą straty w tworniku i magnesach. W tworniku występują straty w miedzi wskutek ciepła Joulea, w żelazie wskutek histerezy i prądów wirowych, na kolektorze przy przejściu prądu ze szczotek, wreszcie mechaniczne wskutek wentylacji i tarcia; wszystkie te straty zawarte są we współczynniku sprawności twornika. Dla normalnej prędkości i mocy znamionowej straty w miedzi wynoszą przy tym w przybliżeniu 0,5 i pozostałe 0,5 w całości; przy ruszaniu lub po zatrzymaniu ($v = 0$, $M = M'$) straty mechaniczne i w żelazie znikają, straty zaś w miedzi zmieniają się w stosunku do kwadratu natężenia prądów, czyli u Leonarda na ogół do kwadratu momentów. Jeżeli więc sprawność twornika wynosi dla mocy znamionowej około 90%, to straty wynoszą 10%, z czego przypada 5% na miedź, 5% zaś na straty pozostałe; jeżeli moment przy ruszaniu jest wskutek znacznej nadwagi liny na przykład dwa razy większy od momentu znamionowego, to straty w miedzi będą cztery razy większe. W ten sposób za punkt wyjścia do określenia strat w twornikach silnika i prądnicy należy przyjąć ich sprawność dla pewnej mocy, np. znamionowej, straty te rozdzielić na straty w miedzi i inne; pierwsze będą miały przebieg taki jak kwadraty momentów (ponieważ $M = c \cdot i_a$), drugie zaś — jak prędkość wyciągu (małe straty na szczytkach zmieniają się tak, jak natężenie prądu). Do obliczenia pierwszych trzeba utworzyć $\Sigma (M^2 \cdot t)$, podzielić przez okres wyciągu T , czyli znaleźć dla niego moment zastępczy średni kwadratowy M_0 (bez wprowadzenia poprawek czasu na różnice chłodzenia), a szczytową stratę mocy w miedzi pomnożyć przez kwadrat ilorazu momentu tego M_0 na moment szczytowy. Otrzymana w ten sposób moc pomnożenia przez czas

Tablica 42

$\frac{M}{M_n}$	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\frac{i}{i_n}$	1,0	1,21	1,45	1,72	2,04	2,4
k	1,0	1,01	1,04	1,07	1,13	1,2

$$k = \frac{i}{i_n} : \frac{M}{M_n}; \quad M' = k : M; \quad F' = k : F$$

Korektura M i F potrzebna jest do obliczenia strat w przykładach

T daje pracę straconą w miedzi. Zamiast momentów bierze się przy stałym promieniu nawijania siły obwodowe.

Przy dokładnych obliczeniach należy uwzględnić, że prąd w twornikach tylko w granicach $0 \div 100\%$ momentu znamionowego jest do tegoż ściśle proporcjonalny, już przy 150% momentu wynosi 1,65, a przy 200% — 2,4 raza prąd znamionowy. Współczynniki korekcyjne dla prądów podaje tablica 42.

W magnesach moc wzbudzenia wynosi w czasie pracy 2 ÷ 4% mocy stałej silnika, w czasie pauz zaś jest redukowana do połowy lub usuwana zupełnie.

W prądnicy głównej sprawność twornika jest na ogół o jakieś 2% wyższa niż w silniku; straty w miedzi zależą znowu od kwadratu momentu, w żelazie mają przebieg taki jak wzbudzenie prądnicy, straty zaś mechaniczne i wentylacyjne są stałe. Największa moc wzbudzenia wynosi prawie dwa razy mniej niż dla silnika, przebieg jego odpowiada mniej więcej przebiegowi prędkości wyciągu.

Straty w miedzi obwodu Leonarda można obliczać razem dla silnika i prądnicy, określając je dla pewnego punktu z ich sprawności i posługując się dla całego okresu momentem średnim kwadratowym (czyli w innej skali $\sqrt{\frac{r t}{T}}$, bez korektury czasu T na chłodzenie): strata w przewodach łączących będzie na ogół nieznaczna, dopiero przy większych odległościach dosięgnie rzędu poprzednich.

Wzbudnica pracuje ze sprawnością około 85%.

W silniku trójfazowym przetwornicy straty w miedzi są w przybliżeniu proporcjonalne do momentu i do poślizgu, ponieważ ten ostatni jest z kolei proporcjonalny do momentu, więc straty będą proporcjonalne do kwadratu momentu, a przy stałej prędkości do kwadratu oddawanej mocy. Przebieg momentów oddawanych przez silnik trójfazowy przetwornicy podobny jest do przebiegu mocy wyciągu, różni się zaś od niego tylko o wielkość strat i obciążeń pomocniczych, moc więc stała silnika trójfazowego nie ma zasadniczo nic wspólnego z mocami zastępczymi maszyn Leonarda. Zamiast takiego wyliczenia strat można założyć np. przy częściowych obciążeniach następujące sprawności:

obciążenie	1/4	1/2	3/4	4/4	6/4	8/4
sprawność	0,89	0,93	0,94	0,94	0,92	0,88

Na zasadach powyższych obliczone są straty i spożycie prądu przez wyciąg Leonarda dla kilku przykładów. W części mechanicznej moce P w tekście i na rysunkach podane były w KM, w dalszych obliczeniach części elektrycznej moce powyższe podano po przeliczeniu na kW.

Przykład 10 i 11. Wyciąg klatkowy

Klatka, bębny cylindryczne, dane jak w przykładzie 1. i 2. ze str. 45 i 49 dla węgla:

$$H = 308 \text{ m}, \quad Q = 5,2 \text{ T}, \quad v = 12 \text{ m/sek}, \quad D = 6,5 \text{ m}$$

Założenia: znamionowa moc silnika P_n (kW) i siła na obwodzie bębna F_n (kG).

Przykład 10. — bez liny wyrównawczej:

$$P_n = 1120 \text{ kW}, \quad F_n = 9500 \text{ kG}$$

Przykład 11. — z liną wyrównawczą:

$$P_n = 870 \text{ kW}, \quad F_n = 7500 \text{ kG}$$

W przykładzie 10.				W przykładzie 11.			
wzbudnica kW	prądnicą kW	silnik kW		silnik kW	prądnicą kW	wzbudnica kW	
10	36	40		32	30		
	18	20	w miedzi	16	15		
	18	20	w żelazie	16	15		
	10	20	mechaniczne	16	8		
			wzbudzenia				
	82	100	razem	80	68		
	94	93,5	sprawność tworników, %	93,5	94		8
	92,5	92	sprawność całości, %	92	92,5		

Wyciąg bez liny wyrównawczej (rys. 90). Na podstawie wykresu i założeń obliczono kolejno straty i moce zestawiając je dla przykładu 10. w tablicy 44.

Planimetrując rachunkowo przebieg mocy dochodzi się do bilansu pracy

Praca użyteczna podnoszenia	15 600 kWsek
Praca stracona	
w szybie	2 600 kWsek
silnik:	
w miedzi	2 384 kWsek
inne	1 040 kWsek
wzbudzenia	890 kWsek

Chwile	1	1/2	2 —	2 +	3 —	3 +
Czas, sek	0	6	12		26	
Sila F na bębnie, T	17,5	17	15,5	8,2	3,8	— 3,8
F' przeliczona ¹⁾ , T	19,9	19,2	16,7			
Prędkość v , m/sek	0	6	12		12	
P na wale wyciągu, kW	0	1000	1820	970	450	— 390
Straty:						
silnik, kW:						
miedź	176	164	124	30	7	8
inne	0	20	40	40	40	40
wzbudzenie	20	20	20	20	20	20
prądnicą, kW:						
miedź	158	147	112	27	6	5
inne	18	27	36	36	36	36
wzbudzenie	0	5	10	10	10	10
wzbudnice, kW	10	10	10	10	10	10
P na wale przetwornicy, kW	382	1393	2172	1143	579	— 263
Strata asynchronu, kW	28	107	378	91	36	18
P z sieci, kW	410	1500	2550	1240	615	— 245

¹⁾ $F = c_i a$; $F' = kF$ (patrz tablica 38).

prądnicą:	
w miedzi	2 156 kWsek
inne	1 512 kWsek
wzbudzenia	260 kWsek
wzbudnica, bieg luzem	580 kWsek
asynchron	3 930 kWsek

Praca pobrana z sieci około 30 952 kWsek

albo

Praca użyteczna 15 600 kWsek, czyli 50,0%

Straty:

w szybie	2 600 kWsek, czyli 8,4%
w Leonardzie	8 822 kWsek, czyli 28,6%
w asynchronie	3 930 kWsek, czyli 13,0%

Pobrano z sieci 30 952 kWsek, czyli 100,0%

Praca użyteczna podnoszenia 15 600 kWsek = 21 200 KMsek

Spożycie biegu luzem 53 · 58 kWsek = 3 070 KWsek

Spożycie jednostkowe $\frac{30\,952}{21\,200} = 1,46 \text{ kW/KM}^1)$

Przy częściowym wykorzystaniu wyciągu, gdy

$$m = \frac{\text{liczba klatek wyciągniętych}}{\text{liczba klatek projektowanych}}$$

¹⁾ Lub 1,46 kilowatogodzin na jedną koniogodzinę pracy podnoszenia w szybie, czyli 1,45 kWh/KMh sz.

Tablica 44

4 —	4 +	5 —	5 +	6 —	6 +	7 —	7 +	8
38		41		48,5		50		58
— 5,4			12,3	12,3	— 2,3	— 2,3		
0		0	12,6	12,6		0		
			1,5	1,5				
0			0	170	— 34	0		
14			72	72	3	3		
0								
20	10	10	20	20	20	20	10	10
12			68	68				
18	18	18	18	18	18	18	18	18
0								
10	10	10	10	10	10	10	10	10
74	38	38	188	358	17	51	38	38
20	15	15	30	40	15	15	15	15
94	53	53	218	398	32	66	53	53

spożycie jednostkowe wyniesie

$$\frac{30\,952 - 3070}{21\,200} + \frac{1}{m} \frac{3070}{21\,200} = \frac{27\,882}{21\,200} + \frac{3070}{21\,200} \frac{1}{m} = 1,32 + 0,14 \frac{1}{m}$$

Jeżeli np. wyciąg wydobywa na godzinę 31 klatek zamiast 62 założonych ($m = 0,5$), to spożycie prądu będzie $1,32 + 0,14 \cdot 2 = 1,6$ kW/KM zamiast 1,46, czyli o 10% większe.

Sprawdzenie założonej na początku mocy silnika 1120 kW z obliczenia średniej kwadratowej siły obwodowej $F_0 = \sqrt{\Sigma F^2 t : T^2}$ (w innej skali średniego prądu i_0):

$$19,5^2 \cdot 6 = 2270, \text{ rozruch}$$

$$18^2 \cdot 6 = 1960, \text{ rozruch}$$

$$\frac{1}{3} (8,2^2 + 3,8^2 + 8,2 \cdot 3,8) 14 = 520, \text{ bieg}$$

$$4,4^2 \cdot 12 = 230, \text{ hamowanie}$$

$$12,6^2 \cdot 1,5 = 240, \text{ przestawianie}$$

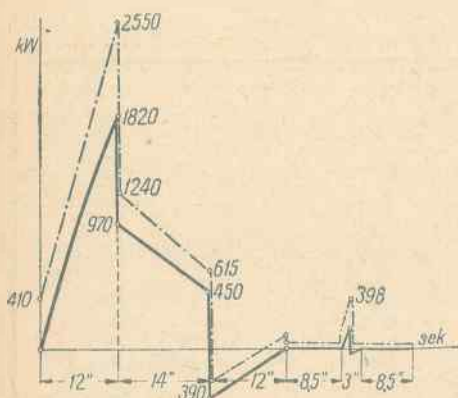
$$2,3^2 \cdot 1,5 = 8, \text{ przestawianie}$$

$$\Sigma (F^2 t) = \Sigma [(ci)^2 rt] = 5208$$

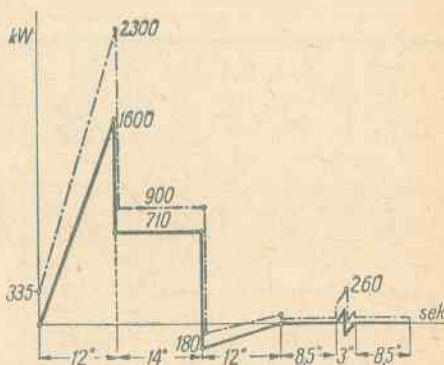
$$F_0 = \sqrt{\frac{5208}{58}} = 9,5 \text{ T, siła obwodowa}$$

$$P_s = \frac{9500 \cdot 12}{102} = 1120 \text{ kW, moc silnika wyciągowego}$$

$\Sigma (F^2 t)$ jest w pewnej skali liczbą ilości wydanego ciepła.



Rys. 90. Moce na wale silnika wyciągowego i na zaciskach asynchronu przetwornicy przy bębnie bez liny wyrównawczej



Rys. 91. Moce na wale silnika wyciągowego i na zaciskach asynchronu przetwornicy przy bębnie z liną wyrównawczą

Średnia kwadratowa siła obwodowa F_0 w innej skali jest prądem skutecznym i_0 , a wzór

$$\Sigma (F^2 t) = \Sigma [(ci)^2 rt] = c^2 F_0^2 T = 5208$$

²⁾ T kursywne oznacza sekundy; w innych wzorach T (zwykle) oznacza tony.

jest liczbą strat w miedzi za cały przebieg przy $r = 1$ om. Znaleźć stałą dla przejścia do kWsek można, wychodząc ze straty mocy w miedzi ΔP dla F_0 znamionowej, w danym przykładzie 40 kW dla 9,5 T, czyli

$$c^2 \cdot 9,5^2 \cdot 1 = 40 \text{ kWsek}$$

stąd

$$c^2 = 0,45 \frac{\text{kW}}{\text{T}^2}$$

a strata w miedzi za cały przebieg $5208 \cdot 0,45 = 2380$ kWsek.

$$\text{Stała } c^2 = \frac{\Delta P}{F_0^2}, \frac{\text{kW}}{\text{T}^2}$$

Prądnica sterująca powinna wykonać pracę silnika wyciągowego i pokryć straty w jego tworniku, moce prądnicy i silnika Leonarda będą więc przy stałym chłodzeniu mniej więcej w stosunku ich prac oddanych, czyli moc prądnicy

$$P_p = 1120 (18\,200 + 2384 + 1040) : 18\,200 = 1330 \text{ kW}$$

Silnik asynchroniczny daje na wale przetwornicy moce podane w tablicy 38 przykładu 10; mocą znamionową silnika P_{as} jest tu średnia kwadratowa jego mocy oddawanych, a mianowicie

$$P_{as} = \sqrt{\frac{37 \cdot 10^4}{58}} = 800 \text{ kW}$$

Do obliczonych mocy dodaje się 5% na zapas i otrzymuje się moce stałe:

silnika wyciągowego	1160 kW
prądnicy głównej	1400 kW
silnika trójfazowego	860 kW

Jeżeli silnik wyciągowy pracujący z przerwami nie ma chłodzenia obcego, lecz tylko własne, to jego moc znamionowa obliczona z uwzględnieniem zmiennych warunków chłodzenia jest na ogół większa od mocy zasilającej go prądnicy stale wirującej.

Dla naszego przykładu czas cyklu wynosi $T = 58$ sek, jest to jednocześnie czas dobrego chłodzenia z obcym przewietrzaniem silnika wyciągowego i maszyn stale pracującej przetwornicy; dla silnika wyciągowego bez obcego przewietrzania czas dobrego chłodzenia wynosi

$$T' = 0,66 (12 + 12) + 14 + 0,33 \cdot 20 = 36,6 \text{ sek}$$

silnik należałoby więc dobrać o mocy znamionowej

$$1160 \sqrt{\frac{58}{36,6}} = 1160 \cdot 1,25 = 1450 \text{ kW}$$

Przy wyborze silnika trójfazowego moc szczytowa 2172 kW musi leżeć w granicach jego przeciążalności ($p = 2 \div 2,8$), do osiągnięcia tego można zastosować obciążenie szczytu przez rozruch półparaboliczny.

Dla przykładu obliczono w ten sposób spożycie prądu i moc maszyn tylko dla wydobywania węgla, a właściwie należałoby to zrobić dla ruchu mieszanego.

Pole wykresu mocy na wale przetwornicy stanowi pracę wykonaną przez silnik trójfazowy (27 020 kWsek); jeżeli podzielić ją przez cały czas okresu wydobywania (58 sek), to otrzyma się średnią moc oddawaną przez

silnik (470 kW); widać, że moc szczytowa jest 4,6 raza większa od średniej i przy zastosowaniu skutecznego akumulatora energii w tym samym prawie stosunku mogłaby być zredukowana. Takim akumulatorem jest koło zamachowe.

Wyciąg z liną wyrównawczą (rys. 91). Obliczenie strat i mocy dla przykładu 11, jest takie samo jak w przykładzie 10. Ważniejsze wyniki dla przykładu 11, zestawiono w tablicach 45.

Tablica 45

Chwila . . .	1	2—	2+	3—	3+	4—	4+	5—	5+	6—	6+	7—	7+	8
F' na bębnie .	15,7	15,7	6	6	—1,8	—1,8			8,1	8,1	—6,5	—6,5		
P wyciągu .	0	1600	710	710	—180	0			0	120	—100			
Straty układu w miedzi .	272	272	39	39	4	4			78	78	48	48		
Żelazo i tarcia	15	62	62	62	52	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Wzbudzenie .	24	32	32	32	32	24	16	16	24	24	24	24	16	16
P przetwor- nicy . . .	311	1966	843	843	—82	43	31	31	117	237	—13	87	31	31
Strata asyn- chronu . .	24	334	51	51	10	15	12	12	16	23	13	20	12	12
P z sieci .	335	2300	900	900	—72	58	43	43	133	260	0	107	43	43

Po zsumowaniu przebiegów otrzymuje się bilans pracy:

Praca użyteczna podnoszenia 15 600 kWsek

Straty:

w szybie , 2 600

w miedzi , 4 034

inne , , 2 354

wzbudzenia 1 456

w asynchronie 2 748

Prace pobrane z sieci 28 792

albo

Praca użyteczna 15 600 kWsek, 53,5%

Straty:

w szybie 2 600 kWsek, 9 %

w Leonardzie 8 144 kWsek, 28 %

w asynchronie 2 748 kWsek, 9,5 %

~ 29 092 kWsek, 100 %

Spżycie jednostkowe $\frac{28\,792}{21\,200} = 1,36$ kWsek/1 KMsek w szybie

Spżycie biegu luzem $43 \cdot 58 = 2500$ kWsek

Spżycie jednostkowe przy częściowym wykorzystaniu

$$m \frac{26\,292}{21\,200} + \frac{2500}{21\,200} \frac{1}{m} = 1,24 + 0,12 \frac{1}{m} \text{ kWsek/KMsek}^1)$$

Obliczenie siły obwodowej średniej kwadratowej

$$15,7^2 \cdot 12 = 1860, \text{ rozruch}$$

$$6^2 \cdot 14 = 504, \text{ bieg}$$

$$1,8^2 \cdot 12 = 40, \text{ hamowanie}$$

¹⁾ Albo kWh/KMh, albo kW/KM.

$$\left. \begin{array}{l} 8,1^2 \cdot 1,5 = 100 \\ 6,5^2 \cdot 1,5 = 63 \end{array} \right\} \text{przestawianie}$$

$$\text{liczba ciepła } \Sigma(F^2 t) = F_0^2 T = 2587$$

$$\text{siła } F_0 = \sqrt{\frac{2587}{58}} = 6,7 T$$

$$\text{moc } P_0 = \frac{6700 \cdot 12}{102} = 780 \text{ kW}$$

czyli na początku założono silnik za duży.

Moce maszyn

Silnik wyciągowy 780 kW, wybrano 820 kW
Prądnica 900 kW, wybrano 950 kW
Asynchron 700 kW, wybrano 740 kW

Przykład 12. Wyciąg skipowy z kołem pędnym

$$H = 820 \text{ m}, Q = 10 T, v = 18 \text{ m/sek}, D = 6,5 \text{ m}$$

Założenia: znamionowa moc silnika P_n i siła na obwodzie koła F_n :

$$P_n = 2250 \text{ kW}, F_n = 12\,800 \text{ kG}$$

Straty przy mocy znamionowej (silnik szybkobieżny, straty mniejsze):

	Silnik kW	Prądnica kW	Wzbudnica kW
W miedzi	72	72	—
W żelazie	36	36	—
Mechaniczne	36	36	—
Wzbudzenia	36	36	18
Razem	180	180	18
η tworników	0,94	0,94	
η całkowite	0,92	0,92	0,85

Sprawność asynchronu o 0,01 wyższa niż w poprzednich przykładach.

Wyniki obliczenia strat i mocy zestawiono dla tego przykładu w tabelicy 46.

Tablica 46

Chwila	1	1/1	1/3	2	3 —	3 +	4 —	4 +	5
F na kole	18,2	18,3	15	11,6	12,4	0,7	1,1		
P wyciągu	0	1620	2320	2050	2190	124	0		
Straty układu:									
w miedzi	290	292	200	130	136	7	7		
żelazo i tarcie	36	90	122	144	144	144	36	36	36
wzbudzenie	36	54	68	72	72	72	36	18	18
P przetwornicy	362	2056	2710	2396	2542	347	79	54	54
Strata asynchronu	62	114	190	134	158	53	21	20	20
P z sieci	420	2170	2900	2530	2700	400	100	74	74

Stąd bilans pracy:

Praca użyteczna 80 400 kWsek, czyli 65,0%

Straty:

szyb i przekładnia	12 800 kWsek, czyli 10,3%
Leonard	23 000 kWsek, czyli 18,5%
asynchron	7 800 kWsek, czyli 6,2%
	124 000 kWsek, czyli 100,0%

Spożycie jednostkowe $\frac{124\,000}{1,36 \cdot 80\,400} = 1,13 \text{ kWsek/1 KMsek}$
[w szybie]

Spożycie biegu luzem $74 \cdot 77,35 = 5700 \text{ kWsek}$

Spożycie jednostkowe przy
częściowym wykorzystaniu $\frac{118\,800}{110\,000} + \frac{5700}{110\,000} \frac{1}{m} = 1,08 + 0,05 \frac{1}{m}$

Moce maszyn

Silnik	2250 kW
Prądnica	2600 kW
Asynchron	1900 kW

Silnik napędowy przetwornicy Leonarda z sieci pobiera prócz pracy czynnej (kWh) jeszcze pracę bierną indukcyjną (kVA_rh) obniżając w ten sposób przeciętny współczynnik mocy kopalni ($\cos \varphi$). Dla przykładu 11 z silnikiem 1000 kW uproszczony przebieg mocy silnika (kW), współczynnik mocy czynnej ($\cos \varphi$) i mocy biernej ($\text{tg } \varphi$), wreszcie moce bierne (kVA_r) podane są w tablicy 47. Cała praca czynna pobrana wyniosła dla jednego cyklu 29 000 kWsek, praca bierna indukcyjna 30 800 kVA_rsek.

Tablica 47

	t, sek			
	0	12	26	58
P na wale, kW	311	1966	843	40
P/P _n	0,31	1,96	0,84	0,04
cos φ	0,56	0,88	0,85	0,1
tg φ	1,5	0,54	0,6	9,5
P _s z sieci, kW	335	2300	960	42
P _b , kVA _r	500	1240	540	400

Sredni $\text{tg } \varphi = 30\,800 : 29\,000 = 1,05$, $\cos \varphi = 0,69$ indukcyjny. Przy mniejszych wykorzystaniach wyciągu lub przy dłuższych pauzach na przestawianie pięter $\cos \varphi$ jest jeszcze gorszy. Dlatego też coraz częściej stosuje się do napędu przetwornic Leonarda silniki synchroniczne, które znacznie poprawiają ogólny $\cos \varphi$ kopalni.

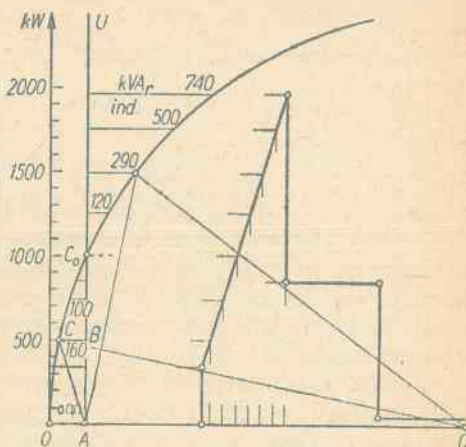
Przykład 13. Wyciąg skipowy, silnik synchroniczny przetwornicy

Obliczenie mocy biernych silnika synchronicznego dla naszego przykładu wykonano graficznie na wykresie kołowym (rys. 92). Promień koła w skali mocy odpowiada 2500 kW, jest to moc przełomowa silnika. Inne moce silnika wynoszą:

moc znamionowa	1000 kW
moc skompensowana	1000 kW ($\cos \varphi = 1,0$)
moc największa wykresu pracy . . .	1966 kW

Wierzchołek C trójkąta ACO przy stałym wzbudzeniu silnika przesuwa się po kole, oś AU jest osią napięcia fazowego, odcinek AC natężeniem prądu fazowego lub w odpowiedniej skali przy stałym U mocą pozorną pobieraną z sieci; jego rzut pionowy AB jest składową czynną prądu lub mocą czynną silnika, rzut natomiast poziomy BC składową bierną prądu

lub mocą bierną silnika. Wierzchołek C przy biegu luzem stoi praktycznie w punkcie O , odcinek AO jest pobieraną przy tym mocą pojemnościową; w miarę wzrostu obciążenia C przesuwa się po kole, moc bierna maleje, w punkcie C_0 moc bierna jest zerem $\cos \varphi = 1$, przy mocach większych punkt C przenosi się na prawo od osi AU , silnik oddaje moc pojemnościową, czyli pobiera moc indukcyjną z sieci. Dla kilku punktów obciążenia wykresu wyciągu odczytuje się ich moce bierne, planimetruje i oblicza prace bierne korygując je w odniesieniu do mocy pobranych z sieci (a nie mocy na wale silnika). Obliczenia takie wykonane dla naszego przykładu dało następujące wyniki:



Rys. 92. Moce bierne silnika synchronicznego przy stałym wzbudzeniu obciążenie ind — indukcyjne, cap — pojemnościowe

Praca bierna pobrana z sieci (kVA,sek pojemnościowych):

	Pojemnościowa	Indukcyjna	Ogółem
Rozruch	590	2230	
Bieg	840		
Hamowanie i pauza .	6700		
Bez korektury razem	8130	2230	5900

Z korekturą ($\times 1,05$) pobrano 6200 kVA,sek pojemnościowych. Tak więc średni $\operatorname{tg} \varphi = 6200 : 2900 = 0,213$, $\cos \varphi = 0,97$ pojemnościowy.

Silnik synchroniczny ma poza tym tę zaletę, że jego moment obrotowy zależy od pierwszej potęgi napięcia, a nie od drugiej jak asynchron, toteż nie tak łatwo wypada z taktu przy obniżeniach napięcia sieci wskutek zwarć lub przeciążeń. Bardziej natomiast skomplikowany jest jego rozruch, co wyjaśni się w dalszym opisie na str. 157.

Wyrównanie obciążeń sieci

Koło zamachowe o ciężarze G , promieniu inercji r_i , prędkości kątowej ω , prędkości obiegowej punktu leżącego na promieniu inercji v_i , ma zapas energii kinetycznej

$$\frac{1}{2} \frac{G}{g} v_i^2 = \frac{1}{2} m v_i^2 = \frac{m r_i^2}{2} \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 \cdot n^2 \quad \text{kGm}$$

Ponieważ $m r_i^2$ jest momentem bezwładności ciała J , to całkowity zapas energii wynosi w koniosekundach

$$\frac{J}{2 \cdot 75} \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 \cdot n^2 = 0,000073 J^2 \quad \text{KMsek}$$

a energia wyładowana i zamieniona na pracę przy zwolnieniu prędkości od n_1 do n_2 obrotów na minutę wynosi

$$A = 0,000073 J (n_1^2 - n_2^2) \text{ KMsek}$$

Jeżeli nazwie się stosunek $\frac{n_1 - n_2}{n_1} = s$ poślizgiem, to wzór powyższy

można jeszcze napisać inaczej

$$\begin{aligned} A &= 0,000073 J n_1^2 s (2 - s) \text{ KMsek} \\ \text{albo} \quad A &= 0,000053 \cdot J \cdot n_1^2 s \cdot (2 - s) \text{ kWsek} \end{aligned} \quad (37)$$

Stąd widać, że praca oddana A wzrasta ze spadkiem obrotów s parabolicznie. Przy największym stosowanym w praktyce spadku dwudziestoprocentowym ($s = 0,2$) koło wyładowuje $0,20 \cdot (2 - 0,20) \cdot 100 = 36\%$ całego zapasu swojej energii rozpędu. Przy stosowanym najczęściej do przetwornic Leonarda dla maszyn wyciągowych spadku $0,13$ powyższa część wynosi około 24% .

Jeżeli więc na wale przetwornicy prócz silnika pędzącego osadzi się koło zamachowe odpowiednich rozmiarów, a silnikowi nadawać będzie się charakterystykę, przy której ze wzrostem momentu obrotowego spadek obrotów również wzrasta, a oddawana moc pozostaje prawie stała (charakterystyka szeregową), to silnik będzie wywierał moment oscylujący w małych granicach względem momentu średniego, koło zaś zamachowe będzie przejmowało nadmiary lub braki momentów chwilowych rzeczywistych. Oznaczając moment silnika przez M_s , koła zamachowego przez M_k , całkowity zaś moment potrzebny przez M_m otrzyma się przede wszystkim warunek

$$M_m = M_s + M_k$$

Jeżeli poślizg silnika jest proporcjonalny do momentu, to oznaczając jego normalny moment i poślizg przez M_n i s_n otrzymuje się jego charakterystykę

$$M_s = \frac{M_n}{s_n} \cdot s$$

Moment wywierany przez koło zamachowe wynosi

$$M_k = -J \frac{d\omega}{dt} = -J 2\pi \frac{dn}{dt}$$

gdzie znak $-$ oznacza, że zmniejszeniu prędkości n odpowiada moment dodatni i odwrotnie. Podstawiając zamiast n prędkość początkową n_1 i poślizg s otrzyma się

$$M_k = 2\pi n_1 J \frac{ds}{dt}$$

czyli

$$M_m = \frac{M_n}{s_n} s + 2\pi n_1 J \frac{ds}{dt}$$

Moment roboczy M_m ma w większości przypadków przebieg po linii prostej

$$M_m = M_{m1} + m_2$$

gdzie m jest przyrostem momentu na jednostkę czasu, dodatnim lub ujemnym; jeżeli $m = 0$, to moment pozostaje stały

$$M = M_{m1}$$

Ogólny zatem wygląd równania różniczkowego jest

$$M_{m1} + mt = \frac{M_n s}{s_n} + 2 \pi n_1 J \frac{dt}{ds}$$

Równanie to typu

$$ax + by + c \frac{dy}{dt} + d = 0$$

można całkować, podstawiając z początku $y = uv$ czyli

$$dy = u dv + v du$$

wówczas

$$(ax + d) dx + u (bv dx + c dv) + c v du = 0$$

jeżeli

$$b v dx + c dv = 0$$

to

$$\frac{b}{c} x = \lg v$$

albo

$$v = e^{-\frac{b}{c} x}$$

a podstawiając tę wartość do równania pierwotnego i rozwiązując je dla u otrzyma się

$$u = -\frac{1}{c} \int (a x + d) e^{-\frac{b}{c} x} dx + A$$

albo

$$u = -\frac{1}{b} e^{-\frac{b}{c} x} \left((a x + d - a \frac{c}{b}) + A \right)$$

Ponieważ

$$y = uv$$

to ostatecznie

$$y = -\frac{1}{b^2} (abx + bd - ac) + A e^{-\frac{b}{c} x}$$

Jeżeli $a = 0$ (czyli w równaniu momentu $m = 0$), to

$$y = -\frac{d}{b} + A e^{-\frac{b}{c} x}$$

Jeżeli zamiast a, b, c i d podstawić wielkości $m, -\frac{M_n}{s_n}, -2 \pi n_1 J, M_{m1}$, a zamiast zmiennych x i y wziąć t i s , to otrzyma się dla momentu silnika wyraz

$$M_s = (mt + M_{m1} - \frac{m}{k}) - A e^{-\frac{b}{c} s}$$

ponieważ przy

$$t = 0, M_s = \dot{M}_{s1}$$

to

$$M_s = mt + M_{m1} - \frac{m}{k} \frac{M_{m1} - \frac{m}{k} - M_{s1}}{e^{kt}} \quad (38)$$

gdzie

$$k = \frac{30 M_s}{n_1 s_n J}$$

(Obroty n_1 na minutę).

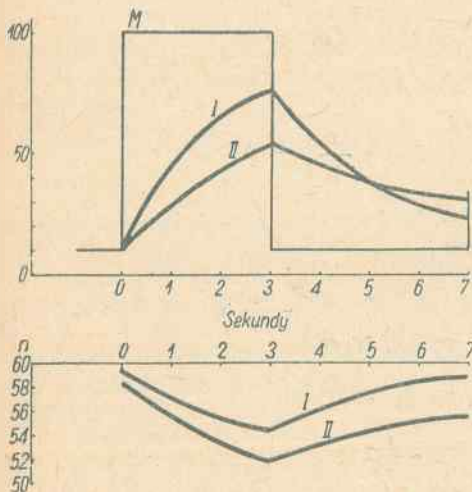
Współczynnik k jest odwrotnością stałej czasowej elektromechanicznej T_1 układu

$$T_1 = \frac{1}{k} = \frac{GD^2 \cdot n_1 \cdot s_n}{375 \cdot M_n}$$

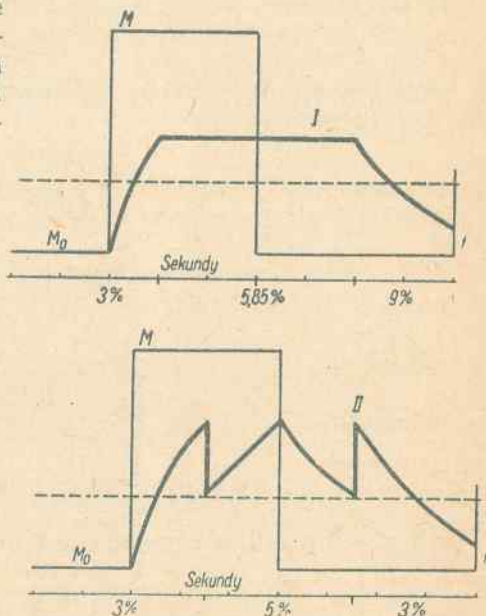
Dla momentu roboczego stałego $m = 0$, a równanie przybiera wygląd

$$M_s = M_m - \frac{M_m - M_{s1}}{e^{kt}}$$

Jeżeli praca silnika zaczyna się od biegu luzem całego zespołu, to zamiast M_{s1} należy wstawić M_{m1} . We wzorze tym dla danego silnika s_n zależy od oporu obwodu wirnika, będzie ono wzrastało i spadało w tym samym stosunku, co ten opór, tzn. że jeżeli przy oporze jednego oma wynosi ono 5%, to przy dwóch omach wzrośnie ono do 10%. Opór obwodu wirnika, przy którym poślizg dla mo-



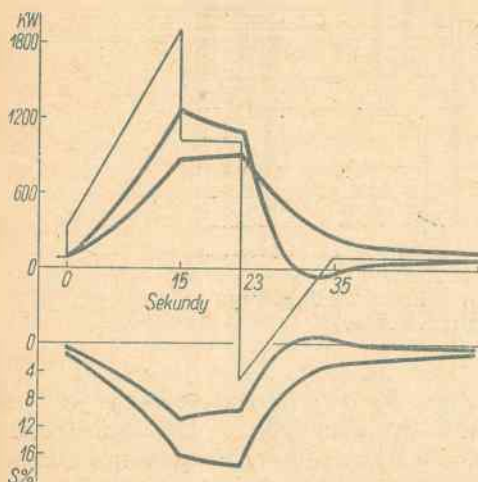
Rys. 93. Moment oraz obroty asynchronu z kołem zamachowym przy różnych R_2



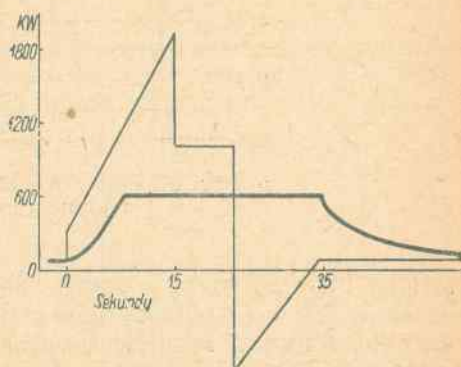
Rys. 94. Momenty asynchronu przy regulacji poślizgu ciąglej i skokami

mentu normalnego wynosi 5%, nazywa się oporem pięcioprocentowym, dla 10% — dziesięcioprocentowym itd. Przebieg M_s przy stałym M_m i różnych s_n pokazany jest na rys. 93. Aby osiągnąć duży poślizg, potrzebny jest duży opór obwodu wirnika. Powoduje on duże straty ciepłne, dlatego

więc pożądané jest pracować na początku i na końcu przebiegu z małymi oporami, a tylko w czasie dużych szczytów doprzęgać duże opory. Doprzęganie oporów może być ciągle lub skokami; doprzęganie ciągle dają oporniki wodne przez zanurzanie elektrod pod wpływem wzrastającego natężenia prądu w obwodzie statora lub wirnika. Regulator poślizgu zmienia opory w skali około 1 : 10. Doprzęganie oporów jednym lub kilku skokami dają oporniki metalowe włączane automatycznie przez odpowiednie przekładniki. Mechanizm systemu pierwszego ma znaczne opory ruchu i dużą bezwładność, działa wolno ze znacznym opóźnieniem, nadaje się dobrze tylko dla przebiegów trwających co najmniej kilkanaście sekund; wadą jego jest przy tym, że przy zupełnie zanurzonych elektrodach opór dodatkowy jest jeszcze stosunkowo znaczny. System drugi jest niezastąpiony dla przebiegów krótkich wynoszących część sekundy lub kilka se-



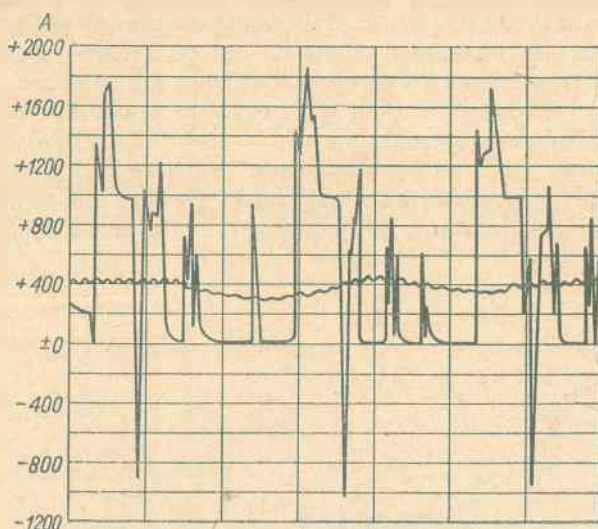
Rys. 95. Moce asynchronu przy różnych stałych oporach wirnika oraz poślizgu (u dołu)



Rys. 96. Moce asynchronu przy ciągłej regulacji mocy największej

kund. Przebieg pracy z regulacją pierwszą wskazuje krzywa I z drugą krzywą II na rys. 94. Oporniki wodne stosuje się prawie wyłącznie przy przetwornicach Leonarda, metalowe zaś przy walcarkach dla krótkich przepustów, prasach, nożycach itp. Rysunek 95 pokazuje wykres pracy maszyny wyciągowej oraz przebieg pracy silnika pędzącego przetwornicę dla stałych oporów wirnika 5% i 10%; pod nimi odpowiednie prędkości przetwornicy. Rysunek 96 pokazuje przebieg idealny pracy silnika z opornikiem wodnym o regulacji ciągłej, rys. 97 — taki sam przebieg idealny dla pracy dłuższej. Przy obliczaniu wartości e^{kt} dobrze posługiwać się metodą graficzną: na osi rzędnych odkłada się czas t w zwykłych jednostkach, na osi zaś odciętych — wartości e^{kt} na podziałce logarytmicznej; osiągnięte w ten sposób dla danego k punkty leżą na linii prostej, wystarczy więc obliczyć e^{kt} dla jednego t ; przez uzyskany w ten sposób punkt i przez początek współrzędnych prowadzi się linię prostą, która da wszystkie potrzebne wartości. Dla innego k , np. dwa razy mniejszego, prowadzi się drugą prostą, której rzędne będą dwa razy wyższe, to jest e^{kt} osiągnie dawną wielkość dwa razy później. Rysunek 98 pokazuje schemat

regulacji ciągłej oporów, rys. 99 zaś — regulacji skokami. Moment obrotowy silnika 4 (rys. 98) jest zależny od natężenia prądu roboczego; zależność ta może być zmieniana nastawnicą 3; po osiągnięciu pewnej wielkości natężenia prądu roboczego sprężyna odwodząca stara się utrzymać je na wy-



Rys. 97. Zmierzone prądy silnika wyciągowego i asynchronu przetwornicy

sokości stałej. Zwieracz oporu roboczego R_2 (rys. 99) sterowany jest od przekaźnika 4 za pomocą przekaźników dodatkowych 5. Działanie przekaźnika 4 można regulować oporami dodatkowymi r . Przy biegu luzem wyłącznik 2 jest zamknięty, otwiera go przekaźnik 4 dopiero wtedy, gdy natężenie prądu roboczego w wirniku wzrośnie do pewnej określonej wielkości, zamyka zaś ponownie, gdy natężenie to opada.

Koła zamachowe dla przetwornic Leonarda wykonuje się w Europie prawie zawsze ze stali lanej, w Ameryce zaś często z blach; prędkości obwodowe kół wynoszą $100 \div 150$ m/sek; średnica zewnętrzna ze względu na transport nie przekracza 4,4 m; koła są albo nasadzone na wał, albo skrucane w nim za pomocą połączenia kołnierzewego, przy tym wykonanie drugie daje korzystniejsze rozłożenie materiału, bo gdy stosunek średnic inercji i rzeczywistej wynosi dla kół przewierconych

$$D_1 : D^2 = (0,5 \div 0,55)$$

to dla kół z kołnierzami

$$D_1 : D^2 = (0,55 \div 0,63)$$

Wał koła pracuje w łożyskach ślizgowych samosmarownych lub z przymusowym obiegiem smaru. W celu łatwiejszego pokonywania przy rozruchu oporów tarcia panewki dolne otrzymują na ten czas olej pod ciśnieniem $20 \div 30$ at, który podnosi cały wał i ułatwia rozruch. Dla danej pojemności energii koło jest tym lżejsze i tańsze, im większą wybierze się prędkość obwodową. Spożycie mocy na bieg koła wywołane jest oporami wentylacyjnymi i oporami tarcia w łożyskach, przy czym ze wzro-

stem wybranej prędkości obwodowej pierwsze wzrastają, drugie maleją; suma ich w rezultacie maleje.

Jeżeli

A — pojemność energii koła (KMsek) przy poślizgu roboczym 13%,

T — cały okres jednego wyciągu z pauzą, sek,

v — prędkość obwodowa, m/sek,

to praca potrzebna do prowadzenia koła w przybliżeniu wynosi

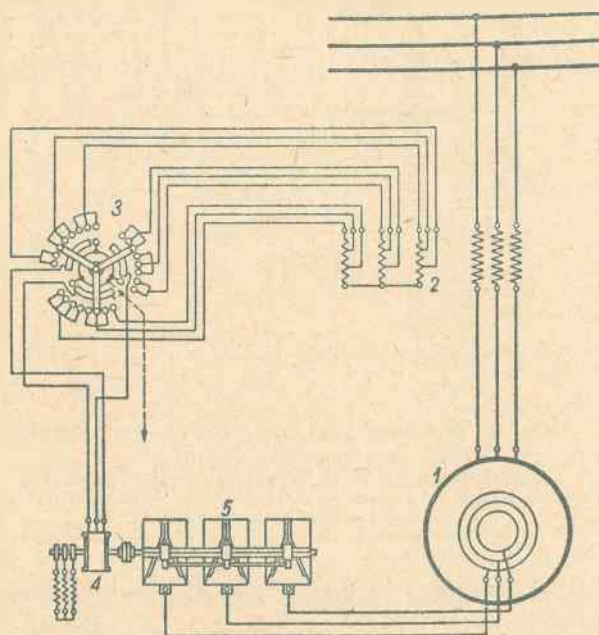
$$0,0025 A T \text{ KMsek}$$

a moc odnośna

$$P = 0,025 A : \sqrt{v} \text{ KM} \quad (39)$$

Wpływ prędkości obwodowej na ciężar koła i moc potrzebną P podaje następujący przykład zaczerpnięty z Philipiego:

A , KM sek .	24 600	24 600	24 600
v , m/sek	86,5	115	141,5
G , T . . .	36,5	21,5	15,3
P , KM . . .	63	59	52



Rys. 98. Schemat regulacji ciągłej współpracy asynchronu z kołem

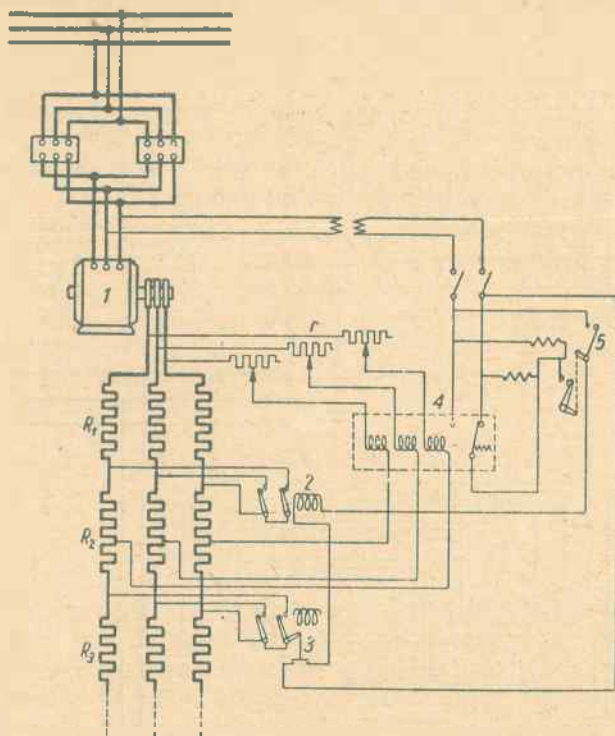
1 — silnik trójfazowy, 2 — stopniowany transformator prądu trójfazowego, 3 — nastawnica, 4 — silnik-przełącznik zanurzający elektrody oporów wodnych 5

Z liczb powyższych łatwo jest wyprowadzić wzór empiryczny na przybliżoną moc potrzebną do prowadzenia koła zamachowego o ciężarze G ton i prędkości obwodowej v m/sek, a mianowicie

$$P = 0,95 G + 15 \left(\frac{v}{100} \right)^2 \quad (40)$$

Okrycie koła zamachowego osłoną blaszaną zmniejsza znacznie opory wentylacyjne, a moc potrzebna do prowadzenia koła spada o jakieś 15%.

Aby uniknąć strat na prowadzeniu koła zamachowego, wtedy gdy nie ma wydobywania, a wyciąg musi pozostawać w pogotowiu do przewozu ludzi lub materiałów pomocniczych, koło można odpręgać za pomocą sprzęgła



Rys. 99. Schemat regulacji skokami współpracy asynchronu z kołem

- 1 — silnik walcowniczy, 2 — zwieracz oporu roboczego R_2 ,
3 — zwieracz oporu rozruchowego R_3 , 4 — przekaźnik, 5 — przekaźnik dodatkowych

ciernego. Maszynista może odłączać od sieci trójfazowej przetwornicę Leonarda bez koła przy dłuższych pauzach, a włączać gdy wydobywanie zaczyna się ponownie. Trwa to zaledwie kilkadziesiąt sekund, a oszczędza sporo prądu.

Po odłączeniu od sieci wirnik przetwornicy z kołem zamachowym potrzebuje do zupełnego zatrzymania na ogół 60 ÷ 90 minut; ze względów ruchowych jest to często niedogodne, a w razie uszkodzenia łożysk lub innych części wirnika wręcz niebezpieczne. Można skrócić czas zatrzymania wirnika z kołem do pięciu a nawet czterech minut, hamując magnetycznie koło. Podczas hamowania powstają w kole pod wpływem silnego pola magnetycznego prądy wirowe, które zamieniają energię rozprędu koła na ciepło podnoszące jego temperaturę. Przy małych prędkościach końcowych efekt prądów wirowych jest już nieznaczny i ostatecznie zatrzymuje się wirnik ręcznym hamulcem taśmowym.

Przykład 14. Obliczenie obciążeń sieci

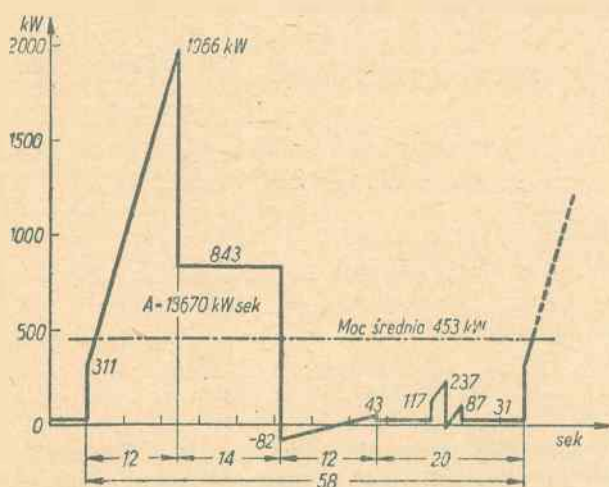
Przebieg mocy na wale prądnicy sterującej z przykładu 11 podaje rys. 100. Pole pracy wynosi około 26 250 kWsek, czas 57,66 sek, czyli moc średnia 453 kW. Pole powyżej poziomu mocy średniej wynosi 13 670 kWsek, jest to ta praca, którą powinna dać energia rozprędu koła zamachowego przy obniżeniu prędkości wirowania od n_1 do n_2 . Przy obrotach synchronicznych asynchronu 750 na minutę i poślizgu dodatkowym 13% moment bezwładności J otrzyma się ze wzoru (37)

$$13\,670 = 0,000053 \cdot 750^2 \cdot 0,13 \cdot 1,87 \cdot J$$

czyli

$$J = 1800 \text{ kgm}^2 \text{ albo } GD^2 = 40 \text{ J} = 72 \text{ tm}^2$$

Zakładając $v = 140 \text{ m/sec}$, otrzyma się średnicę koła zamachowego $D_0 = 3,6 \text{ m}$. Dla stosunku $(D_i : D_0)^2 = 0,55$ wyniesie $D_i = 2,7 \text{ m}$, a ciężar



Rys. 100. Moce na wale prądnicy sterującej

koła $72 : 2,7^2 = 10 \text{ T}$. Moc potrzebna do prowadzenia koła $P = 9,5 + 15 (140 : 100)^2 = 39 \text{ kW}$ [wzór (40)]. Praca prowadzenia koła dla jednego cyklu $39,58 \sim 2250 \text{ kWsek}$. Średnia moc łączna asynchronu wynosi $453 + 39 = 492 \text{ kW}$.

Do obliczenia przebiegu momentów i mocy silnika asynchronicznego według wzoru (38)

$$M_s = \left(M_{m1} + mt - \frac{m}{k} \right) - \frac{M_{m1} - \frac{m}{k} - M_{s1}}{e^{kt}}$$

oraz

$$k = \frac{60 \cdot M_n}{2\pi n_1 s_n J}$$

zakłada się, że silnik pracuje z jednym oporem dodatkowym włączonym na stałe bez regulacji i że opór ten nadaje silnikowi poślizg $s_n = 0,08$ przy momencie znamionowym; przy przeliczeniu mocy wykresu

na momenty obrotowe zakłada się również pewne średnie obroty dla całego przebiegu w wysokości 700 na minutę. Na rys. 101 podany jest przebieg momentów i mocy oraz ich skala. Moc silnika 500 kW, jego moment znamionowy $M_n = 970$ ($500 : 700$) = 690 kGm albo ogólnie $M = 1,38 P$. Moment mechaniczny przy rozruchu początkowy $M_{m1} = 480$ kGm, końcowy $M_{m2} = 2780$ kGm, przyrost momentu $m = (2780 - 480) : 12 = 192$ kGm/sek.

Zwiększając J o 5% na masy wirników maszyn otrzymano

$$k = \frac{60 \cdot 690}{6,28 \cdot 700 \cdot 0,08 \cdot 1900} = 0,063$$

$$\frac{m}{k} = \frac{192}{0,063} = 3050$$

W ruchu ustalonym $m = 0$, $M_m = 1220$ kGm; w okresie hamowania i paazy średnio $m = 0$, $M_m = 97$ kGm.

Wielkość momentu silnika wyniesie dla rozruchu

$$M_s = (480 + 192 t - 3050) - \frac{480 - 3050 - 200}{e^{0,063 t}}$$

czyli

$$M_s = 192 t - 2570 + \frac{2770}{e^{0,063 t}}$$

dla biegu ustalonego

$$M_s = 1220 - \frac{1220 - M_{s1}}{e^{0,063 t}}$$

dla hamowania i paazy

$$M_s = 97 - \frac{97 - M_{s1}}{e^{0,063 t}}$$

M_{s1} jest tu wszędzie momentem wstępnym silnika dla danego okresu. Dzielnik e^{kt} przy $t = 30$ sek wynosi $e^{1,9}$, czyli $\text{Nlg } (1,9 \cdot 0,43) = 6,6$, dla innych t znajdzie się go graficznie z wykresu o współrzędnych zwykłych dla t i logarytmicznych dla e^{kt} ; jest to zależność prostolinijna. Znając więc jeden punkt można będzie odczytać od razu inne. Wykres łatwo zrobić linijką suwaka logarytmicznego, pokazany on jest na rys. 102. Momenty obliczone dla połowy i końca każdego okresu pracy przedstawia rys. 101, u dołu zaś narysowane są również odpowiadające im według równania $s : s_n = M : M_n$ spadki obrotów i same obroty n . Moment wstępny M_{s1} rozruchu 200 kGm. Na przykład dla końca rozruchu

$$M_s = 192 \cdot 12 - 2570 + \frac{2770}{2,15} = 1010 \text{ kGm}$$

dla końca biegu ustalonego

$$M_s = 1220 - \frac{1220 - 1010}{2,3} = 1130 \text{ kGm}$$

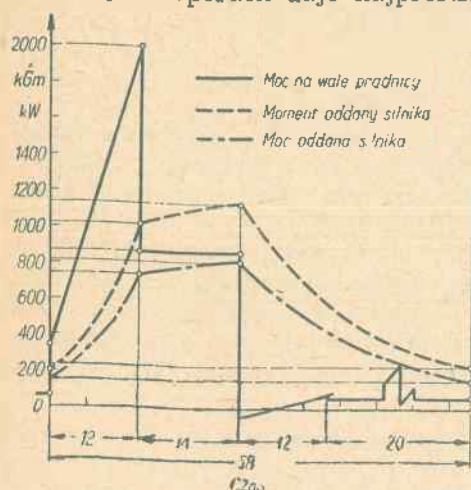
dla końca całego okresu jednego wyciągu

$$M_s = 97 - \frac{97 - 1130}{7,4} = 236 \text{ kGm}$$

Momentom powyższemu odpowiadają na wykresie

poślizgi, %	2,3	11,7	13,1	2,1
obroty, min	733	662	652	730

Wyżej rozpatrzony sposób wyrównania, a właściwie tylko obniżenia poboru mocy silnika asynchronicznego przetwornicy przy stałym dławieniu mocy w oporach daje najprostsz przykład przebiegów.

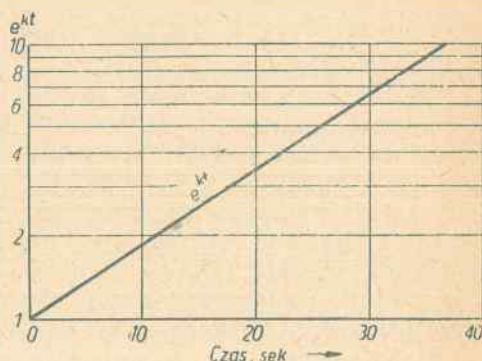


Rys. 101. Przebieg mocy i obrotów asynchronu ze stałym oporem dodatkowym wirnika przy współpracy z kołem zamachowym na wał przetwornicy Leonarda-Igniera

100, praca pobrana wynosi 26 250 kWsek, czyli 7,3 kWh, średnia moc całego przebiegu 453 kW, praca podnoszenia w szybie 15 600 kWsek, czyli 4,325 kWh, a obliczenie pracy pobranej jest następujące:

Praca:

	Na 1 wyciąg	Na godzinę
podnoszenia	4,325 kWh	268 kWh
na wale prądnicy	7,3 kWh	452 kWh
przewodzenie koła zamachowego	0,647 kWh	40 kWh
asynchronu	7,947 kWh	492 kWh
ze stratami w asynchronie ($\eta = 0,9$)	8,85 kWh	548 kWh



Rys. 102. Wykres logarytmiczny pomocniczy e^{kt}

Normalnie w praktyce nie stosuje się go z powodu nadmiernych strat w oporach; najczęściej stosuje się ograniczenie wysokości mocy pobieranej z sieci według rys. 96, czasem zaś tylko przy intensywnym programowym ruchu wydobywania według rys. 97, przy tym w obu tych przypadkach opór obwodu wirnika jest stale zmieniany w granicach ponad 1 : 10 za pomocą automatycznego regulatora poślizgu (rys. 98). Obliczenie pracy pobranej z sieci przez asynchron przetwornicy z kołem zamachowym dla przykładu 11 (str. 133) ma przebieg niżej podany. Wykres mocy na wale przetwornicy (prądnicą i wzbudnicą) pokazuje rys.

ze stratami w oporach 5%	9,3 kWh	575 kWh
pobrana z sieci		575 kWh
Sprawność ogólna wyciągu		0,47 kWh
Moc skuteczna silnika (z rezerwą około 5%)		600 kW
Moc silnika dla zwykłego Leonarda wynosiła 700 kW, sprawność zaś 53,5%.		

Hamowanie mechaniczno-elektryczne

W układach, w których stosuje się jednocześnie automatyczne hamowanie mechaniczne i elektryczne dla przypadków grożącego niebezpieczeństwa, ciężar hamulczy opadając wyłącza wzbudzenie prądnicy głównej. Na rozpędzone masy działają wtedy następujące momenty: M_h — od siły tarcia hamulca mechanicznego, M_p — od podnoszonej nadwagi ładunku i liny oraz oporów tarcia wyciągu (przy opuszczaniu ładunku znak ujemny), wreszcie M_e — od obracania silnika wyciągowego, który przy hamowaniu elektrycznym staje się prądnicą i oddaje moc elektryczną do przetwornicy. Uzyskane przy hamowaniu całkowite zwolnienie wyciągu

$$z = c \frac{M_h + M_p + M_e}{\Sigma m} = c (z_h + z_p + z_e)$$

gdzie

- z_h — zwolnienie pochodzące od hamowania mechanicznego,
- z_p — zwolnienie pochodzące od dodatkowej nadwagi i oporów,
- z_e — zwolnienie pochodzące od hamowania elektrycznego.

Przy stałym nacisku hamulca i stałej nadwadze z_h i z_p są stałe; z_e przy stałym wzbudzeniu silnika wyciągowego zależne jest od przebiegu natężenia prądu I_s w jego tworniku. Jeżeli hamowanie ma odbywać się łagodnie bez przeciążeń mechanicznych i elektrycznych, to prędkość wyciągu ma opadać po linii prostej, całkowite z powinno być stałe, czyli z_e również możliwie stałe, a ponieważ

$$z_e = c \frac{I_s \cdot \Phi_s}{\Sigma m} = c I_s = c \frac{E_s - E_p}{R} = \text{const}$$

przy tym

$$E_s = c \cdot n, \quad E_p = f(i) = c' \cdot i \quad (\text{w przybliżeniu})$$

$$\text{opór obwodu Leonarda } R = \text{const}$$

to

$$z_e = c \cdot n - c' \cdot i = \text{const}$$

gdzie

- n — obroty silnika,
- i — prąd wzbudzenia prądnicy,
- Σ — masy w ruchu,
- Φ_s — strumień magnetyczny silnika.

Warunek powyższy oznacza, iż siłę elektromotoryczną prądnicy należy osłabiać w taki sposób, aby różnica pomiędzy SEM silnika i SEM prądnicy była wielkością stałą. Dla obwodu wzbudzenia prądnicy przy szybkich przebiegach obowiązuje równanie sił elektromotorycznych

$$E = r \cdot i + L \frac{di}{dt} \quad (41)$$

Jeżeli przy tym i maleje po linii prostej, czyli $\frac{di}{dt} = -a$, $i = i_0 - at$, to opór r określa równanie

$$r = \frac{E + aL}{i_0 - at}$$

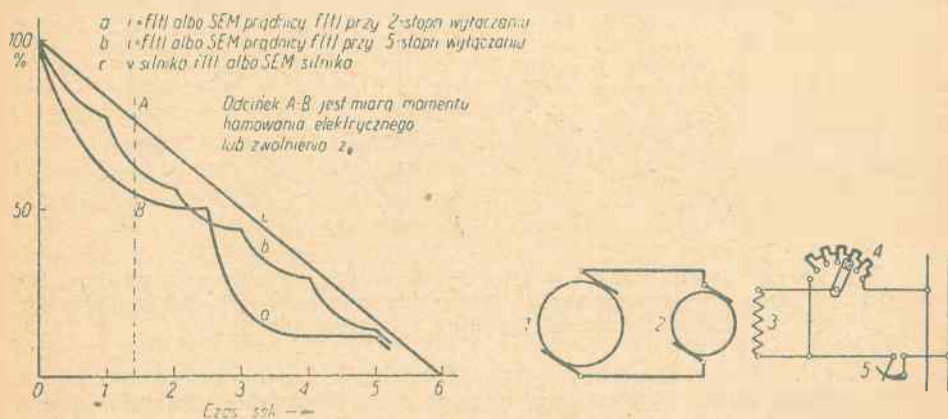
Teoretycznie powinno r zmieniać się w sposób ciągły i stać się nieskończenie wielkim, w praktyce jednak do otrzymania prądu I_a i zwolnienia z w bezpiecznych granicach wystarcza opornik o pięciu przynajmniej stopniach. Jeżeli w obwodzie wzbudzenia zasilanym napięciem stałym E zastąpić raptownie dotychczasowy opór r_1 przez większy opór r_2 , to zmianie tej towarzyszy przebieg prądu

$$i = \frac{E}{r_2} + \left(\frac{E}{r_1} - \frac{E}{r_2} \right) e^{-\frac{r_2}{L}t}$$

jeżeli obwód prądu i_0 z oporem r odłączyć od napięcia i zewrzeć, dalszy przebieg prądu będzie

$$i = i_0 \cdot e^{-\frac{r}{L}t}$$

Na rys. 103 podany jest przebieg prądu wzbudzenia prądnicy przy odłączaniu obwodu przez dwu- i pięciostopniowy opornik, (linie a i b) w punkcie 5 następuje odłączenie obwodu od napięcia, i zwarcie. Linie te dają w przybliżeniu przebieg SEM prądnicy; przebieg SEM silnika



Rys. 103. Hamowanie mechaniczno-elektryczne przy odłączaniu wzbudzenia oraz układ połączeń

1 — silnik, 2 — prądnica, 3 — wzbudzenie prądnicy, 4 — opory odłączania, 5 — opór regulacyjny

daje w przybliżeniu linia prosta c . Różnica rzędnych linii c i linii a lub b dają w odpowiedniej skali wielkość prądu I_a , momentu hamowania silnika M_e , wreszcie wywołanego nim zwolnienia częściowego z_e .

Widać stąd, że przy pięciostopniowym odłączeniu zwolnienie z_e i prąd I_a ulegają małym wahaniom, przy dwustopniowym natomiast bardzo znacznym, przy tym prąd I_a osiąga wartości kilkakrotnie większe od normalnych; stąd przeciążenia mechaniczne i niebezpieczeństwo poślizgu liny na kołach pędnych, jednocześnie zaś przetężenia prądu w obwodzie Leo-

narda, które wywołują często zaburzenia komutacji na kolektorze, przeskoki i zwarcia. Tak dobór wielkości i liczby oporów, jak i szybkości ich wyłączania należy starannie wykonać.

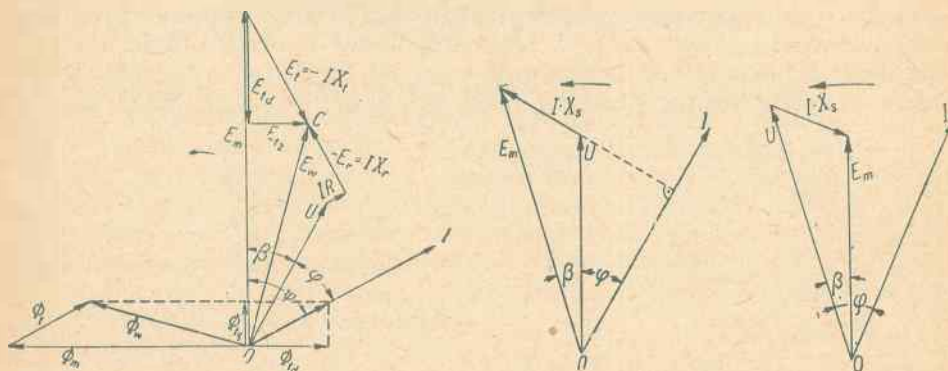
Ze względów powyższych niektóre firmy przy opadaniu ciężaru hamulczego rezygnują z hamowania elektrycznego (SSW), inne zaś prócz stopniowego wyłączania wzbudzenia prądnicy włączają w obwód Leonarda (AEG) opornik ochronny tłumiący.

Dzięki nowoczesnym pospiesznym hamulcom pneumatycznym zbyteczne jest hamowanie elektryczne przy zadziałaniu hamulca bezpieczeństwa.

15. Silnik synchroniczny

Dla poprawy ogólnego współczynnika mocy kopalni coraz częściej stosuje się silniki synchroniczne w urządzeniach wyciągowych tylko do napędu przetwornicy Leonarda. Zasady ich działania są następujące:

Generator synchroniczny prądu zmiennego składa się ze stojana, wirnika i wzbudnicy. Stojan ma uzwojenie dla zmiennego prądu (zwykle trójfazowego) i zwany będzie dalej twornikiem. Wirnik o biegunach gładkich lub wystających ma uzwojenie dla prądu stałego wzbudzającego



Rys. 104 (po lewej). Wykres wektorowy generatora synchronicznego. Rys. 105 (w środku). Wykres uproszczony generatora synchronicznego. Rys. 106 (po prawej). Wykres uproszczony silnika synchronicznego

i zwany będzie dalej magnesami; uzwojenie wzbudzające zasila się poprzez dwa pierścienie ślizgowe prądem ze wzbudnicy. Każdy generator zarówno prądu stałego jak i zmiennego, może pracować jako silnik bez jakichkolwiek przełączeń ich obwodów.

Podstawowy wykres wektorowy generatora prądu zmiennego podaje rys. 104, na którym oznaczają: U napięcie na zaciskach, I prąd twornika, E_w siłę elektromotoryczną (SEM) rzeczywiście wznieconą w uzwojeniu twornika przez strumień magnetyczny wypadkowy Φ_w . Strumień ten (siła magnetomotoryczna lub „przepływ”) powstaje w szczeliny powietrznej pod wpływem strumieni składowych wytwarzanych przez magnesy Φ_m i prąd twornika Φ_t . Strumieniom składowym odpowiadają przesunięte względem nich o 90° SEM-ne składowe E_m i E_t dające przy sumowaniu geometrycznym wypadkową E_w . Między E_w i U istnieje spadek napięcia na oporze czynnym IR twornika i oporze indukcyjnym IX_s , a między E_m

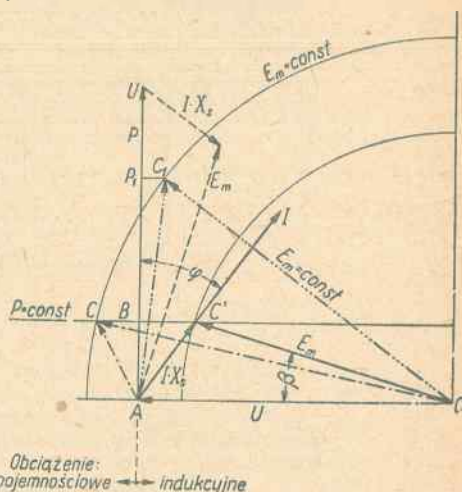
i E_w jest spadek indukcyjny w oporze fikcyjnym powstałym wskutek oddziaływania twornika.¹⁾

Na wykresie tym dla obciążenia indukcyjnego generatora prąd I opóźnia się o kąt φ względem napięcia U . Kąt ψ jest kątem przesunięcia wewnętrznego prądu I względem E_m , kąt β jest kątem wychylenia osi magnesów względem wektora napięcia.

W wykresie tym można zrobić następujące uproszczenia: opór czynny R bardzo mały w stosunku do indukcyjnego można pominąć, prócz tego zaś sumę oporów $X_r + X_t = X_s$, zwaną oporem synchronicznym, można przyjąć za wielkość stałą. Tak uproszczony wykres dla pracy generatorowej podany jest na rys. 105, a dla pracy silnikowej na rys. 104. Jeżeli trójkąt wektorów U, E_m, I_x (rys. 106) obrócić dookoła punktu O o kąt 90° i przyjąć za podstawę wektor U , to otrzyma się wykres (rys. 107), który posłuży do dalszych rozważań. Pion U poprowadzony w górę z punktu A tworzy z wektorem prądu I kąt $UAI = \varphi$; $I \cos \varphi$ jest czynną składową prądu I , która pomnożona przez stałe napięcie zasilania U daje moc silnika $P = UI \cos \varphi$. Wykres daje więc przy stałej mocy $P = \text{const}$ dla maszyny nie nasyczonej magnetycznie z biegunami gładkimi z pominięciem oporu czynnego i przy założeniu stałego oporu synchronicznego X_s zależność między wzбудzeniem a $\cos \varphi$.

Linie poziome $P-P, P'-P'$ są liniami stałych mocy P, P' itd., na których przesuwa się wierzchołek trójkąta C przy zmianie wzbudzenia E_m , przy tym dla punktów C leżących w lewo od pionu AU silnik pobiera z sieci poza mocą czynną jeszcze moc bierną, pojemnościową, dla punktów zaś w prawo od AU — moc indukcyjną. Przy stałym wzbudzeniu punkt C przebiega po kole o promieniu OC przy tym zmienne będą: moc P , prąd I oraz kąty φ i β . Wychodząc z wykresu dla zmiennego wzbudzenia poprzez charakterystykę magnetyczną silnika $E_m = f(i_m)$ dochodzi się drogą wykresową do tzw. krzywej v . Podaje ona dla różnych mocy zależność prądu z sieci I od prądu wzbudzenia silnika i_m , a więc i orientację co do zachowania się silnika ze względu na stateczność pracy (rys. 108). Granica stateczności 1 związana jest z kątem β , granica stateczności 2 — z przebiegiem $I = f(i_m)$. Obciążenie *ind* oznacza indukcyjne, *cap* — pojemnościowe.

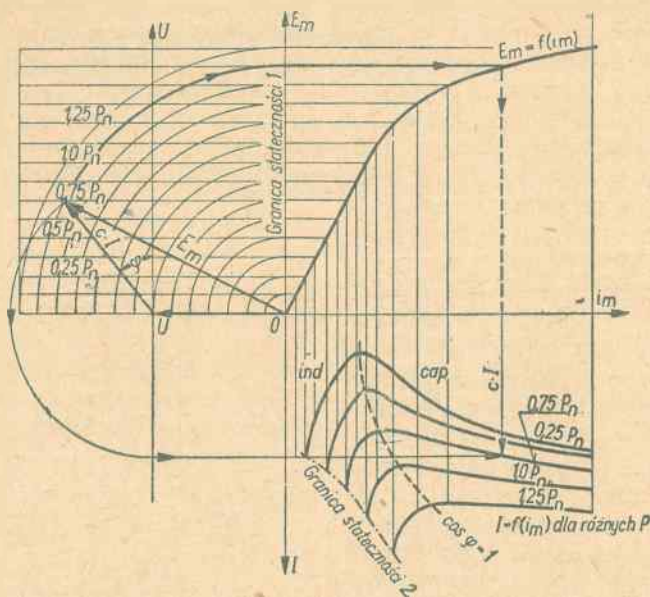
To samo $P = c E_m \cdot \sin \beta$, a przy małych kątach $P = c E_m \cdot \beta$ (c współczynnik liczbowy skali). Wynika stąd, że moc i moment silnika synchronicznego są w przybliżeniu proporcjonalne do kąta przesunięcia osi magnetycznej wirnika względem osi magnetycznej stojana. Przy wychyleniu



Rys. 107. Wykres uproszczony silnika synchronicznego przy stałym obciążeniu $P = \text{const}$, prąd AC lub AC' , wzbudzenie OC lub OC' ; silnik przy stałym wzbudzeniu $E_m = \text{const}$, prąd AC lub AC' , moc AP lub AP'

¹⁾ Szczegóły wykresów synchronu w książce prof. E. Jezierskiego „Maszyny synchroniczne”.

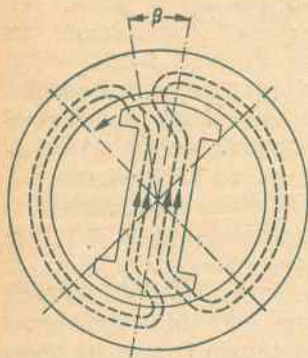
$\beta = 90^\circ$ osiąga się moment największy, przy którym jednak silnik wypada z synchronizmu. Stosunek tego momentu przełomowego do znamionowego jest *przeciążalnością* silnika; przy momencie znamionowym kąt β wynosi od 25 do 40° , stąd przeciążalność $= \sin 90^\circ : \sin 25^\circ$ lub $\sin 90^\circ : \sin 40^\circ$, a więc 2.3 do 1.5 . Rysunek 109 przedstawia symboliczne działa-



Rys. 108. Przebieg z uproszczonego wykresu silnika synchronicznego poprzez charakterystykę magnetyczną na krzywe $I = f(i_m)$

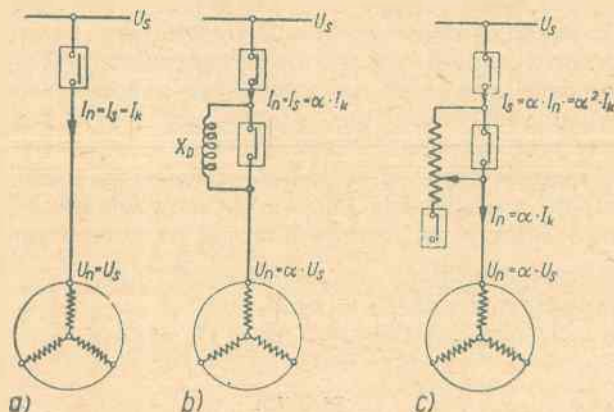
nie założonych elastycznych linii sił elektromagnetycznych i powstawania kąta β przy przenoszeniu energii ze stojana do wirnika. Poza tym moment obrotowy silnika synchronicznego jest proporcjonalny do pierwszej potęgi napięcia, a nie drugiej jak przy asynchronach. Rozruch silnika synchronicznego powoduje pewne komplikacje. Silnik włącza się do sieci

albo wprost na całe napięcie, albo też z początku na napięcie obniżone przez dławik lub autotransformator rozruchowy; w nabiegunkach magnesów lub uzwojeniu tłumiącym powstaje prąd podobnie jak w klatce wirnika i silnik rusza jako asynchroniczny. Gdy silnik nabrał obrotów, daje się całe napięcie, a po osiągnięciu około 95% obrotów synchronicznych włącza się prąd wzbudzenia magnesów, po czym wirnik zostaje wciągnięty w synchronizm przez momenty obrotowe synchronizujące jego małych okresów (około 2,5 okresów). Na czas rozruchu asynchronicznego uzwojenie stałego prądu magnesów pozostaje zwarte przez opór ochronny w celu uniknięcia powstawania w tym uzwojeniu nadmiernych napięć. Przez odpowiednie dymensjonowanie uzwojenia tłumiącego wir-



Rys. 109. Silnik synchroniczny — zasada działania: ideowy przebieg sił magnetycznych i znaczenie kąta β

nika można tak dobrać charakterystykę momentu silnika, przy rozruchu asynchronicznym, aby na jego początku i końcu wystarczył do doprowadzenia maszyny roboczej do żądanych obrotów podsynchronicznych. Układy ideowe przyłączenia silnika synchronicznego do sieci podaje rys. 110, dla rozruchu przy napięciu bezpośrednim sieci *a* oraz przy napięciu obniżonym dławikiem *b* lub autotransformatorem *c*. Łączenie bezpośrednie ma zaletę wielkiej prostoty, lecz i wadę dużego skoku prądu i momentu, a więc dużych sił elektrodynamicznych w uzwojeniach oraz



Rys. 110. Układy rozruchowe silnika synchronicznego
 U_s, I_s — napięcie i prąd z sieci, U_n, I_n — napięcie i prąd w silniku, I_k — prąd przy włączaniu bezpośrednio do sieci,
 α — stopień obniżenia napięcia silnika przy zastosowaniu dławika lub transformatora

nacisków lub uderzeń mechanicznych w przekładniach i innych mechanizmach; stosuje się je częściej przy silnikach wolnobieżnych, które mają większą reaktancję. Przy łączeniu przez dodatkową reaktancję (dławik) napięcie w pierwszej chwili silnie zdławione rośnie stopniowo.

Ten rodzaj łączenia jest dogodny, nadaje się przy małych i dużych momentach roboczych, jednak dla dużych wymaga znacznej mocy podstawowej sieci zasilającej. Wreszcie pobór prądu z sieci można bardziej ograniczyć stosując autotransformator rozruchowy.

Silnik synchroniczny w urządzeniach wyciągowych stosuje się tylko do napędu przetwornicy Leonarda, której rozruch bez obciążenia jest lekki, toteż zastosowanie autotransformatora nie jest potrzebne.

Tablica 48 podaje według Morozowa dane techniczne kilku silników synchronicznych stosowanych w zakładach radzieckich.

Tablica 48

Moc P_n , kW	250	790	1400	2500	Oznaczenia: I_1 i M_1 — w chwili włączenia do sieci, M_2 — na końcu rozruchu asynchronicznego, I_k i M_n — wartość znamionowa
Obroty synchroniczne na minutę	1500	1000	600	500	
Prąd rozruchu asynchroniczny I_1/I_n	4,5	4,8	4,2	4,6	
Moment rozruchu M_1/M_n	1,5	1,9	1,0	1,4	
Moment rozruchu M_2/M_n	1,5	1,9	0,5	0,7	

16. Napęd trójfazowy asynchroniczny

Zasada działania, własności i wykresy

Jak wspomniano wyżej silnik asynchroniczny nie ma prawie żadnych zalet przy stosowaniu do napędu wyciągu: rozruchowi i hamowaniu towarzyszą duże straty ciepłne, prędkość utrzymuje się na wysokości stałej niezależnej od momentu obrotowego tylko w bliskości synchronizmu, małe prędkości są bardzo chwiejne i zależne od tego momentu, odzyskiwanie energii przy opuszczaniu ciężarów możliwe jest tylko przy nadsynchronicznych prędkościach, automatyzacja sterowania jest trudna i niepewna. Hamowanie przeciwbiegem i ruch nadsynchroniczny, prawie niestosowane przy napędach zwykłych, odgrywają tu znaczną rolę, toteż warto sobie przypomnieć trochę teorii tego silnika, aby dobrze zrozumieć zachowanie się jego w tych warunkach pracy.

Jeżeli pole magnetyczne w szczelinie powietrznej między stojanem i wirnikiem wiruje z prędkością kątową ω_1 , sam wirnik z prędkością ω_2 , i jeżeli moment obrotowy jaki wywiera stojan na wirnik jest M , to

moc przenoszona ze stojana na wirnik $P_1 = \omega_1 M$,

moc mechaniczna wirnika $P_2 = \omega_2 M$,

moc stracona na ciepło w wirniku $W = P_1 - P_2 = M (\omega_1 - \omega_2)$,

ponieważ zaś

$$\omega = 2 \pi n$$

a więc poślizg

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$$

Oznaczając

f — okresy,

p — liczba par biegunów uzwojenia,

n — liczba obr/sek,

to

$$f_1 = p n_1, f_2 = p (n_1 - n_2) = s f_1$$

$$W = s \cdot \omega_1 \cdot M = s \cdot P_1$$

Z drugiej jednak strony

$$W = k \cdot r_2 \cdot I_2^2$$

gdzie

k — ilość faz uzwojenia rotoru,

r_2 — opór jednej fazy,

I_2 — natężenie prądu fazowego,

skąd moment obrotowy

$$M = \frac{k p r_2 I_2^2}{2 \pi f s} = \frac{k p z_1^2}{2 \pi z_1^2 f} \cdot \frac{E_1^2 \cdot r_2 \cdot s}{\left[r_1^2 + (2 \pi f s L_2)^2 \right]} \quad (42)$$

albo

$$M = \frac{k p}{2 \pi f s} E_2 I_2 \cos \varphi_2$$

ponieważ

$$I_2 = \frac{E_2}{\sqrt{r_2^2 + (2 \pi f s L_2)^2}}$$

$$E_2 : E_1 = z_2 s : z_1$$

gdzie

L_2 — współczynnik samoindukcji wirnika,
 z — liczba zwojów.

We wzorze (42) dla momentu obrotowego E_1 mało różni się od napięcia w sieci, uważa się więc E_1 za wielkość stałą, f okresy w sieci są również stałe, L_2 jest prawie stałe; za zmienne uważa się r_2 i s .

Przy stałym oporze obwodu wirnika r_2 wzór dla momentu obrotowego przybiera wygląd

$$M = C \frac{r_2}{r_2^2 + (2 \pi f s L_2)^2} \quad (43)$$

którego przebieg pokazany jest na rys. 111. Wzór ten ma maksimum, jeżeli

$$r_2 = 2 \pi f s L_2$$

czyli

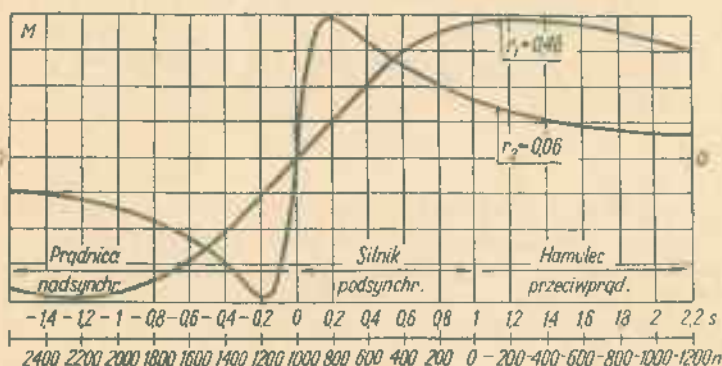
$$r_2 = \frac{r_1}{2 \pi f L_2}$$

co podstawione do wzoru (42) daje wartość największą momentu

$$M_{max} = \frac{k p z_2^2 E_1^2}{8 \pi^2 z_1^2 f^2 L_2} \quad (44)$$

Z równań (43) i (44) widzi się, że

1. wielkość największego momentu nie zależy od oporu obwodu wirnika, a tylko od rozproszenia magnetycznego;
2. przy różnych oporach obwodu wirnika wierzchołek linii momentu będzie przesuwiał się równolegle do linii s w tym samym stosunku



Rys. 111. Przebieg momentów asynchronu dla różnych poślizgów i oporów r_2

w jakim zmieniać się będzie opór r_2 , czyli jeżeli oporowi $r_2 = 1$ om odpowiadał moment największy przy spadku obrotów 10%, to oporowi $r_2 = 2$ om przy spadku 20% itd.

Praca na lewej części momentu, dla której $\frac{dM}{ds} < 0$ albo $\frac{dM}{ds} > 0$, będzie miała równowagę stateczną. Moment w spoczynku na początku

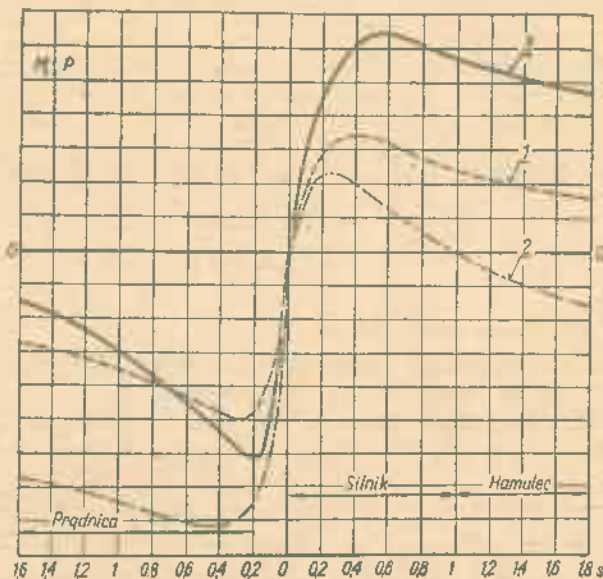
rozruchu otrzyma się wstawiając do wzoru (42) $s = 1$, czyli

$$M_0 = \frac{k p z_2^2 E_1^2}{2 \pi z_1^2 f} \cdot \frac{r_2}{r_2^2 + (2 \pi f L_2)^2} \quad (45)$$

Przebieg M_0 w zależności od r_2 podobny jest do linii na rys. 111, największy będzie przy $r_2 = 2 \pi f L_2$ i wyniesie wartość według wzoru (44).

Prędkość, poślizg, moment i moce dla różnych stref pracy silnika podaje rys. 112 oraz tablica 49,

Dla synchronizmu $s = 0$, $n_2 = n_1$, dla postoju $s = 1$, $n_2 = 0$. Wartość momentu obrotowego staje się zerem tylko przy synchronizmie ($s = 0$) i przy $n_2 = \pm$, dlatego też przez synchronizm silnik może przejść tylko pod wpływem siły mechanicznej zewnętrznej. Siła elektromotoryczna



Rys. 112. Moment i moce asynchronu dla różnych poślizgów

wirnika E_2 jest zerem przy synchronizmie, jest równa sile elektromotorycznej zwykłego transformatora — w spoczynku, jest równa prawie podwójnej jej wartości — na początku hamowania przeciwprądem, kiedy prędkość jest jeszcze prawie synchroniczna. Ruch nadsynchroniczny można osiągnąć przy opuszczaniu ciężarów, przy tym silnik przekroczy synchronizm o tyle mniej, o ile mniejszy będzie opór obwodu wirnika. W celu zahamowania wyciągu przeciwprądem trzeba odwrócić prąd w statorze, a w obwód rotoru wtrącić opór tak wielki, aby żądany mo-

Tablica 49

	n_2	n_1	s	M	P_2	P_1	
Dla ruchu:							
podsyncronicznego	> 0	> 0	$> 0 < 1$	> 0	> 0	> 0	$P_1 = P_2 + W$
nadsynchronicznego	> 0	> 0	< 0	< 0	< 0	< 0	$P_2 = P_1 + W$
przeciwprądowego	> 0	> 0	> 1	> 0	< 0	> 0	$P_1 + P_2 = W$

ment hamowania dla $s =$ prawie 2 leżał na lewej części krzywej, czyli aby wierzchołek krzywej momentu leżał gdzieś poza $s = 2$. Aby osiągnąć małe szybkości przy małych momentach (przewożenie ludzi przy $s = 0,5$) trzeba w obwód wirnika wtrącić bardzo duży opór. Powoduje to już przy małych zmianach momentu (np. nadwaga liny) duże wahania szybkości. Piony łuku górnego wskazują w uproszczonym wykresie Heylanda (rys. 113) całkowitą moc elektryczną pobraną przez stator P_s , piony łuku średniego — moc przeniesioną na rotor P_1 albo w innej skali moment obrotowy M , piony łuku dolnego — całą moc mechaniczną rotoru P_2 .

Styczna do łuku dolnego poprowadzona ku górze z punktu T tworzy na łuku górnym punkt A_k .

Styczna do łuku średniego z punktu T przecina łuk górny w punkcie A_h . Linia XA_k jest równoległa do TA_h .

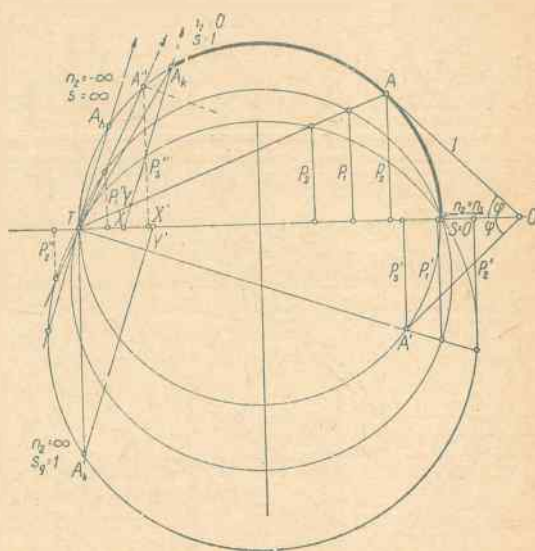
Dla prądu I stosunek odcinków $XY : XA_k = s$, czyli jest poślizgiem; jeżeli punkt A przejdzie w położenie A_k , to $s = 1$, $n_2 = 0$, czyli część łuku górnego od S do A_k stanowi strefę pracy podsynchronicznej. Ponieważ promień łuku dolnego jest zmienny i zależy od oporu wirnika, to A_k jest również niestały. Ponieważ TA_h i XA_k są równoległe, to punkt A_h odpowiada szybkości $n_2 = -\infty$, czyli część łuku górnego między punktami A_k i A_h stanowi strefę hamowania przeciwpędem; sieczne wychodzące z punktu T i przecinające górny łuk między A_k i A_h dają z łukiem średnim piony dodatnie (M , P''), z łukiem zaś dolnym tylko ujemne (P''_2) oba te piony w sumie stanowią straty ciepłne rotoru $W = P''_1 + P''_2$. Punkt Y wybiega poza punkt A_k dążąc w nieskończoność.

Dla ruchu nadsynchronicznego $n_2 > n_1$, a zamiast s wprowadza się

$$s_g = \frac{n_2 - n_1}{n_2} = \frac{s}{s - 1}$$

$W = M(\omega_1 - \omega_2) = -s_g \omega_2 M = -s_g P_2$; przy $n_2 = \infty$, $s_g = 1$, $W = -P_2$, czyli $P_1 = 0$. Strefa ruchu nadsynchronicznego leży poniżej osi poziomej współrzędnych. Punkt pracy A' przesuwają się po części ujemnej łuku górnego. Styczna do łuku górnego prowadzona w dół z punktu T przecina łuk dolny ujemny w punkcie A'_k ; część tego łuku na przestrzeni SA'_k stanowi strefę pracy nadsynchronicznej; linia $X'A'_k$ równoległa do XA_k daje na swoim odcinku $X'Y'$ miarę poślizgu s_g , a mianowicie

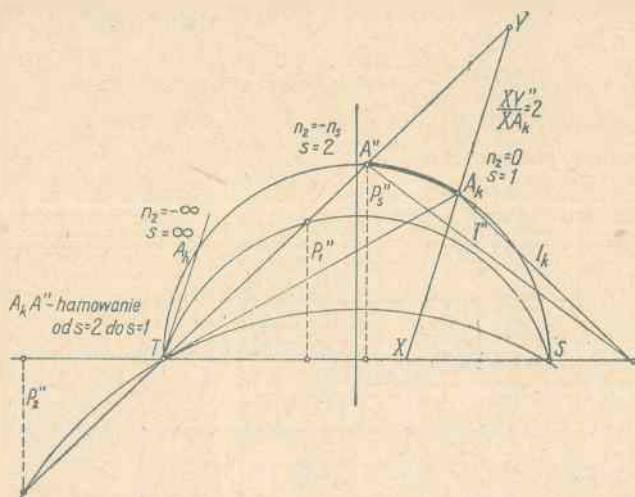
$$s_g = X'Y' : X'A'_k$$



Rys. 113. Wykres Heylanda dla wszystkich zakresów pracy

W punkcie A'_k szybkość $n_2 = \infty$. Śieczne wychodzące z punktu T i przecinające dolny łuk poniżej osi współrzędnych pomiędzy punktami S i A'_k dają ze wszystkimi łukami pionu ujemne, przy czym $P'_2 = P'_s + W$.

Na rys. 113 promień koła P_2 odpowiadał oporowi własnemu wirnika, natomiast wykres na rys. 114 ma promień koła P_2 znacznie większy z dodatkowym oporem regulacyjnym lub rozruchowym. Strefa hamowania



Rys. 114. Wykres Heylanda z uwzględnieniem hamowania przeciwnym

wyciągu przeciwnym od końca jego biegu do postoju, czyli od $s = 2$ do $s = 1$ ma tu skalę znacznie dłuższą, umożliwiającą dokładniejsze wyznaczenie wartości pośrednich momentów, mocy i strat, poza tym zaś jest to strefa stateczna pracy.

Sterowanie wyciągiem

Sterowanie wyciągiem przy podnoszeniu ciężarów powinno odbywać się w sposób następujący: dla rozruchu z momentem M_1 wtrąca się w obwód wirnika potrzebny opór, który potem stopniowo wyłącza się dochodząc w ten sposób aż do charakterystyki bezoporowej, po której nasz punkt po skończonym rozruchu spływa na dół aż do momentu M_2 ruchu ustalonego i pozostaje na nim przez cały czas tego ruchu; do rozpoczęcia hamowania przeciwnym przełącza się dwie fazy statora i wtrąca się do wirnika duży opór odpowiadający momentowi hamowania M_3 ; zmniejszając stopniowo opory dochodzi się do zupełnego zatrzymania silnika.

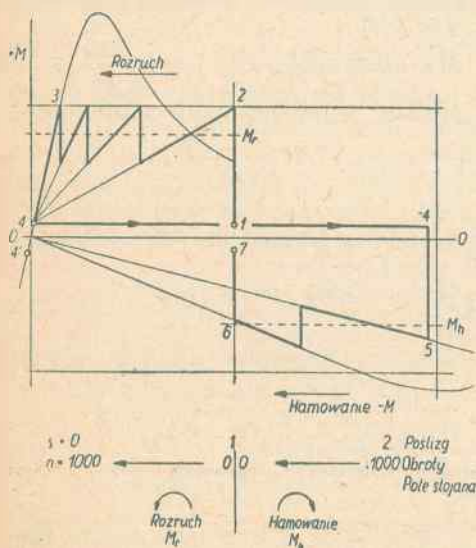
Na rys. 115 podany jest w wykresie $M-s$ przebieg pracy silnika od rozruchu do zatrzymania, przy czym punkt 4 odpowiada podnoszeniu, punkt 4' opuszczaniu ciężarów.

Przy opuszczaniu ciężarów rozruch odbywa się podobnie jak poprzednio, po skończonym jednak rozruchu punkt pracy spływa po charakterystyce bezoporowej aż poza synchronizm do momentu ujemnego M_2 ; do rozpoczęcia hamowania przeciwnym trzeba przełączyć dwie fazy statora i wtrącić duży opór do wirnika odpowiadający momentowi hamo-

wania M_3 . Przy takim przerzucaniu nastawnicy przez stopnie pośrednie oporów moment wywierany przez silnik otrzymuje niedostateczne wartości pośrednie. Aby uniezależnić się od złych wpływów tej manipulacji dobrze jest utrzymywać wirnik w zwarcu przez cały czas jej trwania, a otworzyć go na nastawnicę dopiero, gdy stator jest przełączony i duży opór włączony. W końcu zmniejsza się opory aż do zupełnego zatrzymania. Wybór stopni opornicy rozruchowej i hamulczej zależy od zadanych wahań dopuszczalnych wartości momentu obrotowego lub natężenia prądu; wielkości oporów oblicza się z odpowiednich E_2 i prądów powyższych; dla oporników wodnych z regulacją ciągłą określa się tylko wielkości oporów krańcowych.

Maszyny i przyrządy napędu trójfazowego do podnoszenia i opuszczania ciężarów oraz przewozu ludzi są według schematu zasadniczego (rys. 116) następujące:

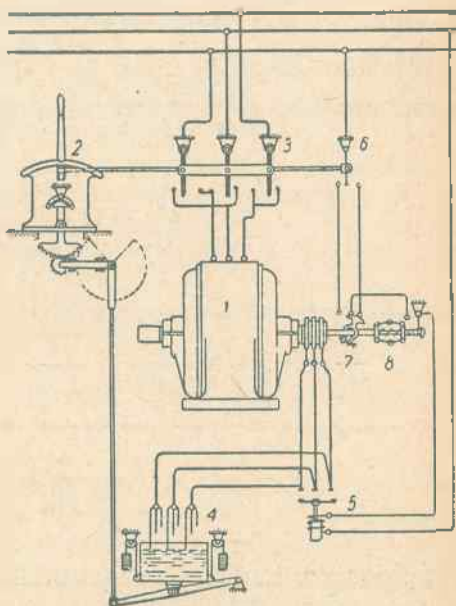
Silnik trójfazowy 1 w wykonaniu wzmocnionym z powiększoną szczeliną powietrzną, zwykle z przekładnią kół zębatach; wirniki z pierścieniami ślizgowymi i stale pracującymi szczotkami; izolacja uzwojeń wirnika dla podwójnego napięcia międzyfazowego; drążek sterowniczy 2 związany z przełącznikiem statora 3 i opornicą wirnika 4. Nastawnica z opornikami metalowymi dla rozruchu, hamowania i jazdy z małą prędkością o dostatecznej pojemności cieplnej dla pracy ciągłej; przy więk-



Rys. 115. Przebieg sterowania asynchrona z hamowaniem przeciwprądem.

Liczby 1, 2, ..., 7 kolejność łączy

Rys. 116 (z prawej). Schemat zasadniczy napędu asynchronu



szych mocach opornica wodna 4, która ma zwykle elektrody nieruchome i zmienny poziom cieczy uzyskiwany przez podnoszenie naczynia lub pompowanie.

Przełącznik dwóch faz statora 3. Zwieracz obwodu wirnika 5 zamykający przy prędkości synchronicznej i otwierający po odwróceniu nastawnicy i przełącznika, a do niego: łącznik odśrodkowy 8, łącznik kie-

runku prądu 6 i łącznik kierunku obrotu 7. Elektromagnes hamulczy z łącznikami pomocniczymi w jego obwodzie na rysunku został pominięty.

Wzór (42) na moment obrotowy silnika zawiera kilka parametrów (k , z , r , L) na ogół znanych tylko konstruktorowi silnika, tak iż unie-
możliwia on przeanalizowanie pracy silnika np. w warunkach odmien-
nych od założeń pierwotnych. Natomiast analizę taką umożliwia w dosyć
szerokim zakresie wzór Klosa wyprowadzony pośrednio ze wzoru (42)
w sposób następujący:

$$M = \frac{W}{\omega_1 \cdot s} = \frac{3 \cdot I_2^2 \cdot r_2}{\omega_1 \cdot s}$$

a ponieważ

$$I_2 = \frac{E_2}{\sqrt{r_2^2 + (X_2 \cdot s)^2}} = \frac{E_{20} \cdot s}{\sqrt{r_2^2 + (X_2 \cdot s)^2}}$$

to

$$M = \frac{3 E_{20}^2}{\omega_1} \cdot \frac{r_2 s}{r_2^2 + (X_2 \cdot s)^2} \text{ albo } M = C \frac{r_2 s}{r_2^2 + (X_2 \cdot s)^2}$$

gdzie

E_{20} — SEM wirnika w postoju, czyli napięcie jego na szczot-
kach,

$X_2 = 2 \pi f_1 L_2$ — reaktancja rozproszenia uzwojenia wirnika w postoju,

X_{2s} — reaktancja przy $f_2 = f_1 s$.

Moment największy, przełomowy, M_k otrzymuje się, jeżeli $\frac{dM}{ds} = 0$,
co nastąpi, jeżeli $r_2 = X_2 \cdot s_k$, czyli poślizg odpowiadający momentowi
przełomowemu $s_k = \frac{r_2}{X_2}$ wtedy wyniesie

$$M_k = C \frac{\frac{r_2}{X_2}}{r_2^2 + X_2^2 \frac{r_2^2}{X_2^2}} = C \frac{1}{2 X_2}$$

a stosunek

$$\frac{M}{M_k} = \frac{r_2 s}{r_2^2 + (X_2 s)^2} \cdot \frac{1}{2 X_2} = \frac{2 s}{\frac{r_2^2}{r_2 X_2} + \frac{X_2^2 s^2}{r_2 X_2}} = \frac{2 s}{\frac{r_2}{X_2} + \frac{X_2}{r_2} s^2}$$

$$\frac{M}{M_k} = \frac{2}{\frac{s_k}{s} + \frac{s}{s_k}} \quad (46)$$

Dla poślizgów małych ($s < s_k$) można w mianowniku pominąć $\frac{s}{s_k}$. Wtedy

$$M = \frac{2 M_k}{s_k} s$$

(jest to linia prosta).

Dla poślizgów dużych ($s > s_k$) można pominąć $\frac{r_2}{X_2}$ i wówczas

$$M = 2 M_k s_k \cdot \frac{1}{s}$$

(jest to hiperbola)

Przebiegi te podaje rys. 117. Dotyczą one zwykłych silników pierścieniowych.

Przeciążalność $\frac{M_k}{M_n}$ silnika asynchronicznego wyciągowego z powiększoną szczeliną powietrzną wynosi $2 \div 2,8$.

Z równania Klosa można otrzymać z dostateczną dokładnością dla silników większej mocy wykres zależności ich momentu obrotowego od poślizgu. Założywszy przeciążalność silnika $M_k : M_n$, poślizg s_n przy momencie znamionowym M_n znajduje się poślizg s_k dla momentu przełomowego krytycznego M_k w następujący sposób:

$$\frac{2 M_k}{M_n} = \frac{s_n}{s_n} + \frac{s_k}{s_k} = \frac{s_k + s_n}{s_n s_k}$$

albo

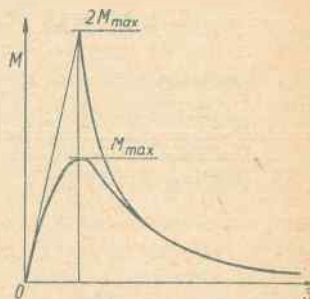
$$s_k^2 - \frac{1}{\alpha} s_k + s_n^2 = 0$$

gdzie

$$\alpha = \frac{M_k}{2 M_n}$$

wreszcie

$$s_k = \frac{s_n}{2 \alpha} (1 \pm \sqrt{1 - 4 \alpha^2}) \quad (47)$$



Rys. 117. Uproszczony przebieg momentu dla równania Klosa: linia prosta i hiperbola

należy przy tym wziąć pierwiastek większy

Znając s_k można obliczyć momenty dla poszczególnych poślizgów, $s = 0,05/0, 1/0, \dots, 0,75/1$; należy tym razem wziąć dla s pierwiastek mniejszy odpowiadający pracy na statecznej gałęzi wykresu.

Jeżeli w obwód wirnika z oporem własnym r_2 włączy się jeszcze opór dodatkowy R_2 , to poślizg przy tym samym momencie wyniesie

$$s' = \frac{r_2 + R_2}{r_2} \frac{s_k}{2 \alpha} (1 \pm \sqrt{1 - 4 \alpha^2}) = \frac{r_2 + R_2}{r_2} s$$

Obliczenie takie zastosuje się dalej w przykładzie analizy wykresów rozruchu silnika wyciągowego.

Przykład 15. Zastosowanie wzoru Klosa

Silnik wyciągowy z wirnikiem pierścieniowym $P = 1200 \text{ KM}$, $n = 494$ (synchroniczny 500), $U_1 = 6000 \text{ V}$, $I_1 = 110 \text{ A}$, $U_2 = 725 \text{ V}$, $I_2 = 750 \text{ A}$ prowadzi przez przekładnię zębatą maszynę wyciągową bębnową. Rozrusznik metalowy w ośmiu stopniach daje następujące opory obwodu wirnika między pierścieniami: 1,6/1,17/0,92/0,46/0,21/0,095/0,04/0,0015 omów. Należy wykreślić stateczną gałąź charakterystyki momentu silnika oraz przebieg rozruchu silnika dla zadanego wykresu jazdy wyciągu i jego następujących danych technicznych:

Długość jazdy	310 m
Ładunek w klatce	5,1 T
Cieężar liny	7 kG/m
Średnica bębna	3,5 m
Przekładnia	1 : 13

Masa na obwodzie bębnow	6000 kg
Maksymalna prędkość klatki	7 m/sek
Przyspieszenie	1 m/sek ²
Czas rozruchu w przybliżeniu	7 sek
Przebieg siły obrotowej na obwodzie bębna:	
rozruch	12 T
bieg ustalony	6 T

Silnik

$$P_n = 1200 \text{ KM} = 885 \text{ kW}, n_n = 494; M_n = 0,97 \frac{885}{494} = 1,74 \text{ Tm},$$

$$\text{poślizg znamionowy } s_n = \frac{500 - 494}{500} = 0,012 = 1,2\%,$$

$$\text{przeciążalność silnika } p = 2,4,$$

$$\text{moment krytyczny } M_k = 2,4 \cdot 1,74 = 4,18 \text{ Tm},$$

poślizg krytyczny s_k z równania (47), gdzie

$$\alpha = \frac{1,74}{2 \cdot 4,18} = 0,208$$

$$s_k = \frac{0,012}{2 \cdot 0,208} (1 + \sqrt{1 - 4 \cdot 0,208^2}) = 0,053 = 5,3\%$$

Moment obrotowy ze wzoru (46)

$$M = \frac{2 \cdot 4,18}{\frac{0,053}{s} + 0,053}$$

Dla różnych poślizgów s będziemy mieli następujące momenty M na wale silnika:

s	0,01	0,02	0,06	0,1	0,15	0,25	0,5	1,0
M kGm . . .	1400	2570	4180	3470	2800	1830	960	480

Opór własny jednej fazy uzwojenia wirnika obliczy się z jego strat z pominięciem stojana następująco:

$$r_2 = \frac{P_n \cdot 10^3 \cdot s_n}{3 J_2^2 (1 - s_n)} = \frac{885 \cdot 10^3 \cdot 0,012}{3 \cdot 750^2 (1 - 0,012)} = 0,0063 \text{ omów} \quad (48)$$

Opór zmierzony na pierścieniach $2 r_2 = 0,015$ omów.

Równanie ruchu przyspieszonego podaje

$$M_e - M_m = I \frac{d\omega}{dt} = \frac{GD^2 dn}{375 dt} = - \frac{GD^2}{375} n_1 \cdot \frac{ds}{dt}$$

skąd

$$dt = C n_1 \cdot \frac{ds}{M_e - M_m}$$

wreszcie

$$t = C n_1 \int_{s_0}^s \frac{ds}{M_e - M_m}$$

gdzie

$$\begin{aligned} M_e & \text{ — moment elektryczny silnika,} \\ M_m & \text{ — moment mechaniczny mechanizmu napędzanego,} \\ C = \frac{GD^2}{375} & \text{ — stała całego układu,} \\ n_1 & \text{ — obroty synchroniczne.} \end{aligned}$$

Moment obrotowy wyciągu w okresie przyspieszenia wynosi:

$$\text{na wale bębnow} (5100 + 900 + 6000 \cdot 1) \cdot 1,75 = 21\,000 \text{ kGm}$$

$$\text{na wale silnika } 21\,000 : 13 : 0,95 = 1700 \text{ kGm.}$$

Zakłada się, że moment ten może wahać się nie więcej niż o $\pm 25\%$, czyli wynosi najmniej 1280 i najwyżej 2120 kGm. Na wykresie rys. 116 podano przebieg momentu silnika M_e i momentu sił statycznych wyciągu M_m , zależnie od poślizgu s . Z lewej strony na początku jest narysowana linia przerywaną wyliczona wyżej i podana na str. 163 zależność s od M dla oporu własnego wirnika; przez dwa punkty A_0 i B_0 przecięcia tej linii z poziomymi $M_{e\max}$ i $M_{e\min}$ prowadzi się linię prostą do przecięcia z osią y ; ten punkt przecięcia O' leży powyżej zera osi współrzędnych, i to tym wyżej im więcej jest wykorzystany moment silnika. Z punktu tego wybiegają promienie do przecięcia z poziomymi $M_{e\max}$ i $M_{e\min}$ dzieląc na stopnie całą skalę poślizgów prawie od $s = 0$ aż do $s = 1,0$ a tym samym i skalę proporcjonalnych do nich oporów rozrusznika. Przy bardzo małym poślizgu własnym wirnika (w przykładzie $s_n = 1,2\%$) wykreślenie siecznej podstawowej $A_0 B_0$ i punktu O' jest bardzo niedokładne, można więc odcięte punktów A_0 i B_0 powiększyć np. 100 razy i poprowadzić przez te nowe punkty sieczną, która wyznaczy znacznie dokładniej punkt O' . Poślizgowi własnemu CB_0 odpowiada opór własny wirnika r_2 , opór łączny przy ruszaniu powinien więc wynosić

$$r_2 + R = r_2 \frac{CB}{CB_0} \quad (49)$$

Wierzchołki B' , $B'' \dots$ linii schodkowej dadzą poszczególne poślizgi s i stopnie oporów.

Na poszczególnych zakresach poślizgu odcinek rzędnej $D'' A''$ do $D'' B'''$ jest nadwyżką momentu silnika $M_e - M_m$ powodującą przyspieszenie mas $-J \frac{d\omega}{dt}$; nadwyżka ta dla każdej strefy poślizgu ma przebieg prostoliniowy i maleje ze wzrostem obrotów.

Poślizgi s wyznaczone graficznie na poszczególnych stopniach oporów, według powyższych zasad, odpowiadające im obroty silnika n , wreszcie opory obwodu wirnika $2(r_2 + R)$ wynoszą na końcu rozruchu

	Na stopniu							
	I	II	III	IV	V	VI	VIII	VIII
Poślizg, %	52	27	14	7,3	3,8	2,0	1,02	0,6
Obroty na minutę .	237	362	430	462	482	489	494	497
Opory wirnika . .	1,6	1,17	0,92	0,46	0,21	0,095	0,04	0,015

Wyniki podano na rys. 116.

Czas rozruchu na poszczególnych stopniach można wyznaczyć z wzoru

$$t = \frac{GD^2}{375} \cdot n_1 \cdot \int_{s_1}^{s_2} \frac{ds}{M_e - M_m} \quad (50)$$

gdzie

s_x — poślizg początkowy na stopniu x ,

$s_x + 1$ — poślizg końcowy na stopniu x ,

n_1 — obroty synchroniczne.

Całkowanie można przeprowadzić graficznie kreśląc wpierw funkcję

$$\psi(s) = \frac{1}{M_e - M_m}$$

przedstawioną na rys. 118 dla każdego stopnia rozruchu

$$(M_m = \frac{5900 \cdot 1,75}{0,95 \cdot 13} = 837 \text{ kGm})$$

Pole pod krzywą dla każdego stopnia oddzielnie przedstawia czas rozruchu na tym stopniu w odpowiedniej skali, mianowicie czas rozruchu

$$t = \frac{GD^2}{375} n_1 \int_{s_x}^{s_x+1} \psi(s) ds = \frac{GD^2}{375} \cdot n_1 \cdot a \cdot b \cdot F$$

gdzie

a — skala poślizgów,

b — skala odwrotności momentów,

F — powierzchnia pod funkcją $\psi(s)$.

Dla przykładu wyżej podanego np. dla skali poślizgów $s = 1$ przyjęto 200 mm, zatem

$$a = 1 : 200$$

dla skali funkcji $\psi(s)$ przyjęto $\frac{1}{\text{kGm}} = 10\,000 \text{ mm}$, zatem

$$b = \frac{1}{10\,000}$$

Powierzchnię F pod krzywą $\psi(s)$ mierzono w milimetrach kwadratowych.

Obliczone w ten sposób czasy rozruchu wynoszą

	Na stopniu							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Pole F , mm ² . .	1190	623	346	161	88,5	42	21	14
Czas rozruchu, sek	3,37	1,76	0,98	0,45	0,23	0,11	0,06	0,04

W obliczeniu powyższym

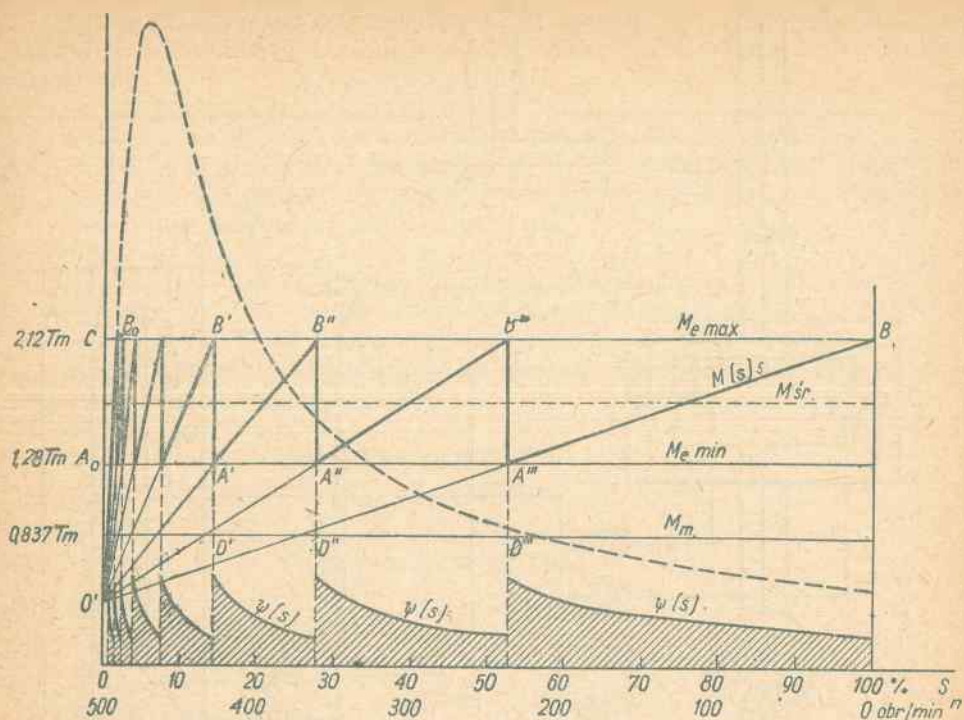
$$\frac{GD^2}{375} = \frac{m \cdot r^2 \cdot 4 g}{375 \cdot i^2} = \frac{6000 \cdot 1,75^2 \cdot 4 \cdot 9,81}{375 \cdot 13^2} = 11,4$$

a po uwzględnieniu wyżej podanych skali i $n_1 = 500 \text{ obr/min}$ wzór

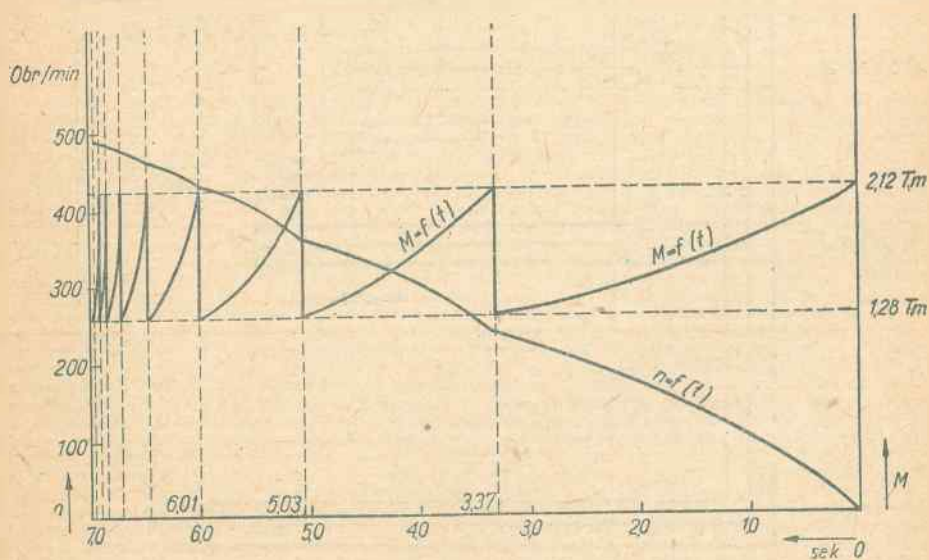
$$\frac{GD^2}{375} \cdot n_1 \cdot a \cdot b = \frac{11,4 \cdot 500}{200 \cdot 10\,000} = 2,83 \cdot 10^{-3}$$

Do obliczenia punktów pośrednich funkcji $s = f(t)$ lub $n = f(t)$ na poszczególnych stopniach należy dla określonego odcinka s pod krzywą $\psi(s)$ splanimetrować przynależną temu odcinkowi część powierzchni pod krzywą $\psi(s)$. W ten sposób uzyskano przebieg obrotów w funkcji czasu $n = f(t)$ na każdym stopniu i wynik podano u dołu na rys. 119.

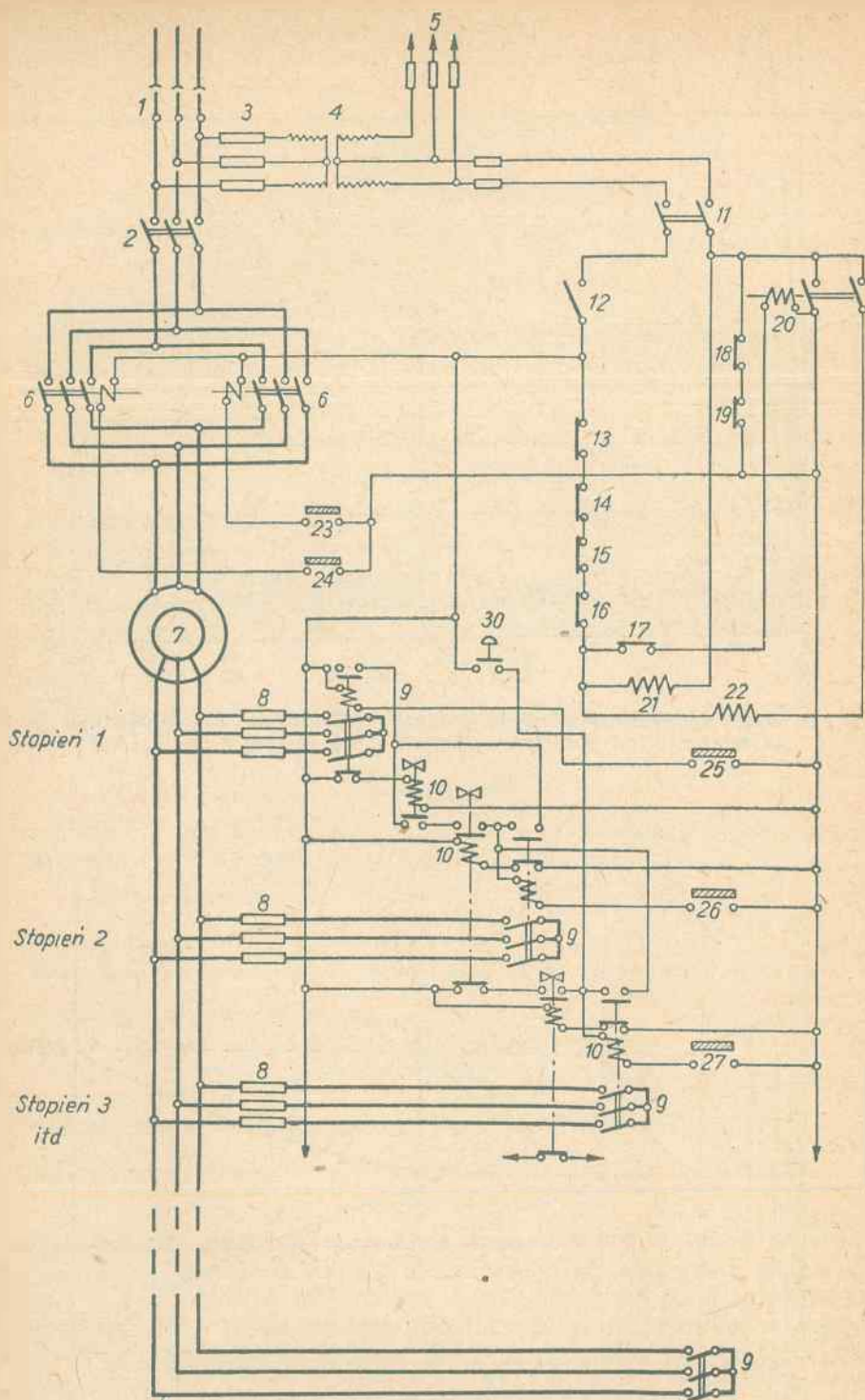
Mając zależność $n = f(t)$ łatwo wykreślić przebieg momentów w funkcji czasu podporządkowując określonym obrotom przynależny moment z wykresu rozruchu $M = f(s)$ u góry na rys. 118.



Rys. 118. Przebieg momentów mechanicznych, statycznych oraz momentów silnika w zależności od poślizgów (obrotów) oraz wykres funkcji $\psi(S)$



Rys. 119. Przebieg momentów silnika w zależności od czasu



Rys. 120. Uproszczony schemat ideowy maszyny wyciągowej z silnikiem asynchronicznym dla sterowania stycznikowego (GEC)

Zależność obrotów od czasu $n = f(t)$ można również wyznaczać analitycznie. Przyjmując następujące oznaczenia dla dowolnego stopnia rozruchu x

n_{x1} — obr/min na początku rozpatrywanego odcinka czasu,

n_{x2} — obr/min na końcu rozpatrywanego odcinka czasu,

n_x — obr/min, które ustaliłyby się na stopniu rozruchu (odpowiada to zrównaniu się momentu elektrycznego silnika z momentem mechanicznym statycznym),

oraz

$M_{x1} = M_e - M_m$ — różnica momentu elektrycznego i momentu mechanicznego statycznego na początku rozpatrywanego odcinka.

Można z podobieństwa trójkątów napisać dla chwili przejścia ze stopnia x na stopień następny $x + 1$

$$\frac{M_e - M_m}{M_{x1}} = \frac{n_x - n_{x2}}{n_x - n_{x1}} = \frac{\omega_x - \omega_{x2}}{\omega_x - \omega_{x1}}$$

$$M_e - M_m = M_{x1} \frac{\omega_x - \omega_{x2}}{\omega_x - \omega_{x1}} = J \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

Oznaczając

$$\frac{J(\omega_x - \omega_{x1})}{M_{x1}} = T_x \dots \text{stała czasowa dla stopnia } x$$

otrzymuje się

$$T_x \cdot \frac{d\omega}{dt} = \omega_x - \omega_{x2}$$

czyli

$$dt = T_x \frac{d\omega}{\omega_x - \omega_{x2}}$$

Legenda do rys. 120

1 — odłącznik 6 kV, 2 — wyłącznik mocy, 3 — bezpieczniki wysokiego napięcia dla ochrony transformatora pomocniczego, 4 — transformator pomocniczy, 5 — odpiływ do zasilania pomp olejowych (dla hamulców i dla przekładni), 6 — stycznik nawrotny na wysokie napięcie, sterowany nastawnikiem manewrowym przez maszynistę za pomocą kontaktów 23 i 24, 7 — silnik wyciągowy, 8 — opory rozruchowe (żeliwne), 9 — styczniki rozruchowe do równoległego włączania oporów w obwodzie wirnika, a na ostatnim stopniu do zwierania wirnika, 10 — przełączniki czasowe do samoczynnego stopniowego włączania styczników rozruchowych (w chwili przyłożenia napięcia na cewkę przełącznika rdzeń jego opada z opóźnieniem, opóźnienie jest nastawialne), 11 — wyłącznik nożowy niskiego napięcia na zasilaniu obwodów bezpieczeństwa i obwodów sterowniczych, 12 — wyłącznik jednobiegunowy na stanowisku maszynisty do natychmiastowego zatrzymania maszyny i zahamowania w przypadku zauważonego niebezpieczeństwa, 13 — wyłącznik krańcowy w szybie dla przedziału prawego, 14 — wyłącznik krańcowy w aparacie bezpieczeństwa „Lilly” dla przedziału lewego, 15 — wyłącznik krańcowy w aparacie bezpieczeństwa „Lilly” dla przedziału lewego, 16 — wyłącznik krańcowy w szybie dla przedziału lewego, 17 — wyłącznik nadmiernej prędkości jazdy w aparacie „Lilly”, 18 — wyłącznik pomocniczy w mechanizmie hamulców (powoduje zablokowanie dźwigni uniemożliwia luzowanie hamulców z chwilą nadmiernego zużycia szczęki, 19 — kontakt pomocniczy w nastawniku manewrowym (zamyka obwód w zerowym położeniu neutralnym drążka sterowniczego), 20 — stycznik (pełniący zadanie cewki napięciowej zanikowej), 21 — cewka wyważająca (powodująca wyłączenie w wyłączniku mocy 6 kV z chwilą przerwy w jej obwodzie), 22 — cewka luzownika elektromagnetycznego (przerwa jej w obwodzie powoduje wyzwolenie hamulca bezpieczeństwa), 23 — kontakt w nastawniku manewrowym do załączenia jazdy, np. w dół, 24 — kontakt w nastawniku manewrowym do załączenia jazdy, np. w górę, 25 — kontakt w nastawniku manewrowym do włączenia pierwszego stopnia rozruchowego, 26 — kontakt w nastawniku manewrowym do włączenia drugiego stopnia rozruchowego, 27, 28 i 29 — dalsze kontakty (nie wszystkie pokazano na rysunku) do włączania kolejnych stopni rozruchu aż do zwarcia wirnika, 30 — przycisk (nożny) do włączania bezpośredniego trzeciego stopnia rozruchu z pominięciem pierwszego i drugiego stopnia

Po scałkowaniu i przyjęciu z warunku początkowego, że dla

$$t = 0; \quad \omega = \omega_{x1}$$

otrzymuje się czas rozruchu

$$t = T_x \ln \frac{\omega_x - \omega_{x1}}{\omega_x - \omega_{x2}} = T_x \ln \frac{n_x - n_{x1}}{n_x - n_{x2}} \quad (51)$$

Na przykład dla stopnia II w powyższym przykładzie

$$T_{II} = \frac{4240}{375} \frac{430 - 237}{1283} = 1,7 \text{ sek}$$

a czas rozruchu na stopniu drugim

$$t_2 = 1,7 \ln \frac{430 - 237}{430 - 262} = 1,74 \text{ sek}$$

Układ nowoczesny półautomatyczny sterowania napędu asynchronicznego podaje schemat na rys. 120; stosuje się go do silnika 1200 KM, 6 kV z przykładu 15. W samym przykładzie zastosowano linię wyrównawczą, natomiast w rzeczywistości wyciąg pracuje bez niej.

Zasada sterowania napędu asynchronicznego w tym układzie jest następująca: Nastawnik manewrowy zawierający kontakty 23, 24, 25 itd., który uruchamia maszynista drążkiem sterowniczym, włącza wprawdzie jeden ze styczników nawrotnych, po czym kolejno styczniki rozruchowe 9. Maszynista może wychylić dźwignię sterowniczą od razu do położenia końcowego, a wówczas rozruch odbywa się automatycznie. Przekaznik czasowy 10 na pierwszym stopniu traci wzbudzenie z chwilą zadziałania stycznika 9 na stopniu pierwszym, wskutek tego rdzeń przekąznika 10 opada, lecz nie natychmiast, a z pewnym opóźnieniem nastawionym na tym przekązniku. Z chwilą opadnięcia rdzenia przekąznika 10 na stopniu pierwszym, kontakt tego przekąznika zamyka obwód cewy stycznika 9 na drugim stopniu rozruchowym (styk 26 jest zamknięty, ponieważ maszynista wychylił dźwignię sterowniczą do końcowego położenia). Stycznik 9 na stopniu drugim z chwilą zadziałania przerywa obwód cewy następnego przekąznika czasowego itd. W ten sposób rozruch odbywa się samoczynnie aż do uzyskania największej prędkości na ostatnim stopniu.

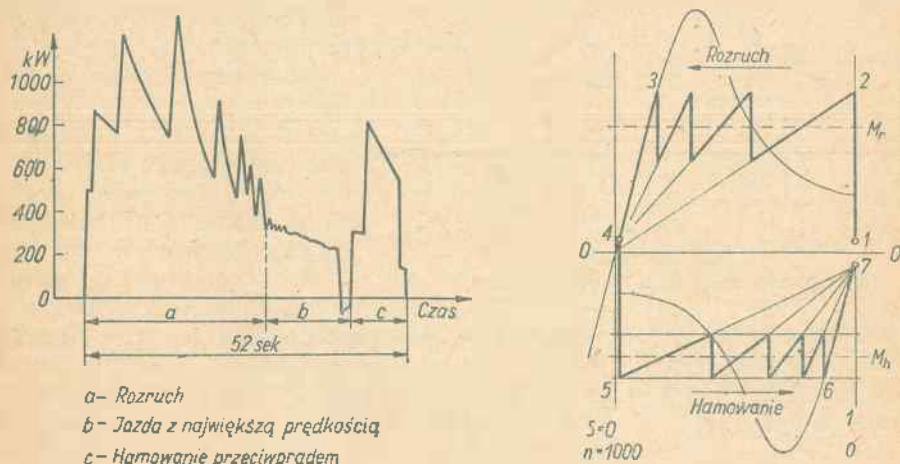
Pierwsze dwa stopnie oporów tak się dobiera, by zapewnić hamowanie przeciwprądem części stabilnej charakterystyki oraz by równocześnie na pierwszym stopniu hamowania (który jest i pierwszym stopniem rozruchu) uderzenie prądu nie było zbyt duże. W tym celu opory te są większe, aniżeli to wynika z potrzeb momentu rozruchowego, i tym samym moment na tych stopniach jest mniejszy aniżeli potrzebny przy rozruchu maksymalny moment rozruchowy. Aby nie opóźniać rozruchu z powodu upływu czasu nastawionego na przekąznikach tych stopni, maszynista może ominąć te stopnie rozruchu za pomocą przycisku nożnego 30. Można również skrócić czasy na tych przekąznikach prawie do zera.

Układ powyższy uniemożliwia maszyniście przyspieszenie rozruchu na dalszych stopniach rozruchowych, pozwala natomiast na dowolne opóźnienie rozruchu. Jeżeli bowiem maszynista zatrzyma drążek sterowniczy na którymkolwiek stopniu, wówczas rozruch nie postępuje dalej w sposób samoczynny, ponieważ obwody cew stycznikowych następnych stopni rozruchowych są przerywane.

Układ ten nie ma samoczynnego hamowania generatorowego przy opuszczaniu ciężaru.

Na schemacie rys. 120 podano tylko trzy stopnie oporów rozruchowych, w rzeczywistości jest ich bodaj sześć, poza tym wyciąg pracuje bez liny wyrównawczej. Rys. 121 podaje przebieg mocy pobieranej przez ten silnik i zapisanej przez watomierz z dużym posuwem papieru; charakterystyczny jest tu pobór mocy z sieci do hamowania przeciwpędem.

Sposoby hamowania silnika asynchronicznego. Przy napędzie maszyn wyciągowych najczęściej stosowane bywa hamowanie elektryczne przeciw-



Rys. 121 (po lewej). Przebieg zmierzony mocy z rozrusznikiem metalowym i hamowaniem przeciwpędowym. Rys. 122 (po prawej). Przebieg planowany mocy z rozrusznikiem metalowym i hamowaniem dynamicznym

prądowe podane już wyżej na wykresie Heylanda rys. 114 oraz na przebiegach sterowania: planowanym rys. 115 i zmierzonym rys. 121. Hamowanie takie nie tylko nie wykorzystuje energii rozpędzonych mas ($0,5 m v^2$), lecz pobiera jeszcze energię elektryczną z sieci, obniżając znacznie sprawność cyklu wydobywczego; zatrzymywanie wydobywanych ciężarów powinno się odbywać kosztem ich mas czyli dobiegać z rozpędu.

Dosyć często stosowane jest hamowanie *dynamiczne*, polegające na odłączeniu uzwojeń stojana od sieci prądu zmiennego i połączeniu ich ze źródłem obcym prądu stałego. Prąd stały stojana wytwarza pole magnetyczne, silnik staje się w ten sposób prądnicą synchroniczną, praca mechaniczna hamowania zamienia się na ciepło w oporach dodatkowych wirnika.

Moment hamowania silnika dają: strumień magnetyczny od prądu stałego i prąd zmienny indukowany w wirniku przy jego wirowaniu. W grubym przybliżeniu wielkość momentu hamowania

$$M = c \Phi i_z.$$

Strumień wywołany prądem stałym i_s od napięcia U przy oporze regulacyjnym R wynosi

$$\Phi = c \cdot i_s = c \cdot U : R$$

Prąd i_z w wirniku przy obrotach jego n , sile elektromotorycznej E wirnika i oporze regulacyjnym obwodu wirnika r (z pominięciem jego

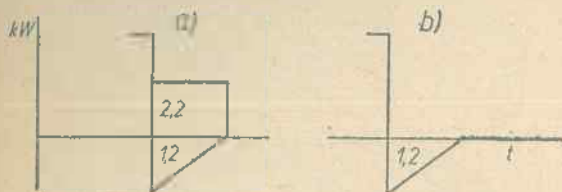
indukcyjności) wynosi

$$z_x = c \frac{E}{r} = c \cdot \frac{\Phi \cdot \omega}{r}$$

a moment

$$M = c \left(\frac{u^2}{R} \right) \frac{h}{r}$$

Natężenia prądów stojana, stałego i zmiennego, dobierane są zbliżone, wtedy największy moment hamowania bywa o 20 do 40% mniejszy od momentu silnika. Przebieg hamowania dynamicznego dla wykresu jazdy jak na rys. 115 podany jest na rys. 122.



Rys. 123. Straty mocy i pracy przy hamowaniu asynchrona

a — przeciwpądem, b — prądem stałym

Rzadziej stosowane jest podobne hamowanie oporowe wirnika w polu pulsującym zmiennego prądu stojana z odłączoną jedną jego fazą od sieci; układ taki stosowany bywa do dźwigów.

Do hamowania maszyn wyciągowych stosowane więc

w praktyce bywają jedynie: hamowanie przeciwpądowe i dynamiczne. Pobór energii z sieci do hamowania takiego przedstawia w skali względnych mocy $2,2 + 1,2 = 3,4$ dla przeciwpądu i $1,2$ dla hamowania dynamicznego rys. 123.

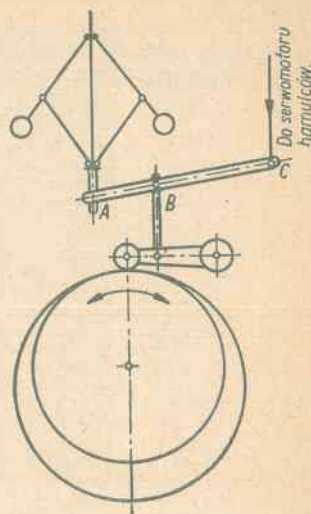
Regulatory prędkości

Automatyzacji sterowania, a nawet automatycznego zatrzymywania wyciągu z dokładnością i pewnością niezależną od wielkości i kierunku ciężaru, nie można niestety osiągnąć przy prądzie zmiennym wyłącznie na drodze elektrycznej ze względów wypływających z własności silnika trójfazowego; dokładność dostateczną można osiągnąć używając do pomocy hamulców mechanicznych sterowanych przez regulator jazdy. Taki regulator opisany był dla napędu w układzie Leonarda i sprowadzał się tam do dwóch krzywek przy wskaźniku głębokości działających na drążek sterowniczy. W silniku trójfazowym regulator powinien działać na przełącznik statorowy, nastawnice i hamulec mechaniczny. Zasada jego działania oraz wykonanie podobne są do regulatorów maszyn wyciągowych parowych, gdzie regulator działa na wpust i rozrząd pary oraz hamulce. Zasadą jest tu i tam porównanie w każdym miejscu szybkości rzeczywistych i zadanych, o ile przy tym pierwsze są większe niż drugie, to regulator powinien zmniejszyć moment pędzący lub zwiększać moment hamowania tak długo, aż równowaga tych prędkości zostanie przywrócona. Prędkość zadaną wskazuje krzywka graniczna sprzężona z wskaźnikiem głębokości, prędkość rzeczywistą — zwykły wskaźnik odśrodkowy albo pompa olejowa.

Regulatory odśrodkowe dawnych systemów miały dużą niedokładność przy małych prędkościach obrotowych. W nowszych przyrządach dokładność ta, czyli zachowanie zależności liniowej skoku tulei przyrządu od prędkości wirowania doprowadzona została do znacznej perfekcji przez odpowiedni dobór sprężyn i zastosowanie łożysk kulkowych. W jednej

z konstrukcji, zastosowanej do wyciągu o największej prędkości 8 m/sek przy prędkości wirowania wałka przyrządu odśrodkowego 375 obr/min, tuleja zaczyna podnosić się już przy 12 obr/min (3%), czyli przy prędkości wyciągu 0,26 m/sek. Skok tulei przebiega dalej na całej przestrzeni ściśle proporcjonalnie do wzrostu prędkości wirowania i osiąga 70 mm przy 375 obr/min; różnica prędkości wirowania dla samego położenia tulei przy wzroście i opadaniu prędkości wynosi zaledwie 1 obr/min.

Porównanie prędkości rzeczywistych z zadanymi na drodze mechanicznej odbywa się w sposób następujący. Skok tulei wyobrażający prędkość rzeczywistą wyciągu, i ekscentryczność krzywki wskaźnika głębokości, wyobrażająca prędkość zadaną, działają na punkty A i B dźwigni AC (rys. 124), której punkt C związany jest z regulatorem ciśnienia i suwakiem sterowniczym serwowatora hamulców. Dopóki obie prędkości są zgodne, punkt obrotu dźwigni C pozostaje w miejscu; jeżeli jednak prędkość rzeczywista jest za duża, to punkt A wybiega stosunkowo za wysoko ponad punkt B powodując obrót dźwigni około punktu B, a tym samym obniżenie końca jej C i nadanie impulsu dla hamulców. Impuls ten wymaga w punkcie C nacisku zaledwie kilkunastu gramów, toteż przy małych prędkościach wyciągu nawet niewielki nacisk tulei przyrządu odśrodkowego wystarcza z zapasem do uruchomienia hamulców. Uruchomieniu hamulców towarzyszy odpowiednie przestawienie opornicy wirnika.



Rys. 124. Schemat i zasada działania mechanicznego regulatora jazdy

W regulatorach hydraulicznych miarą prędkości rzeczywistej wyciągu jest wydajność w litrach na minutę pompy olejowej obrotowej suwakowej poruszanej przez przekładnię od wału maszyny wyciągowej; wydajność ta pozostaje w prostym stosunku do prędkości wyciągu. Miarą prędkości zadanej jest i tu ekscentryczność krzywki na wskaźniku głębokości; krzywka ta zmienia przekrój wypływu z przestrzeni roboczej oleju podawanego przez pompę wyżej opisaną. W przestrzeni roboczej, przez którą przepływa olej powstaje pewne ciśnienie dławienia

$$p = k \cdot w^2 = k \left(\frac{Q}{A} \right)^2$$

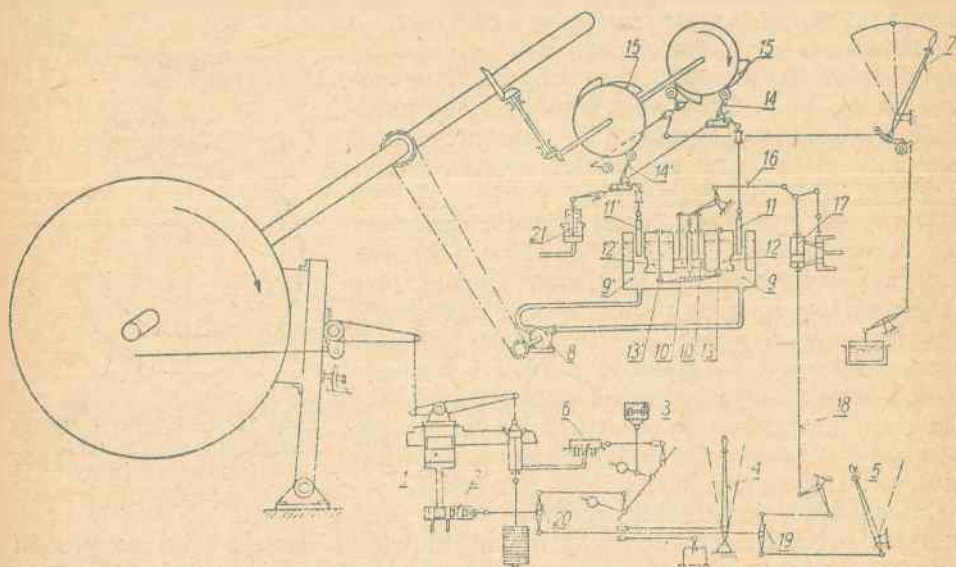
gdzie

w — prędkość wypływu oleju,
 Q — ilość wypływu na minutę,
 A — przekrój wypływu;

ciśnienie to wywiera nacisk p_1 na tłok przekładnika hamulcowego obciążony naciskiem sprężyny nastawnej p_2 ; impuls zostanie nadany hamulcom z chwilą, gdy będzie $p_1 > p_2$ hamowanie zaś będzie odbywało się tak długo, dopóki ciśnienie p_1 , a zatem prędkość wyciągu będą nadmierne.

Na rys. 125 podany jest schemat układu hamulców i hydraulicznego regulatora jazdy. Do jazdy naprzód i w tył przeznaczone są dwa oddzielne naczynia robocze regulatora. Tarcze i krzywki na wskaźniku głębokości ograniczają w okresie hamowania wszystkie prędkości chwilowe,

a w okresie rozruchu i jazdy — jedynie prędkość największą. Zmniejszenie skoku suwaków dławiących 11, 11', przekąznikiem 17 obniża największą prędkość zadaną do przewozu ludzi. Dodatkowe krzywki na wskaźniku głębokości cofają drążek sterowniczy w położenie zerowe na początku okresu hamowania oraz uruchamiają hamulec ciężarowy po przejechaniu stacji końcowej. Działanie regulatora jest tak wydatne, że



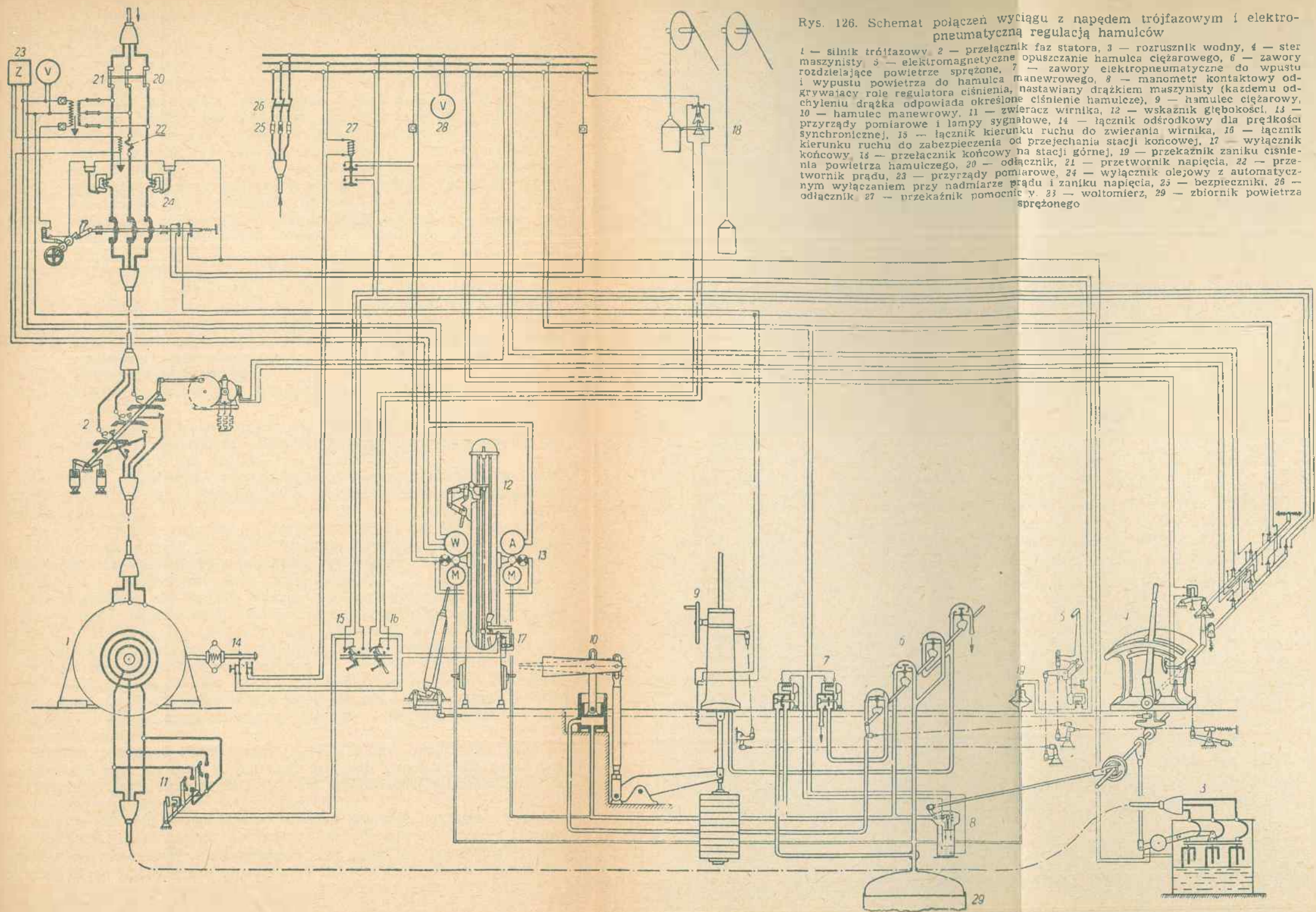
Rys. 125. Schemat układu hamulców i hydraulicznego regulatora jazdy

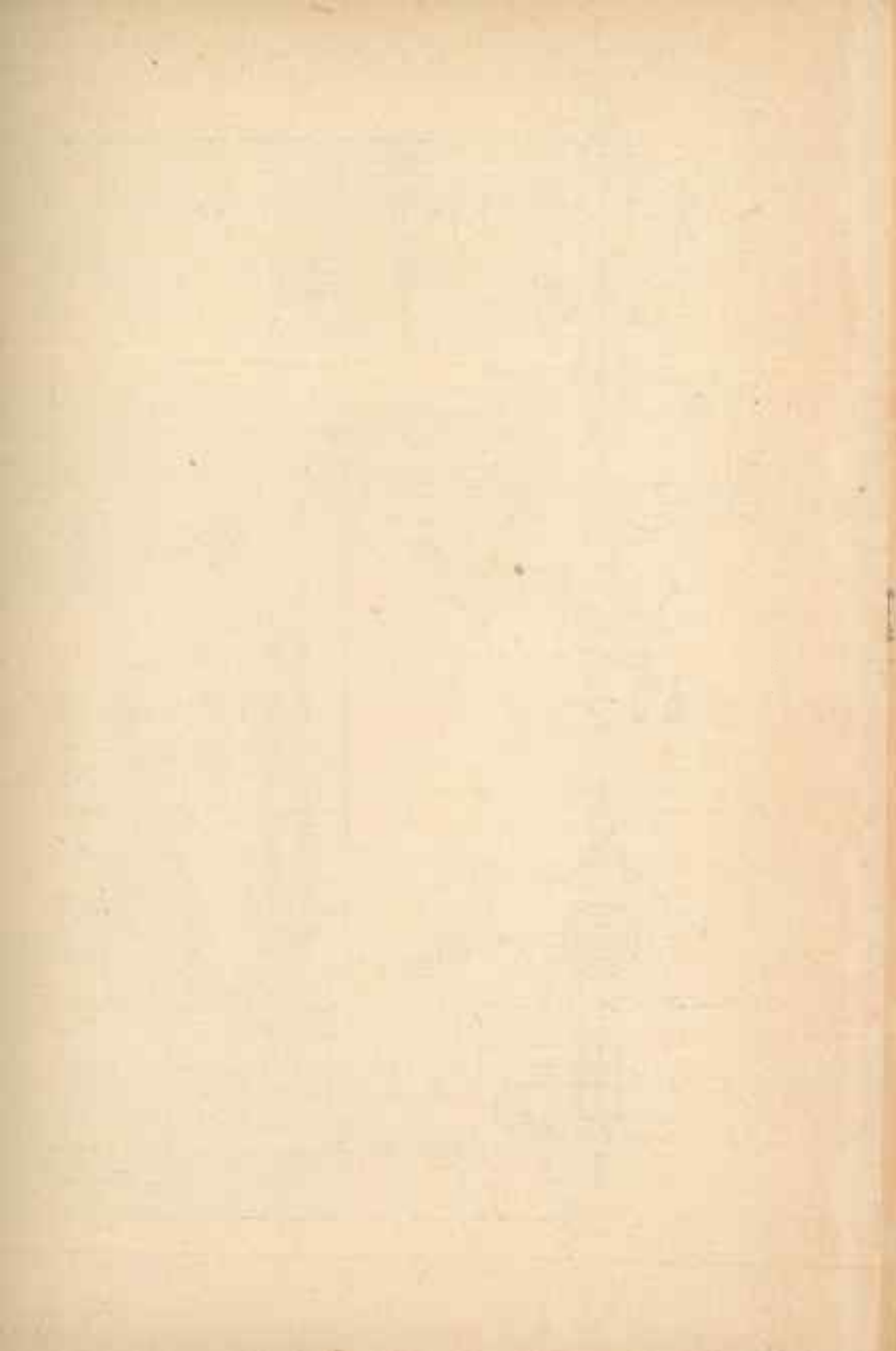
1 — cylinder roboczy hamulca pospiesznego, 2 — regulator ciśnienia powietrza, 3 — magnes hamulcowy, 4 — drążek hamulca manewrowego, 5 — drążek hamulca ciężarowego, 6 — suwak cylindra hamulca ciężarowego, 7 — drążek sterowniczy silnika, 8 — pompa olejowa dla regulatora, 9, 9' — przestrzeń robocza regulatora, 10, 10' — tłoki przekąznika hamulcowego, 11, 11' — suwaki dławiące, 12, 12' — otwory dławiące, 13, 13' — kłapy przełączające, 14, 14' — dźwignie, 15 — tarcze kulkowe, 16 — dźwignia, 17 — serwomotor hamulców, 18 — łącznik, 19 — dźwignia, 20 — dźwignie do regulacji ciśnienia, 21 — pneumatyczne przełączanie regulatora na jazdę ludzi

wyciąg w ruchu pozostawiony samemu sobie zatrzymuje się automatycznie po przejechaniu stacji końcowej, a drogi przejechania poza stację mało się od siebie różnią zarówno przy zwykłym wydobywaniu, jak przy opuszczaniu ciężarów z prędkością nadsynchroniczną i odbiorem energii do sieci oraz przy opuszczaniu ciężaru bez prądu przez cały czas na hamulcach.

Niemieckie przepisy górnicze stawiały następujące wymagania regulatorom jazdy:

1. Wszystkie nowe maszyny wyciągowe przeznaczone do przewozu ludzi z prędkością przekraczającą 6 m/sek powinny być wyposażone w regulator jazdy.
2. Regulator jazdy powinien spełniać następujące zadania:
 - a. zaciskać z całą siłą hamulec działający bezpośrednio na bęben lub koło pędne w razie przejechania stacji końcowej;
 - b. zapobiegać przez stopniowe oddziaływanie na dopływ energii, a w razie potrzeby i na hamulec manewrowy, przekroczeniu największej prędkości więcej niż o 2 m/sek i przejechaniu stacji końcowej z prędkością większą niż 4 m/sek przy opuszcza-





niu największej nadwagi stosowanej przy jeździe ludzi oraz przy wydobywaniu materiału; droga przejechania poza stację końcową nie powinna przekraczać przy tym 80% drogi istniejącej i 10 m;

- c. pozwalać kierowcy na stosowanie w dostatecznej mierze momentów obrotowych ujemnych na całej przestrzeni jazdy po ruszeniu z miejsca;
 - d. wskaźnik głębokości, przekładnie i wyłączniki końcowe mają być tak między sobą sprzężone, aby przy przestawianiu dla innego poziomu jednej części inne przestawiały się jednocześnie automatycznie. Powinna istnieć możliwość niezależnego nastawiania każdego z dwóch wrzecion lub wskazówek wskaźnika głębokości, a przy maszynach z kołem pędnym szybkiego i niezawodnego ich przestawienia po poślizgnięciu liny na kole. Przy maszynach z bębnami przeznaczonymi do częstych zmian poziomu wydobywania każde wrzeciono wskaźnika głębokości powinno być poruszane przez obsługiwany przezeń bęben;
 - e. na regulatorze powinno być uwidocznione, czy jest on w danej chwili nastawiony na przewóz materiałów, czy też ludzi;
 - f. przestawianie regulatora jazdy na jazdę ludzi lub materiałów powinno się odbywać, o ile można, ze stanowiska kierowcy;
 - g. przy maszynach z kołem pędnym wyłącznik końcowy w wieży otwierany przez klatkę jest na ogół pożądany, a przy napędzie elektrycznym konieczny.
4. Regulator jazdy ma być czynny zarówno przy jeździe ludzi, jak i materiałów.
5. W razie czasowej nieczynności regulatora prędkość jazdy ludzi nie powinna przekraczać 6 m/sek, a prędkość jazdy materiałów powinna być również odpowiednio zredukowana.

Wszystkim powyższym warunkom odpowiadają zarówno regulatory układu Leonarda, jak i opisane dwa typowe regulatory mechaniczne układu trójfazowego.

Do niedawna przy napędzie trójfazowym zadowalano się prędkościami poniżej 6 m/sek i stosowano jedynie kontrolę przebiegu prędkości w okresie hamowania oraz kontrolę prędkości największej, jak również środki zapobiegające przejechaniu poza stację końcową.

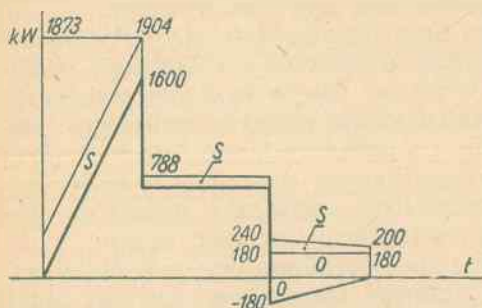
Aby sprawdzić, czy zadany wykres prędkości jest zachowany, trzeba przynajmniej w okresie hamowania porównać ze dwa jego punkty sprzęgając na tej przestrzeni dwa równoległe połączone wyłączniki w obwodzie magnesu hamulczego: jeden z wyłączników otwierany jest na chwilę przez wskaźnik głębokości na odległości np. 30 m od stacji, drugi zaś — przez wskaźnik odśrodkowy przy prędkościach powyżej np. 10 m/sek. Jeżeli więc na 30 m przed stacją prędkość nie opadła jeszcze poniżej 10 m/sek, to obwód magnesu zostaje otwarty i hamulec ciężarowy maszyny zatrzymuje.

Różnica pomiędzy regulatorem jazdy i takim urządzeniem kontrolnym polega więc na tym, że pierwszy koryguje prędkość nie przerywając biegu wyciągu, drugie zaś z powodu stwierdzonej niedokładności od razu zatrzymuje wyciąg.

Na rys. 126 podany jest starszy schemat połączeń wyciągu z napędem trójfazowym i elektropneumatyczną regulacją hamulców. Drażek sterowniczy steru maszynisty 4 dwuprzegubowy, może być poruszany w dwu płaszczyznach do siebie prostopadłych. Ruch podłużny przestawia nastaw-

nicę, ruch poprzeczny działa na hamulec manewrowy; drążek wprowadzony ruchem poprzecznym w szczelinę środkową odłącza stator od sieci.

W manometrze kontaktowym 8 rtęć pozostaje w głównym naczyniu pod ciśnieniem powietrza, jakie panuje w cylindrze hamulczym, i może być przez to ciśnienie częściowo wypchnięta do naczynia bocznego. W położeniu zerowym drążka hamulczego opuszczone kontakty znajdują się nad rtęcią, w obwodzie sterującym zaworów 6 i 7 — prądu nie ma, a rtęć stoi w obu naczyniach na tej samej wysokości. Przy zanurzeniu kon-



Rys. 127. Przebieg poboru mocy i strat (s) w silniku trójfazowym oraz w oporach (o)

taktów w rtęci zamyka się z początku obwód zaworu wypustowego i sam zawór, następnie w ten sam sposób otwiera się zawór wpu-
stowy, ciśnienie wzrasta, poziom rtęci opada i obnaża górny kontakt zaworu wpu-
stowego, przez co ustala się poziom rtęci i ciśnienie hamul-
cze. Przy większym wysięgu drąż-
ka hamulczego gra zaworów pow-
tarza się i ustala się większe ciś-
nienie.

Na rys. 126 wskaźnik głębo-
kości w okresie hamowania mecha-
nicznie cofa ster do położenia ze-
rowego, a drążek hamulczy do po-

łożenia odpowiadającego pewnemu naciskowi szczęk. Funkcję tę dokład-
niej wykona i sprawdzi wyżej opisany mechaniczny regulator jazdy.

Aby hamulec manewrowy mógł być używany stale bez nadmiernego
zużycia lub nagrzewania, musi on być starannie obliczony i wykonany;
nacisk szczęk nie może przekraczać 2,5 kG/cm², wieńce hamulcze muszą
być dobrze usztywnione, ich powierzchnia robocza dokładnie obrobiona,
a nawet oszlifowana. Ze względu na chwiejność ruchu silnika trójfazo-
wego przy prędkościach znacznie mniejszych od synchronicznej pożądane
jest przewozić ludzi z tą samą prędkością, co i materiały.

Zużycie energii i sprawność

Obecnie przeprowadzi się obliczenia zużycia prądu przy napędzie
trójfazowym dla wyciągu klatkowego z przykładu 2 (rys. 127).

17. Przykład obliczeniowy

Wybrany silnik ma przy różnych stopniach obciążenia następującą
sprawność i współczynniki mocy:

	Stopień obciążenia					
	1/4	1/2	3/4	4/4	6/4	8/4
η	0,84	0,89	0,90	0,90	0,88	0,84
$\cos \varphi$	0,47	0,67	0,76	0,80	0,80	0,81

Inne źródło podaje następujące współczynniki mocy dla silników bu-
dowy zwykłej i wzmocnionej z powiększoną szczeliną powietrzną, w za-
leżności od stopnia obciążenia:

P/P_n	0,25	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0
$\cos \varphi$ zwykle	0,52	0,77	0,85	0,88	0,91	0,88
$\cos \varphi$ wzmacnione	0,43	0,70	0,80	0,84	0,88	0,84

Moc szczytowa (1600 kW) odpowiada dwukrotnemu momentowi silnika ($^{8/4}$), czyli strata mocy w silniku wynosi

na końcu rozruchu

$$\left(\frac{1}{0,84} - 1 \right) 1600 = 304 \text{ kW}$$

na początku rozruchu

$$0,9 \cdot 304 = 273 \text{ kW}$$

w biegu ustalonym

$$\left(\frac{1}{0,90} - 1 \right) 710 = 78 \text{ kW}$$

na początku hamowania

$$1,5 \left(\frac{1}{0,82} - 1 \right) 180 = 60 \text{ kW}$$

na końcu hamowania

$$0,5 \left(\frac{1}{0,82} - 1 \right) 180 = 20 \text{ kW}$$

Straty w żelazie na początku hamowania przeciwwprędem są prawie dwa razy większe niż zwykle z powodu podwójnej ilości okresów w wirniku. Całkowite straty cieplne w obwodzie wirnika $W = s \cdot \omega \cdot M = s P_1$; na początku hamowania $s =$ prawie 2, na końcu $s = 1$; $P_2 = \eta P$ w przybliżeniu. Część strat $(s - 1) P_1$ pokrywają rozprędzone masy, resztę zaś P_1 powinna pokryć sieć.

Strata mocy w rozruszniku:

W biegu ustalonym	0 kW
Na końcu rozruchu	0 kW
Na początku rozruchu	1600 kW
Na początku hamowania	$2 \cdot 180 = 360 \text{ kW}$
Na końcu hamowania	$1 \cdot 180 = 180 \text{ kW}$

Strata pracy pobieranej z sieci wynosi:

Przy rozruchu	$\frac{1}{2} (1600 + 273 + 304) \cdot 12 = 13\,000 \text{ kW sek}$
	$0,5 \cdot 180 \cdot 12 = 1\,080 \text{ kW sek}$
Przy biegu ustalonym	$78 \cdot 14 = 1\,100 \text{ kW sek}$
Przy hamowaniu	$\frac{1}{2} (180 + 60 + 180 + 20) \cdot 12 = 2\,600 \text{ kW sek}$

czyli ogółem:

przy hamowaniu elektrycznym	17 780 kW sek
bez hamowania elektrycznego	15 180 kW sek

Pobór mocy z sieci i straty wynoszą więc dla całego przebiegu:

	Chwila					
	1	2 —	2 +	3 —	3 +	4
Moc	0	1600	710	710	—180	0
Straty:						
w silniku	273	304	78	78	60	20
w oporach	1600	0	0	0	360	180
Ogółem	1873	1904	788	788	240	200

Na rys. 127 oznaczają: s — straty w silniku, o — straty w oporach.

Ogólny bilans pracy dla napędu trójfazowego wyniesie:

Praca użyteczna 15 650 kW sek, czyli 44 %

Straty:

 w szybie 2 550 kW sek, czyli 7 %

 w silniku i oporach

 bez hamowania 15 180 kW sek, czyli 42 %

 hamowanie 2 600 kW sek, czyli 7 %

Ogółem 35 980 kW sek, czyli 100 %

Ogólna sprawność urządzenia wynosi 44 %, a zużycie prądu 1,7 kW/KM niezależnie od stopnia wyzyskania. Jeżeli nie hamować przeciwdziałem a dokończyć bieg z rozpędu i dopomóc hamulcami mechanicznymi, to ogólna sprawność podniesie się do 48 %. Dla szybów głębszych przewaga przesuwu się stale na korzyść napędu trójfazowego. Jeżeli zgrupować straty pracy według okresów dla Leonarda bez koła zamachowego, napędu trójfazowego z hamowaniem elektrycznym i trójfazowego z hamowaniem mechanicznym, to otrzyma się w przybliżeniu przy jednakowych rozruchach, hamowaniach i prędkościach maksymalnych

Straty w okresie	Leonard	Trójfazowy, hamowanie elektryczne	Trójfazowy, hamowanie mechaniczne
I, III i IV	9100	16 680	14 080
II	4000	1 100	1 100

Przy obliczeniu strat pracy pobranej z sieci policzono jako straconą pracę użytą do nadmiernego rozpędzania mas ($0,5 \cdot 180 \cdot 12 = 1080$) wywołującego w okresie hamowania momenty ujemne, których przy napędzie trójfazowym wykorzystać nie można; najdogodniej jest przy tym napędzie kończyć bieg z rozpędu bez hamowania, tj. unikać w okresie zwalniania większych momentów ujemnych.

Jeżeli dla szybów o głębokości większej niż 308 m zostawi się te same przyspieszenia, zwolnienia i prędkości, natomiast powiększy się ilość mas w ruchu: dla 608 m o 25 % i dla 908 m o 50 %, to zwiększając straty okresów I i III odpowiednio do większych mas, a straty okresu II w stosunku do przebytej większej głębokości, otrzyma się następujący orientacyjny obraz osiągalnych sprawności dla różnych systemów napędu i głębokości

H, m	Leonard, %	Trójfazowy, hamowanie elektryczne, %	Trójfazowy, hamowanie mechaniczne, %
308	50	43	48
608	54	51	56
908	55	54	60

Stąd widać, że przy większych głębokościach, gdzie bieg ustalony odgrywa coraz wydatniejszą rolę, sprawność napędu trójfazowego nawet

z hamowaniem przeciwwzględem dogania Leonarda gdzieś około 1000 m, a bez hamowania prądem już około 500 m głębokości, niezależnie od stopnia wyzyskania wyciągu. Oczywiście Leonard będzie miał zawsze wyższość pod względem prostoty, dokładności i bezpieczeństwa sterowania, nadto zaś możliwość prostszego wyrównania obciążenia za pomocą koła zamachowego; przy zastosowaniu jednak nowszych mechanicznych regulatorów jazdy i przy coraz większych mocach okręgowych sieci zasilających zalety te przestają być decydujące.

Słabą stroną dużych silników trójfazowych wolnobieżnych przeznaczonych do ciężkiej pracy, a więc ze zwiększoną szczelnością powietrzną, są ich stosunkowo niskie: sprawność i współczynnik mocy (tablica 50).

Przekładnie precyzyjne pochłaniają $2 \div 5\%$ mocy dając zysk na ogólnej sprawności, współczynniku mocy i cenie napędu.

Całkowity koszt części mechanicznej i elektrycznej urządzenia wyciągowego dla czterech wozów i 300 m głębokości przed wojną wynosił w przybliżeniu dla różnych systemów z kołem pędnym:

Leonard, napęd bezpośredni

Leonard z przekładnią

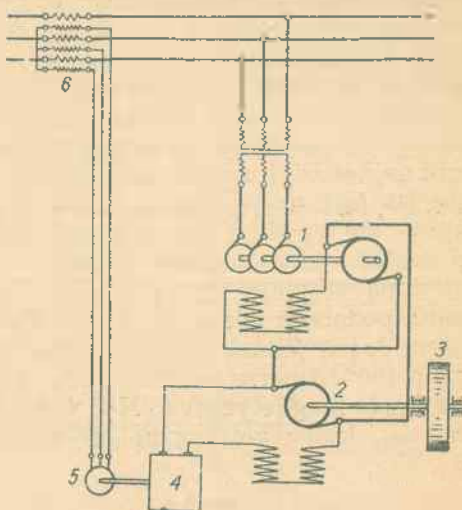
Trójfazowy z przekładnią

240 000 franków szwajcarskich

200 000 franków szwajcarskich

160 000 franków szwajcarskich

Wyciąg bębnowy będzie o $10 \div 15\%$ droższy; również o 10% będzie droższy Leonard z kołem zamachowym.



Rys. 128. Zespół wyrównawczy dla linii trójfazowej

1 — przetwornica jednotwornikowa, 2 — dynamo/silnik, 3 — koło zamachowe, 4 — regulator wzbudzenia, 5 — silnik przekątnikowy do poruszania regulatora, 6 — przetwornik prądu roboczego pobieranego przez wyciąg

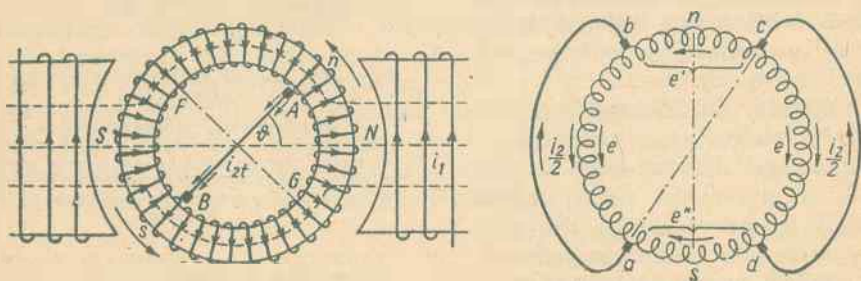
Tablica 50

Moc KM	Przy $n_s = 94$		Przy $n_s = 375$	
	η	$\cos \varphi$	η	$\cos \varphi$
500	0,87	0,70	0,93	0,90
1000	0,91	0,73	0,945	0,90

Wyrównanie obciążeń przy napędzie trójfazowym jest możliwe za pomocą oddzielnych zespołów z kołem zamachowym; schemat takiego zespołu pokazuje rys. 128. Układ taki jest drogi i skomplikowany, jest on zbyt cenny przy dzisiejszych dużych sieciach, zwłaszcza jeżeli dobiera się wykres jazdy z możliwie małym przyspieszeniem.

18. Napęd trójfazowy komutatorowy

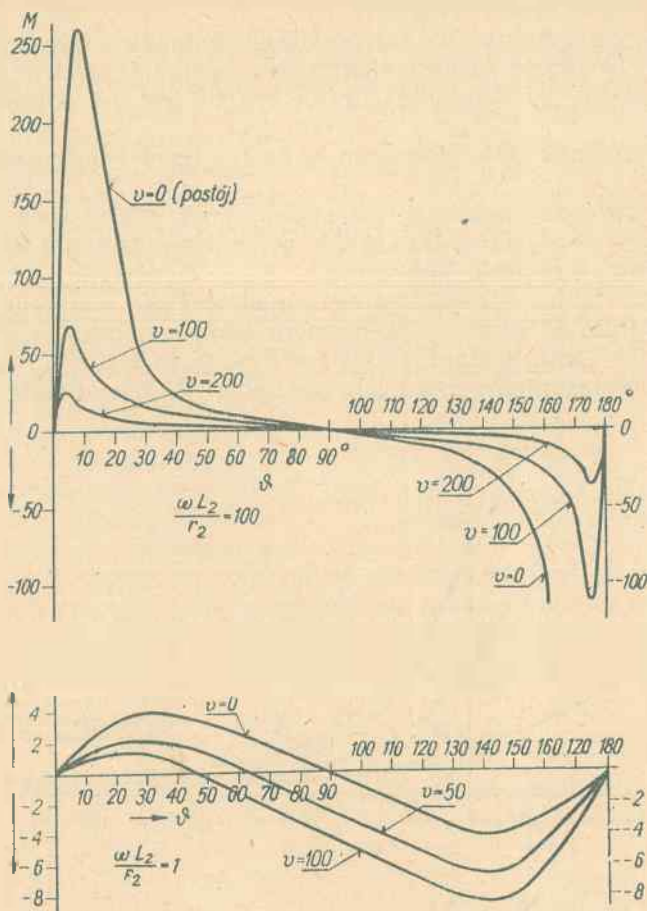
Wady poprzednich dwóch systemów — u Leonarda droga przetwornica stanowiąca źródło licznych strat, u silnika asynchronicznego duże straty rozruchu i hamowania — znikają w znacznej mierze w silniku komutatorowym prądu zmiennego. Sieć wysokiego napięcia zasila wprost silnik komutatorowy, sterowanie jego odbywa się przez zwykłe przesuwanie szczotek na kolektorze; przy hamowaniu silnik pracuje jako prądnica. Zdawałoby się, że silnik taki jest ideałem dla wyciągów, ale tak nie jest niestety ze względów czysto konstrukcyjnych. Zasada działania najbardziej rozpowszechnionego typu silnika komutatorowego repulsyjnego jest następująca: Jeżeli w polu dwóch elektromagnesów N-S umieści się wirnik z uzwojeniem zamkniętym i kolektorem, i jeżeli będzie się zasilać elektromagnesy prądem zmiennym i , to w uzwojeniu wirnika powstaną siły elektromotoryczne, które jednak nie wywołają żadnego prądu, podobnie jak to się dzieje w zwykłym transformatorze przy biegu luzem. Jeżeli jednak na kolektorze ustawi się dwie szczotki A — B w odstępie 180° i zawrze je, jeżeli przy tym kąt, który tworzy oś szczotek n — s z osią pola magnetycznego N-S wynosi ϑ , to w uzwojeniu wirnika popłynie prąd i_{2t} , który wraz z polem magnesów wytworzy moment obrotowy



Rys. 129 (po lewej). Zasada działania silnika komutatorowego prądu zmiennego
Rys. 130 (po prawej). Układ szczotek silnika komutatorowego

(rys. 129). Wielkość chwilowa elementarnego momentu jest proporcjonalna do iloczynu z natężenia prądu w zwoju i składowej radialnej natężenia pola magnetycznego w danym punkcie obwodu wirnika. O natężeniu prądu w uzwojeniu wirnika decyduje głównie wypadkowa siła elektromotoryczna obwodu. Ponieważ zaś w spoczynku przy sumowaniu siły elektromotoryczne w obrębie kątów $+\vartheta$ i $-\vartheta$ znoszą się, to czynna pozostaje suma sił w obrębie kąta $(180^\circ - 2\vartheta)$, czyli natężenie wyniesie 0 przy $\vartheta = 90^\circ$, natężenie maksymalne przy $\vartheta = 0^\circ$; pierwsze położenie odpowiada luznemu biegowi transformatora, drugie — jego zwarcie. Składowa radialna natężenia pola magnetycznego jest największa w osi pola, jest zerem w osi do niej prostopadłej, przy sumowaniu składowe te w obrębie kąta $(180 - 2\vartheta)$ znoszą się, czynne zaś są tylko w obrębie kąta 2ϑ , wypadkowa ich będzie więc największa dla $\vartheta = 90^\circ$ i zerem dla $\vartheta = 0^\circ$, czyli mnożnik drugi będzie zmieniał się wręcz przeciwnie jak mnożnik pierwszy, a ich iloczyn przy $\vartheta = 0^\circ$ i $\vartheta = 90^\circ$ będzie zamieniał się na zero. W ruchu zjawisko skomplikuje się z tego powodu, iż w obwodzie uzwojenia wirnika prócz siły elektromotorycznej od transformacji przybędzie jeszcze SEM od wirowania. Deri zamiast jednej pary szczotek bierze dwie, w każdej

parze przy tym jedna szczotka (a, c) jest nieruchoma, druga zaś (b, d) jest przesuwana na kolektorze (rys. 130). Przesunięciu szczotki ruchomej o 180° w układzie tym odpowiada przesunięcie o 90° w układzie poprzednim, czyli



Rys. 131. Wykres zależności momentu od kąta przesunięcia szczotek przy różnych oporach wirnika

czułość sterowania jest tu dwa razy większa. W częściach uzwojenia b c i a d prądu prawie nie ma. Na rysunku oznaczają e i e' siły elektromotoryczne, $n-s$ pole magnetyczne wirnika.

Wzór dla momentu obrotowego silnika repulsyjnego jest następujący:

$$M = -p^2 U k^2 L_1 L_2 \frac{\omega (r_2 L_2 \cos \theta - v r_2 \sin \theta) \sin \theta}{(\omega^2 + m^2 L_2^2) \cdot (r_1^2 + \omega^2 L_1^2)} \quad (52)$$

$$M = k \sqrt{L_1 L_2} = \sqrt{1 - \delta} \cdot \sqrt{L_1 L_2} \quad (53)$$

gdzie

p — liczba par biegunów,

U — napięcie,

k — współczynnik sprzężenia magnetycznego stojana i wirnika,

L_1 i L_2 — współczynniki indukcji wzajemnej i własnej obwodów stojana i wirnika,

δ — całkowity współczynnik rozproszenia,

v — prędkość względna wirnika ($v = n_2 : n_1$),

r_2 — opór omowy wirnika,

ρ i ωL — zastępcze opory całego silnika (omowy i indukcyjny),

ω — prędkość kątowna elektryczna prądu w sieci ($\omega = 2\pi f$).

Znak — wskazuje, że działanie silnika oparte jest na odpychaniu (repulsion).

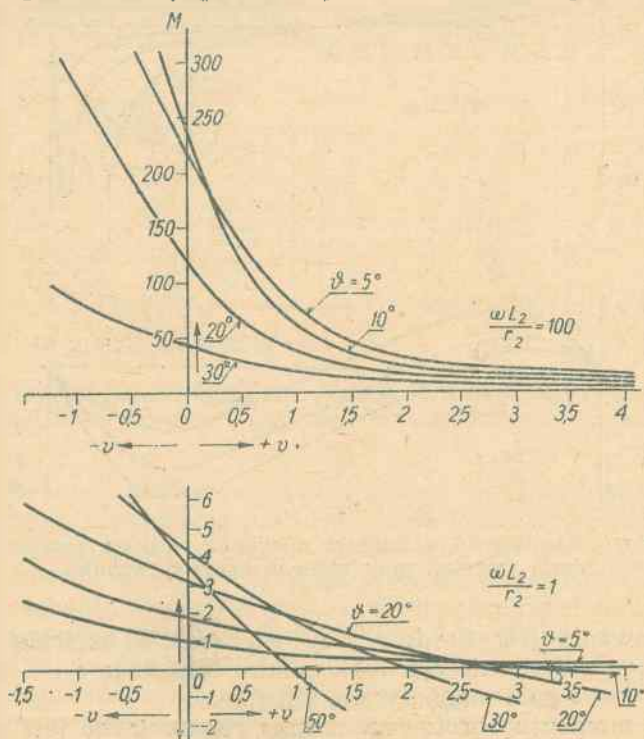
Wartość momentu staje się zerem w następujących przypadkach, gdy:

1. $\vartheta = 0^\circ$,

2. $\vartheta = 90^\circ$, a jednocześnie $v = 0$, czyli wirnik jest w spoczynku,

3. $\omega L_2 \cos \vartheta = v r_2 \sin \vartheta$ albo $\tan \vartheta = L_2 : v r_2$, czyli gdy wirnik osiągnie pewną prędkość krytyczną.

Jeżeli w chwili takiej ϑ zwiększy się ponad wartość poprzednią, to licznik w wyrazie dla M będzie < 0 , moment będzie ujemny, a silnik stanie się prądnicą. To samo nastąpi, jeżeli $\cos \vartheta < 0$, to jest $90^\circ < \vartheta < 180^\circ$, czyli szczotki przesuniemy poza ich podziałkę. W ten sposób można ha-



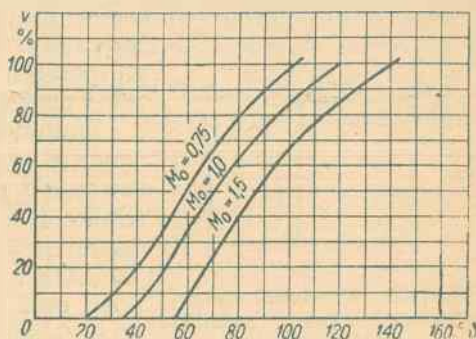
Rys. 132. Wykres zależności momentu od prędkości wirowania

mować z odzyskaniem pracy do sieci. Przy takiej pracy powstają jednak poza pewną prędkością krytyczną prócz prądu o frekwencji sieci jeszcze prądy inne wskutek zjawiska samopobudzenia silnika; aby je unieszkodliwić trzeba przy takim hamowaniu włączyć między stojan i sieć opory dodatkowe, w których niszczy się bezużytecznie część odzyskanej przy hamowaniu pracy i obniża przez to jego korzyści.

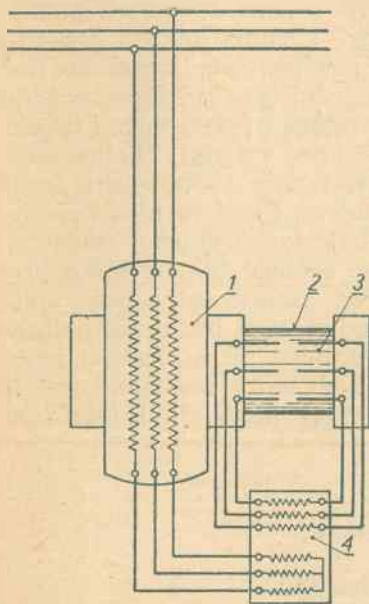
Charakterystyczne krzywe silnika repulsyjnego pokazuje rys. 131 i 132. Krzywe górne na rys. 131 zawierają zależność momentu M od położenia szczotek θ i różnych prędkości wirnika v przy dużej jego indukcyjności $\frac{\omega L_2}{r_2} = 100$, a krzywe dolne przy małej $\frac{\omega L_2}{r_2} = 1$. Krzywe na rys. 132

podają również dla różnych indukcyjności położenie szczotek θ potrzebne do osiągnięcia żądanej prędkości v przy danym momencie obrotowym M . Wreszcie na rys. 133 podana jest zależność prędkości względnej v od położenia szczotek θ przy danym momencie obrotowym M . Momenty M i prędkości v podane są w skali względnej.

Silnik Deri budowany jest tylko dla prądu jednofazowego, natomiast dla sieci trójfazowych wykonuje się silnik zdwojony, którego stojany połączone są sposobem Scota. Rysunek 134 podaje schemat silnika komutatorowego szeregowego trójfazowego, rys. 135 zaś silnika podwójnego Deri. Ażeby zmienić kierunek obrotu w szeregowym silniku trójfazowym, trzeba przełączyć dwie fazy stojana; w silniku Deri jest to niepotrzebne; natomiast silnik szeregowy ma współczynnik mocy cokolwiek lepszy (0,9 do 1,0, zamiast 0,8 ÷ 0,9). Silnik komutatorowy ma sprawność o 3 ÷ 4% niższą niż asynchroniczny, lecz przy rozruchu nie ma strat dławienia; przy

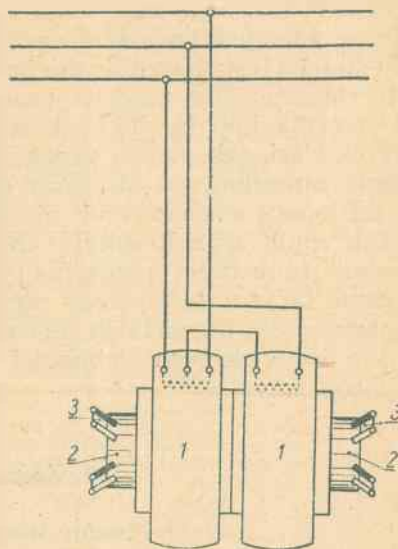


Rys. 133. Wykres zależności prędkości od kąta przesunięcia szczotek



Rys. 134. Układ silnika trójfazowego komutatorowego

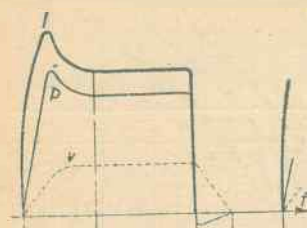
1 — stator, 2 — rotor z komutatorem, 3 — szczotki, 4 — transformator



Rys. 135. Układ silnika podwójnego Deri

1, 1 — statory, 2, 2 — rotory, 3, 3 — szczotki stałe i ruchome

rozruchu współczynnik mocy jest niski ($0,2 \div 0,3$), wskutek czego natężenie prądu znaczne, lecz straty małe; przy hamowaniu około 15% odzyskanej pracy niszczy się w oporach. Spożycie prądu wynosi około 1,2 kW/KMsz. Rysunek 136 podaje zwykły wykres prędkości i mocy oddanej i pobranej. Sterowanie silnika Deri odbywa się przez zwykłe przesuwanie szczotek na kolektorze. Schemat połączeń z przyrządami podaje rys. 137. Opór 3 przestaje być zwarty, gdy przy pewnej prędkości przestawi się drążek sterowniczy na hamowanie. Jeżeli prąd roboczy przekroczył pewną normę, magnes 12 zapobiega dalszemu wychyleniu steru. Ponieważ silniki opisanych typów mają charakterystykę szeregową, ścisła automatyzacja ich sterowania jest możliwa tylko za pomocą mechanicznych regulatorów jazdy jak i przy silnikach asynchronicznych.



Rys. 136. Przebieg mocy pobieranej przez silnik Deri z sieci

P — moc, I — prąd, v — prędkość, t — czas

Pomimo powyższych zalet silnik komutatorowy w nowszych wyciągach nie znajduje zastosowania z następujących powodów: konstrukcja silnika jest korzystna tylko dla pewnej ograniczonej mocy na biegun, np. przy prędkościach 750, 375 i 250 obrotów na minutę można osiągnąć moc 100, 250 i 750 KM; dla mocy większych trzeba dawać dwa silniki podwójne. Następnie kolektor prądu zmiennego jest przyrządem czułym i nader wrażliwym na mniejsze niedokładności w stanie szczotek i obsługi, dla-

tego nastrocza często poważne trudności i zaburzenia. Wreszcie silnik komutatorowy jest znacznie droższy od asynchronicznego, jak również nie nadaje się do sprzężenia bezpośredniego.

Z opisanych wyżej systemów tylko Leonard i asynchroniczny zdobyły sobie trwałe prawo obywatelstwa. Leonard był w nielicznych przypadkach wykonywany z napędem parowym prądnicy. Turbina pędziła generator trójfazowy, który jej zapewniał obciążenia podstawowe, i prądnicę Leonarda, a ponieważ przy tym napędzie najdogodniejsza prędkość prądnicy prądu stałego jest znacznie mniejsza niż generatora trójfazowego i turbiny, przeto łączono ją zwykle przez przekładnię zębatą. Wobec ogólnego dążenia kopalń do centralizacji wytwarzania i pobierania prądu z dużych sieci, taki napęd parowy jest unikiem. Przetwornica Leonarda bez koła zamachowego ma coraz częściej silnik synchroniczny zapewniający jej lepszy współczynnik mocy. Dla tego samego celu w kilku przypadkach silnik asynchroniczny ma dodatkowy kompensator fazy, opłaca się jednak to droższe urządzenie tylko tam, gdzie prąd jest drogi i istnieją korzystne taryfy dla lepszego współczynnika mocy. W większości jednak przypadków dla niewielkich głębokości i dużych mocy wskazany jest Leonard, a dla większych głębokości lub mniejszych mocy silnik trójfazowy asynchroniczny.

19. Zagadnienia różne

Pomiar sprawności wyciągu

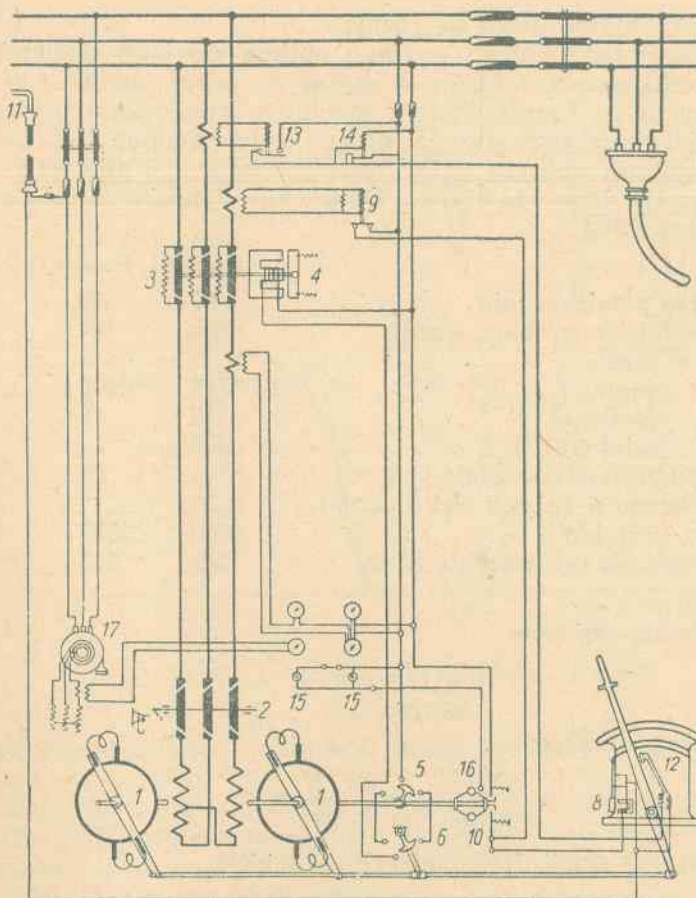
Łatwo jest obliczyć sprawność szybu w wyciągach z napędem Leonarda na podstawie pomiaru prądów roboczych podczas podnoszenia i_1 i opuszczania i_2 ciężaru przy tej samej prędkości ruchu ustalonego w chwili

spotkania klatek. W tej chwili moment obrotowy, a więc i siła na obwodzie są proporcjonalne do natężenia prądu tworników, czyli

$$Q + 2R = c i_1, \quad Q - 2R = c i_2$$

a więc sprawność szybu

$$\eta = \frac{Q}{Q + 2R} \frac{i_1 + i_2}{2 i_1}$$



Rys. 137. Schemat połączeń silnika Deri

1 — silnik zdwojony, 2 — wyłącznik olejowy, 3 — opór dodatkowy do hamowania, 4 — zwieracz dla oporu dodatkowego, 5 — łącznik kierunku obrotu dla oporu dodatkowego, 6 — łącznik kierunku prądu dla oporu dodatkowego, 7 — sprzęgło tarciove, 8 — elektromagnes dla hamulca, 9 — przekaźnik nadmiarowy dla elektromagnesu, 10 — łącznik odśrodkowy dla elektromagnesu, 11 — wyłącznik końcowy dla elektromagnesu, 12 — magnes wstrzymujący, 13 — przekaźnik nadmiarowy dla magnesu wstrzymującego, 14 — przekaźnik nadmiarowy dla magnesu wstrzymującego, 15 — lampowy sygnał prędkości, 16 — łącznik dla lampowego sygnału, 17 — silnik hamulczy

Przykład. W szybie głębokości 300 m pracuje wyciąg koła pędnego z kłatkami dwupiętrowymi na cztery wozy przy prędkości 10 m/sek. Przy próbie podnoszono i opuszczano kolejno w każdej klatce po kilkanaście razy ciężar 2400 kG i notowano natężenie prądu tworników przy prędkości 10 m/sek w chwili mijania się klatek. Dla klatki lewej otrzymano

przeciętnie

$$i_1 = 1144 \text{ A}, i_2 = 838 \text{ A}, \eta = 0,866$$

dla klatki prawej

$$i_1 = 1143 \text{ A}, i_2 = 772 \text{ A}, \eta = 0,838$$

Srednio sprawność szybu

$$\eta = 0,85$$

Na ogół ciężary klatek nieco się różnią.

Pomiar sprawności całego wyciągu oblicza się jako stosunek pracy użytecznej podnoszenia ciężarów w szybie do pracy pobranej w postaci prądu elektrycznego z sieci. Pomiar powinien trwać około jednej godziny, ciężary powinny być ważone, droga jazdy powinna być zmierzona możliwie dokładnie, energia elektryczna powinna być mierzona dokładnie licznikiem na dopływie z sieci. Obliczenie wyników pomiaru podaje następujący przykład:

	Pomiar I	Pomiar II
Czas pomiaru, min	60	60
Wydobyto urobku, wozów	280	264
w tym:		
węgla, T	215	208
kamienia, T	18	16
ludzi (16), T	1,2	—
Opuszczono materiałów, T	—	28
Pobrano A energii elektrycznej		
z sieci, kWh	3060	2887
Wysokość podnoszenia H , m	245	245

Obliczenie:

samo podnoszenie ciężarów

$$\frac{Q_1 \cdot H}{36\,700} = \eta = A$$

podnoszenie i opuszczanie

$$\frac{Q_2 \cdot H}{36\,700} - \eta = \frac{Q_3 \cdot H}{36\,700} = A$$

gdzie obliczono: Q w kG, H w metrach, A w kWh.

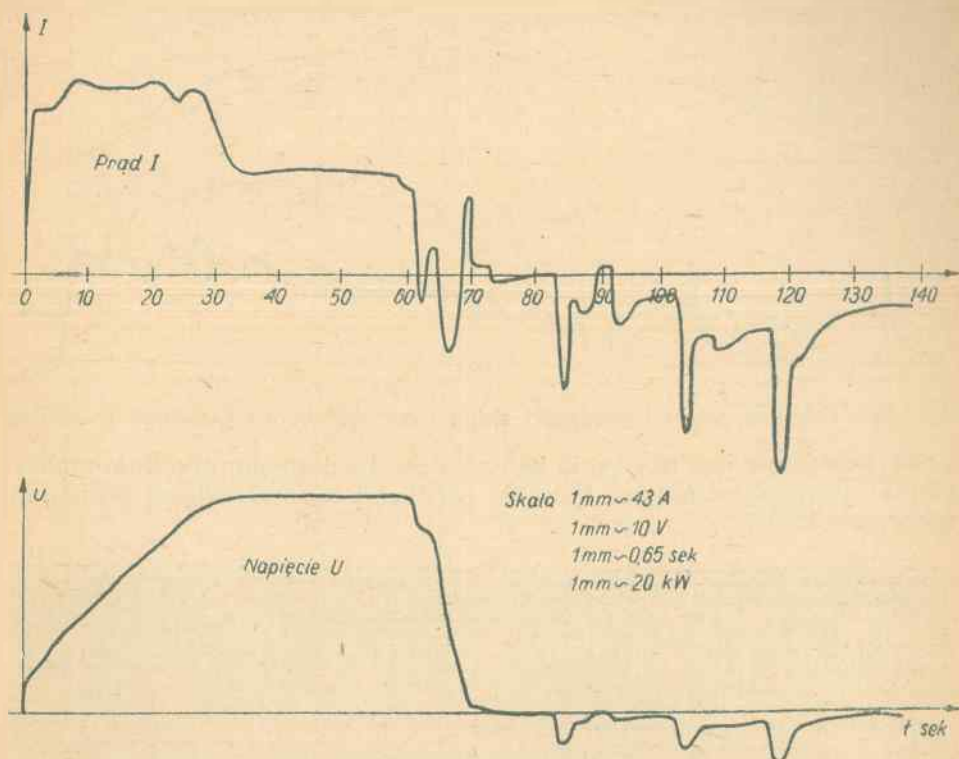
$$Q_1 = 234\,000 \text{ kG}, Q_2 = 224\,000 \text{ kG}, Q_3 = 28\,000 \text{ kG}$$

Sprawność η dla I wynosi 0,51, dla II wynosi 0,50.

Planowane i zmierzone wykresy pracy

Kilka wykresów pracy różnych silników wyciągowych uzyskanych za pomocą przyrządów pomiarowych rejestrujących o szybkim posuwie taśmy pozwalają porównać obliczone w książce przebiegi prędkości, momentów obrotowych i mocy pobranej z sieci z przebiegami zmierzonymi w rzeczywistości. Porównanie dotyczy tego samego typu wyciągu (klatki, lina bez wyrównania, Leonard itp.), lecz różnych jego danych technicznych (ładunek, prędkość, głębokość itp.). Posuw papieru wynosił około 2 mm na sekundę.

Rys. 138 podaje wykres prądu I i napięcia U silnika Leonarda 664 kW, 560 V, 1180 A, 32 obr/min, wyciąg z kołem pędnym, klatki czteropiętrowe, głębokość 500 m. Prąd I jest zarazem miarą momentu obrotowego M lub



Rys. 138. Prąd, napięcia i moc silnika Leonarda

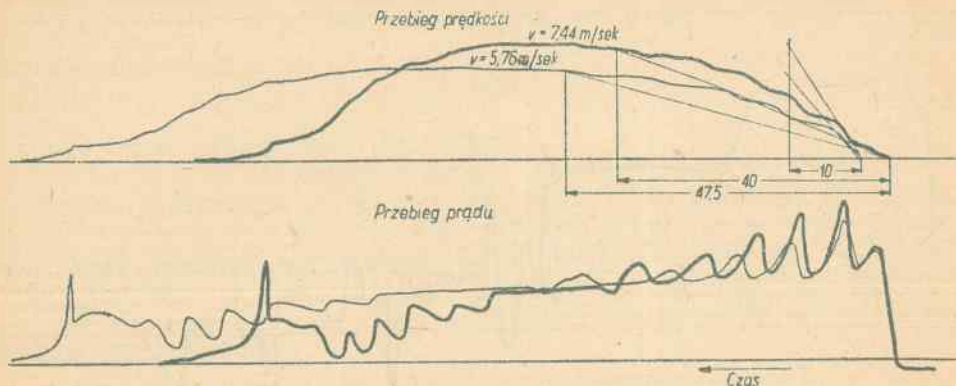
siły F na obwodzie koła, napięcie U miarą prędkości v , iloczyn IU daje moc oddawaną przez silnik.

Przebieg I przy przestawianiu piętra — z początku przeładunek górnego piętra klatki potem dolnego — porównaj z rys. 34 w tekście; przebieg I jazdy z wyrównaniem nadwagi liny porównaj z przebiegiem bez wyrównania liny na rys. 34 w tekście.

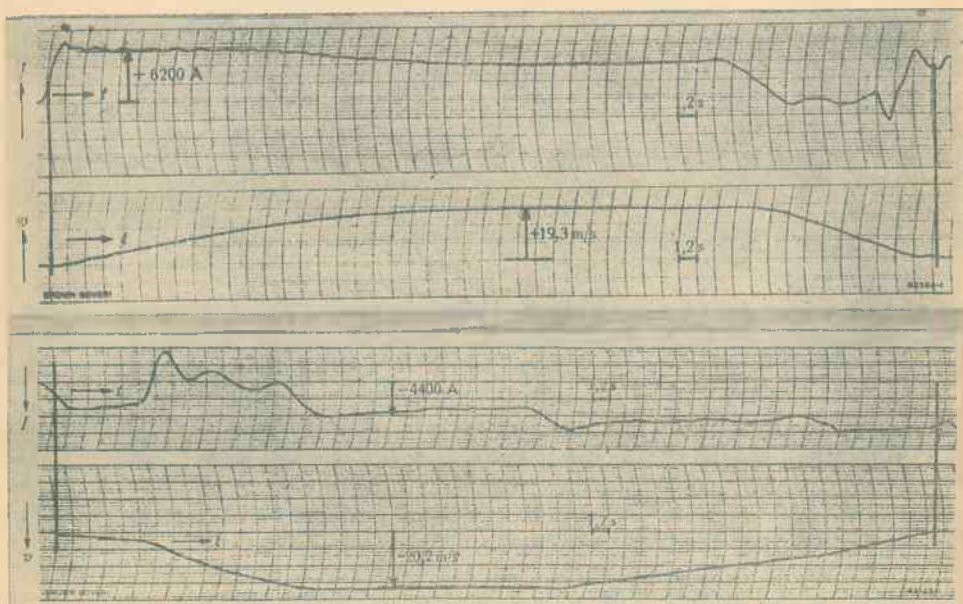
Rysunek 139 podaje wykres prądu I i prędkości v silnika Leonarda 1700 kW, 560 V, 3300 A, 398/42 n, wyciąg skipowy z kołem pędnym, głębokość 450 m, prędkość nominalna 16 m/sek. Sterowanie 6-stopniowe stycznikowe z rototrolem półautomatyczne, prędkość na razie 8 m/sek. Wykresy górne 5,76 i 7,44 m/sek wykazują prędkości nierównomierne wymuszone impulsami prądu, przyspieszenia zmienne (tangensy kąta stycznych). Wykresy dolne natężenia prądu (a więc momentów obrotowych) w sześciu skokach dla rozruchu (przebieg momentów podobny do asynchrona). (Porównaj wykres wyciągu Rapid Exact na str. 127).

Na rys. 140 podano na obcym wykresie jazdy wyciągu klatkowego Koepe Leonard BBC prędkość i natężenie prądu przy podnoszeniu i opuszczaniu nadwagi 16,7 T. Po wyłożeniu dźwigni wyciąg jest sterowany automatycznie bez udziału hamulców mechanicznych aż do zatrzymania. Prędkości największe wynoszą + 19,3 i — 20,2 m/sek. Głębokość 800 m.

Przy opuszczaniu nadwagi 16,7 T z automatycznym sterowaniem obniżanie prędkości wykonuje powyżej $\frac{1}{3}$ prędkości znamionowej układ elektryczny regulatorów, a dalej poniżej — układ zwalniający mechaniczny

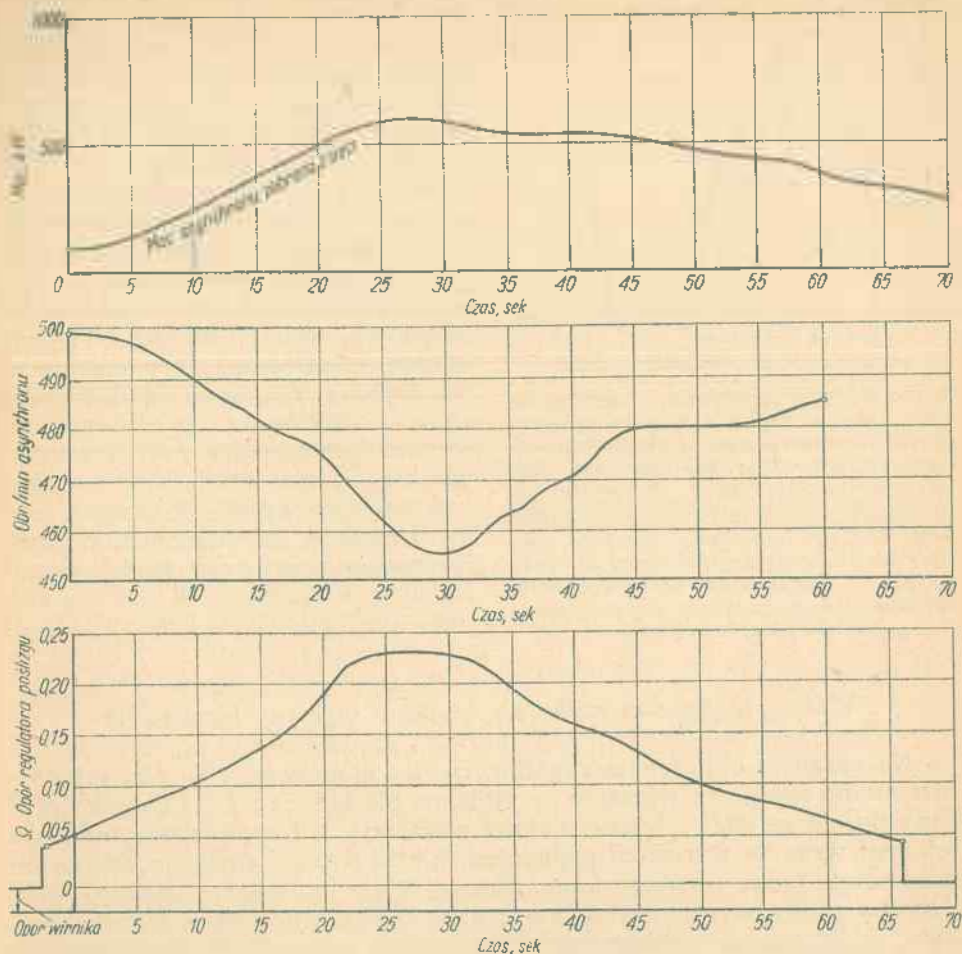


Rys. 139. Przebieg prądu i prędkości skipu przy sterowaniu Leonarda rototrolem na szybowskazie bez używania hamulca mechanicznego; prędkość maksymalna nie przekracza przy tym 1% prędkości odpowiadającej normalnej nadwadze 12,5 T.

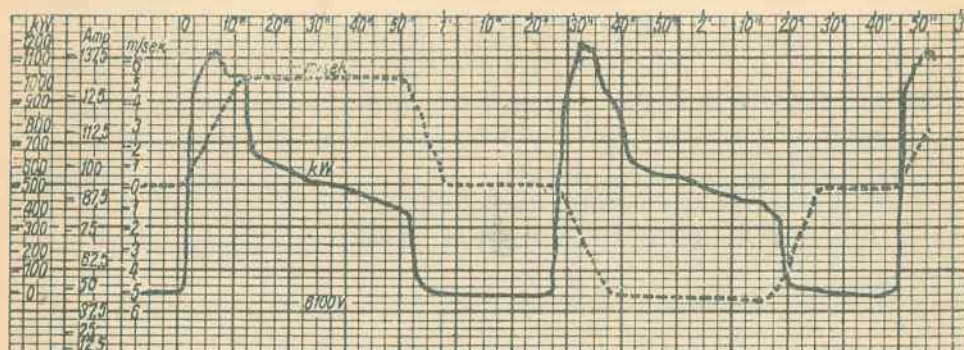


Rys. 140. Przebieg prądu i prędkości w cyklu podnoszenia i opuszczania nadwagi 16,7 T przy sterowaniu Rapid Exact

Rys. 141 podaje: wykres mocy pobieranej z sieci przez asynchron przetwornicy Leonarda z kołem zamachowym (wykres samego silnika wyciągu podobny do wykresu na rys. 35, lecz pominięty), moc kW, obroty n , opór regulatora poślizgu, przebieg poboru mocy z sieci złagodzony przez współpracę koła zamachowego sterowaną regulatorem poślizgu o zmiennym

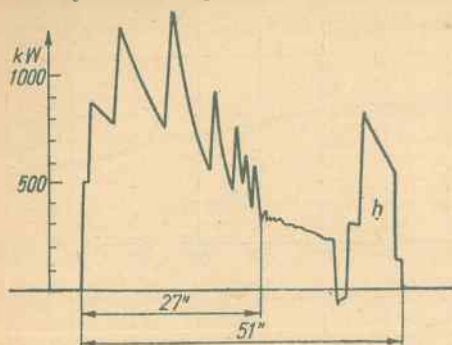


Rys. 141. Moc i obroty asynchronu przetwornicy Leonarda, zmiana oporów regulatora poślizgu



Rys. 142. Wykres mocy pobranej z sieci i prędkość silnika napędu asynchronu bez hamowania elektrycznego

oporze elektrolitu. (Porównaj z wykresem na rys. 94). Rys. 142 podaje obroty i moc pobieraną z sieci przez silnik napędu asynchronicznego



Rys. 143. Moc pobierana z sieci przez silnik asynchroniczny z półautomatycznym sterowaniem i hamowaniem elektrycznym. Moc 885 kW, 494 obr. na min. Przekładnia 1:13, bębny cylindryczne, lina niewyrównana, głębokość 310 m (porównaj przykład 15). Opornik regulacyjny metalowy dla rozruchu i hamowania przeciwprądem. Wykres podaje przebieg dla hamowania przeciwprądem

850 kW, 470 n, rozrusznik wodny, wyciąg bębnowy bez wyrównania liny, przekładnię podwójną, skip 9 T, głębokość 250 m, dojazd z rozpędu bez hamowania przeciwprądem. (Porównaj z wykresem mechanicznym na rys. 34 oraz elektrycznym na rys. 127, lecz bez wyrównania liny). — Rys. 143 podaje: moc pobieraną przez asynchron 885 kW, 494 n, rozrusznik metalowy, bębny, klatkę 5 T, pojedynczą przekładnię, głębokość 310 m, bez wyrównania liny, regulację skokami, hamowanie przeciwprądem, rozruch półautomatyczny. (Porównaj wykres na rys. 119). Przy rozruchu włączane są również stopnie oporów przeznaczone do hamowania przeciwprądem; stąd duża liczba stopni. Na wykresie oznacza h moce pobierane dla hamowania przeciwprądem.

Wpływ głębokości szybu na wielkość wyciągu klatkowego

Na zasadzie obliczeń szczegółowych dla głębokości 200, 600 i 1000 m otrzymano ogólne rozwiązanie przybliżone dla ładunku 1 T i głębokości H . Liny wzięto ze stali o wytrzymałości wzrastającej i zapasie pewności malejącym wraz ze wzrostem głębokości, klatki dwupiętrowe, jeden poziom odbiorczy, jedno przestawianie piętra. Typy wyciągów: bębny cylindryczne z liną wyrównawczą i bez niej, koło cierne pędne. Silnik napędowy elektryczny z chłodzeniem obcym lub naturalnym sprzężony bezpośrednio z wałem bębnow. Wszystkie ciężary, siły i moce podane są dla ładunku $Q = 1$ T.

Założenia i wyniki

Prędkość $v_{max} = 10 + 10 \frac{h-2}{100}$ m/sek, gdzie h — głębokość w setkach metrów.

Przyspieszenie $a = -z = 1$ m/sek².

Całkowity czas jednego okresu wyciągu T sek.

Pauza przy jednym przestawieniu piętra 15 sek.

Wozy i klatka $W + K = 2$ T.

Obciążenie końca liny $P = 3$ T.

Ciężar:

$$1 \text{ m liny } p_1 \frac{P}{c-H} = 2 \text{ kG,}$$

$$\text{całej liny nośnej } L + 1 = 0,7 + 1,6 \left(\frac{h-2}{100} \right) \text{ T,}$$

całej liny wyrównawczej $L_u = 0,5 + 1,6 \left(\frac{h-2}{8} \right)$, T.

Cężar zredukowany:

koła linowego $G_k = 0,6$ T,

koła pędnego $G_k = 1,2 + 0,5 \left(\frac{h-2}{8} \right)$, T,

bębna $G_b = 0,6 h (1 - 0,05 \cdot Q)$, T,

wirnika silnika

maszyny bębnowej $G_w = 0,6$ T,

maszyny koła pędnego $G_w = 0,5$ T.

Suma ciężarów w ruchu:

bębny bez liny wyrównawczej $\Sigma G_b = 7,5 + 1,25 h$, T,

bębny z liną wyrównawczą $\Sigma G_b = 1,1 (7,5 + 1,25 h)$, T,

koło pędne $\Sigma G_k = 8 + 0,5 h$, T.

Moc użyteczna wyciągu średnia $P = \frac{1000 \cdot H}{75 \cdot T} = \text{około } 60 + 100 \left(\frac{h-2}{8} \right)$ KM.

Moc zastępcza silnika z chłodzeniem obcym P_0 i moc szczytowa chwilowa P_{max} :

bębny bez liny wyrównawczej $P_{ob} =$

$$= P \left[2,9 + 1,8 \left(\frac{h-2}{8} \right) \right] = \text{około } 174 + 390 \varepsilon + 180 \varepsilon^2, \text{ KM, gdzie } \varepsilon = \frac{h-2}{8}$$

$$P_{max} = P (5,3 \dots 7,5);$$

$$\text{bębny z liną wyrównawczą } P_{ob} = P \left[2,65 + 0,6 \left(\frac{h-2}{8} \right)^{1,6} \right]$$

$$P_{max} = P (5 \dots 5,9);$$

$$\text{koło pędne } P_{ok} = P \cdot 2,4 = 150 + 220 \varepsilon,$$

$$P_{max} = P (4,6 \dots 4,3).$$

Ważniejsze zależności przedstawiono graficznie na rys. 144. Jedno przestawienie piętra zwiększa moc zastępczą silnika o 2 + 3%. Współczynniki liczbowe dla P_{max} podane są w kolejności odpowiadającej wzrostowi głębokości.

Stosunek mocy silnika z chłodzeniem naturalnym i obcym w przybliżeniu wynosi

$$\frac{\text{Moc zastępcza silnika z chłodzeniem naturalnym } P'_0}{\text{Moc zastępcza silnika z chłodzeniem obcym } P_0} = \text{około } 1,2$$

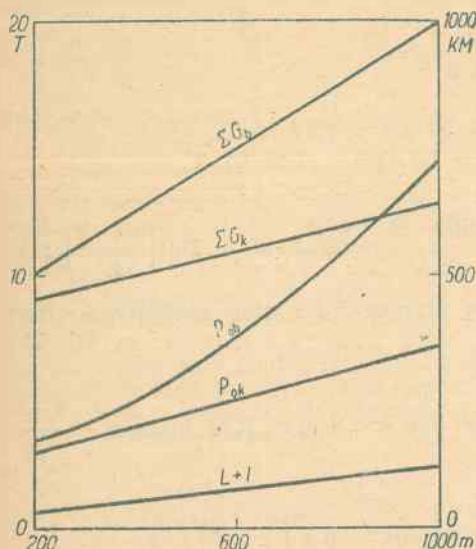
Wpływ zmiany przebiegu obciążenia na wielkość wyciągu

Moc maszyny elektrycznej dla pracy dorywczej jest wielkością zastępczą obliczoną dla takiego samego nagrzania. Jak należy zmienić program pracy silnika wyciągowego istniejącego, aby silnik ten cieplnie odciążyć?

Zwyżka temperatur maszyny jest mniej więcej proporcjonalna do sumy jej strat, zmniejszając więc te ostatnie obniża się i temperaturę.

Rozwiązanie I. Wszystkie prawie maszyny wyciągowe z napędem elektrycznym w kopalniach ustawione były przed r. 1914, kiedy obsługa klatek odbywała się prawie wyłącznie ręcznie. Później w dążeniu do zwiększenia

zenia wydajności wyciągu i osiągnięcia oszczędności obsługi zastosowano w wielu miejscach zapychacze mechaniczne, obsługę dwóch pięter klatki jednocześnie itd., dzięki temu postój na stacjach końcowych z dawnych 30 + 40 sek skrócił się niekiedy aż do ośmiu sek. Jakież pociągnęło to za sobą konsekwencje? Dla szybu o głębokości 200 m i długości jazdy 30 sek i pauzy dawniej 30 sek, obecnie zaś 8 sek, wydajność wzrosła z 60 na 95 klatek na godzinę; dla 400 m i czasu jazdy 42 sek wydajność wzrosła z 50 na 72 klatek. Jednocześnie jednak zauważono, że silnik nagrzewa się nadmiernie; piszący te słowa miał sposobność stwierdzić w kilku przypadkach temperatury silnika wyciągowego przekraczające 100°C, co należy uznać za objaw nader groźny dla trwałości izolacji. Jest to objaw zrozumiały i nieunikniony, wypływający ze zwiększenia użytecznej pracy silnika, która w danym przykładzie wzrasta w stosunku 60 ÷ 95 dla 200 m, czyli prawie o 60 %, a dla 400 m o 44 %; przebieg obciążeń wprowadzić nie zmienił się, skróciła się jedynie długość postoju. Dla maszyny parowej przeciążenie takie nie naszczałoby trudności, gdyż o jej mocy stanowią tylko siły i prędkości.



Rys. 144. Zależność mocy i ciężarów wyciągu Leonarda od głębokości wydobywania dla jednostkowego ładunku ($Q = 1 T$) przy wyciągu bębnowym i z kołem pędnym. Skala KM dla P_m i P_{ok} , skala T dla reszty

nieważ powietrze kopalniane zawiera dużo pyłu, wskazane jest oczyścić je w filtrze przed przepuszczeniem przez uzwojenie silnika. Koszt wentylatora z filtrem i napędem wynosi około 10 % ceny silnika, a przy tym będzie on pochłaniał stałą energię mechaniczną i tym samym pogarszał sprawność urządzenia wyciągowego. Prócz silnika wyciągowego trzeba będzie zwykle chłodzić i maszyny przetwornicy, co może podwoić koszt poprzedni lub zmusić do ustawienia większego silnika przetwornicy.

Istnieje sposób obniżenia temperatury przez zmianę samego przebiegu obciążeń silnika. Na nagrzewanie silnika głównie wpływa ciepło Joula wyrażające się jako $\Sigma I^2 r t$ lub $c \Sigma M^2 t$; jeżeli zdoła się dobrać inny przebieg momentów tak, aby moment zastępczy M_0 był mniejszy, to obniży się potrzebną moc stałą silnika wyciągowego albo jego temperaturę w pracy.

Z rozważań rozdziału poprzedniego i z rys. 134 widać, że przez zastosowanie liny wyrównawczej do bębnow cylindrycznych można obniżyć potrzebną moc stałą silnika o 8 % przy głębokości 200 m i o 31 % przy 1000 m, a przy zmianie bębnow na koło cierne o 14 % i 50 % lub też przy pierwotnej mocy silnika odpowiednio zwiększyć wydajność skracając pauzę, lub zwiększając ładunek; pomoże przy tym często również nie-

wielkie zmniejszenie promienia nawijania liny. Dalsze zwiększenie mocy silnika z naturalnym chłodzeniem da zastosowanie obcego chłodzenia, stopień zwiększenia może przy tym, zależnie od wielkości zastosowanego wentylatora, osiągnąć wartość $\sqrt{\frac{T}{T'}}$ lub przekroczyć ją nawet o jakieś $5 \div 10\%$.

Przy uwzględnieniu strat w żelazie i wzbudzeniu obraz cokolwiek zmieni się, jednak stosunek mocy w ogólnych zarysach pozostanie podobny.

Sposób powyższy odciąża silnik wyciągowy, prądnicę główną przetwornicy i częściowo silnik trójfazowy przy układzie Leonarda, nie odciąża jednak całkowicie silnika trójfazowego układu Leonarda-Ilgnera, który oddaje moc zbliżoną do mocy średnich, nie zaś szczytowych; w tym ostatnim przypadku chłodzenie silnika lub nawet jego wymiana będą najczęściej nieuniknione.

Przechodząc do mniejszych momentów prócz odciążenia maszyn zmniejsza się również straty na ciepło Joula, czyli podnosi się sprawność urządzenia wyciągowego.

Samo wykonanie podwieszenia liny wyrównawczej w większości przypadków nie następuje trudności; małe zwiększenie ciężaru klatki daje się częściowo skompensować zastosowaniem nowoczesnych lżejszych części zawieszenia i zmniejszeniem ciężarów ścian i podestów klatki. Zastosowanie koła pędnego zamiast bębnow najczęściej jest możliwe bez większych przeróbek wału i fundamentów. Wobec tego, że w całkowitym koszcie wyciągu część elektryczna stanowi około 70% , a mechaniczna zaledwie 30% , przeróbki te sownie się opłacą.

Niestety, zastosowanie liny wyrównawczej jest możliwe bez zastrzeżeń tylko przy przewodnikach czołowych, natomiast przy przewodnikach bocznych dwustronnych — jedynie dla jednego stałego poziomu wydobycia, gdyż belki szybowe środkowe przeszkadzają przesuwaniu pętli liny wyrównawczej.

Rozwiązanie II. Czy przez zastosowanie rozruchu parabolicznego moc zastępcza zmniejszy się? W tym rozwiązaniu liczba klatek na godzinę zostaje prawie ta sama, skraca się nieco pauzę, a przedłuża rozruch, zatrzymując tę samą prędkość największą i to samo zwolnienie i przyspieszenie 1 m/sek^2 . Jeżeli przy tym w wyciągu z liną wyrównawczą siła na początku rozruchu

$$F = k F_2$$

gdzie F_2 oznacza siłę w ruchu ustalonym, to posługując się wzorami dla rozruchu parabolicznego otrzyma się ilość ciepła strat dla jazdy z przyspieszeniem stałym i zanikowym

$$\Sigma (F^2 \cdot t) = F_2^2 \left(k^2 V - V + \frac{H}{V} \right)$$

$$\Sigma (F^2 \cdot t) = F_2^2 \left[(k^2 + k + 1) \frac{2}{3} V - 1,83 V + \frac{H}{V} \right]$$

Zwykle $k = 2$ i rozruch paraboliczny daje ilość ciepła o 3% mniejszą.

Zredukowany czas okresu wydobywania silnika z naturalnym chłodzeniem przy rozruchu parabolicznym T' jest dłuższy od takiego samego czasu przy rozruchu prostoliniowym o niecałą sekundę. Moc silnika wyciągowego Leonarda pozostanie prawie ta sama, natomiast silnik przetwornicy będzie mniejszy.

Rozwiązanie III. Kopalnia N ma dwa wyciągi Leonarda z kołem pędnym z 1910 r. Z biegiem czasu zmieniono głębokość wydobywania, zwiększono ładunek wozów wyciągu nr 1, zastąpiono klatkę przez skip (kubel) w wyciągu nr 2, dodano obce ciągle przewietrzanie silników wyciągowych. Wobec projektowanego obecnie zwiększenia wydobywania kopalni powstało zagadnienie, do jakich granic i jakimi metodami zwiększenie to można osiągnąć nie przekraczając dopuszczalnych temperatur uzwojenia silników.

Każdy wyciąg ma dwa silniki, które pierwotnie bez dodatkowego przewietrzania miały moc skuteczną po 526 KM, szczytową 1025 KM,

Tablica 51

Wyniki przeliczenia dwu wyciągów kopalni N

Obliczenie	Wyciąg							
	klatkowy					skipowy		
	1	2	3	4	5	6	7	8
Głębokość, m	500	500	500	500	620	512	512	512
Ładunek, T	4,05	4,05	5,4	5,4	5,4	5,2	5,2	6
Prędkość, m/sek	12	15	12	15	12	12	15	15
Rozruch, sek	12	15	12	15	12	24	30	20
Bieg, sek	29,7	18,4	29,7	18,4	39,7	24,8	11,6	16,6
Hamowanie, sek	12	15	12	15	12	12	15	15
Pauza, sek	30,3	29,6	40,3	39,6	40,3	10,2	10,4	10,4
Ogółem sek	84	78	94	88	104	71	67	62
Ciągi/godz	42,8	46,0	38,3	41	34,7	50,6	54	58,2
Zdolność wydobywcza T/godz	173	186	207	222	187	264	280	348
Lina, kG/m:								
nośna	13,1	13,1	13,1	13,1	13,1	8,28	8,28	8,28
wyrównawcza	13,1	13,1	13,1	13,1	13,1	8,28	8,28	10,28
Siła na obwodzie								
rozruch, T	12,25	12,25	13,9	13,9	13,9	8,75	8,75	10,4
bieg, T	5,05	5,05	6,4	6,4	6,4	6	6	7,1
hamowanie, T	2,15	2,15	—1,1	—1,1	—1,1	0,5	0,5	2,3
przestawianie	2 · 7,2	2 · 7,2	3 · 7,5	3 · 7,5	3 · 7,5	—	—	—
R koła pędnego, m	3	3	3	3	3	3	3	2,5
Straty	2938	3112	4069	4193	4484	2743	2732	3080
w tym przestawianie	322	322	500	500	500	—	—	—
Siła F_0	5,9	6,3	6,6	6,9	6,6	6,2	6,4	7,1
Obroty/min	38,4	48	38,4	48	38,4	38,4	48	58
Moment obrotowy M_0 :								
wyciągu, Tm	17,7	18,9	19,8	20,7	19,8	18,6	19,2	17,7
silników, znamionowy	15,8	15,8	15,8	15,8	15,8	15,8	15,8	15,8
Prąd znamionowy, A		850						
Przeciążenie, %	12	19,5	25	31	25	18	22	12
Moc średnie:								
podnoszenia, kW	236	254	282	303	316	370	392	487
na wale silnika przetwornicy, kW	472	508	564	606	632	740	784	974
Moc znamionowa silnika przetwornicy, kW			765			765	765	765 + 343

850/1650 A, 500 V przy 48 obr/min, czyli rozwijały łącznie moment obrotowy skuteczny 15,8 Tm.

Wyciąg klatkowy obecnie wydobywa sześć wozów na trzech piętrach lub osiem wozów na czterech piętrach z ładunkiem 4,05 lub 5,4 T z pręd-

kością największą 12 lub 15 m/sek z głębokości 500 m, potem wydobywać będzie z głębokości 620 m; przyspieszenie graniczne 1,3 m/sek², bezpieczne 1 m/sek², przestawianie pięt, jeden poziom odbiorczy.

Wyciąg skipowy wydobywa obecnie ładunek 5,2 T z prędkością 12 lub 15 m/sek z głębokości 512 m, projektowane jest powiększenie ładunku do 6 T przy jednoczesnym zmniejszeniu średnicy koła z 6 na 5 m i podniesieniu obrotów silnika z 48 na 58 obr/min. Dalszemu powiększeniu ładunku stoi na przeszkodzie graniczna siła zrywająca linę zadana wytrzymałością wieży szybowej. Przyspieszenie graniczne obecnie 0,69, później 1 m/sek² (przy linie wyrównawczej cięższej), bezpieczne 0,5 i 0,75 m/sek².

Ponieważ o stopniu nagrzania silników decyduje przebieg natężenia prądu twornika, czyli przebieg momentów obrotowych, porównywać należy przy prędkościach różnych od znamionowych momenty skuteczne, a nie moce.

Tablica 51 zawiera wyniki obliczeń porównawczych obu wyciągów. Przeciętne straty od ładunku do sprzęgła silnika przetwornicy przyjęto w wysokości 50%. Za najbardziej celowe i dostateczne uznano wyniki z obliczenia 3 i 7, których łączna wydajność wyniesie 487 T/godz, a przy 13 godzinach ciągłego wydobywania na dobę 6320 T. Obliczenie 4 daje nadmierne przeciążenie cieplne; w obliczeniu 8 zmniejszenie promienia koła znacznie odciąża silnik, wymaga jednak wymiany koła i prowadzenia dodatkowej przetwornicy.

Aby przekonać się, jakie nagrzania wykaże silnik w obranym programie jazdy, jednocześnie zaś uniezależnić się od warunków istniejącego wydobywania, można przy układzie Leonarda podnosić i opuszczać na zmianę ten sam ładunek według takiego rozkładu jazdy, który da tę samą liczbę Σi^2t na godzinę, co i program projektowany.

20. Zastosowanie prostowników i zaworów elektronowych

Zasada działania

Najbardziej znanym typem zaworu elektronowego jest lampa radio-wa składająca się z bańki szklanej o wysokiej próżni, w której znajdują się: katoda K połączona z ujemnym biegunem źródła prądu oraz anoda A połączona z biegunem dodatnim. Katoda wykonana jest z czystego wolframu albo ze stopu niklu pokrytego warstwą tlenku toru lub baru. Pomiedzy katodą a anodą pod wpływem przyłożonego napięcia prąd nie przepływa, gdyż przestrzeń w bańce w zwykłych warunkach jest nie przewodząca; gdy jednak nagrzeje się katodę do temperatury rzędu 1000°, zaczyna ona emitować z siebie elektrony stanowiące najmniejsze cząstki ujemnego ładunku elektryczności. Jeżeli anoda ma wobec katody napięcie dodatnie, to elektrony emitowane przez katodę wędrują w kierunku anody i w ten sposób powstaje przepływ prądu przez próżnię (rys. 145). Jeżeli anoda ma wobec katody napięcie ujemne, to odpycha ona elektrony, a ponieważ sama cząsteczek naładowanych nie emituje, przepływu prądu być nie może. Tego rodzaju lampa wysokopróżniowa przepuszczająca prąd tylko w jednym kierunku stanowi przeto zawór zwrotny lub prostownik.

Umieszczając pomiędzy katodą a anodą siatkę i nadając jej różne potencjały możemy regulować natężenie prądu przepływającego przez zawór (rys. 146). Jeżeli siatka ma wobec katody potencjał ujemny dostatecznej wysokości, to stanowi ona zaporę przez którą żadne elektrony nie

mogą się przedostać w kierunku anody; jeżeli zmniejszyć napięcie ujemne siatki wobec katody, to część elektronów emitowanych przez katodę przejdzie przez nią, przy tym otrzyma się w zaworze prąd tym większy, im niższy będzie ujemny potencjał siatki. Okazuje się jednak, że zawsze tylko część elektronów emitowanych przez katodę dochodzi do anody, większość natomiast wraca do katody i to nawet przy dodatnim naładowaniu siatki; pochodzi to stąd, iż elektrony wychodzące z katody tworzą nad nią jakby chmurę naładowaną ujemnie, która działa odpychająco na następne elektrony emitowane przez katodę i w ten sposób uniemożliwia, aby wszystkie emitowane elektrony dostały się do anody. Dlatego prądy, które dadzą się osiągnąć w zaworach o wysokiej próżni zwanych kenotronami, są małe, a spadki napięcia duże, tak iż zawory takie nie nadają się do celów techniki prądów silnych. Kenotроны mają wewnętrzny spadek napięcia $100 \div 1000$ V, dlatego nadają się do urządzeń wymagających bardzo wysokich napięć przy minimalnych prądach poniżej 1 A. Mają one małą masę elektronów, pracują więc szybko

Rys. 145. Zawór elektronowy — zasada działania
A — anoda, K — katoda,
E — bateria anodowa,
B — bateria żarzenia katody

i nadają się do prostowania prądów szybkozmiennych. Wysoką sprawność mają dopiero przy bardzo wysokich napięciach.

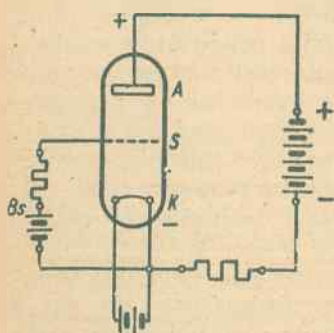
Niekorzystny skutek ładunku przestrzennego nad katodą można w prosty sposób usunąć wprowadzając do naczynia jakiś gaz, np. argon o ciśnieniu 50 mm Hg albo parę rtęci o ciśnieniu około 0,03 mm Hg.

Wtedy elektrony w swojej drodze z katody do anody natrafiają na neutralne cząsteczki gazu, które przez to uderzenie zostają rozbite na dodatnio naładowane jony i ujemne elektrony. Nowopowstałe elektrony razem z elektronami pierwotnymi lecą w kierunku anody, a jony wędrują w kierunku katody. Szybkość poruszania się jonu jest jednak znacznie mniejsza niż elektronu, dlatego przebywa on stosunkowo długo w pobliżu katody równoważąc przez swój dodatni ładunek wpływ ładunku przestrzennego elektronów. To zneutralizowanie ładunku przestrzennego powoduje, że wystarcza już napięcie rzędu 20 V pomiędzy katodą a anodą, aby wszystkie emitowane elektrony doszły do anody.

Przy zaworach nagazowanych otrzymuje się bez trudu duże natężenie prądu przy małych spadkach napięcia i dużych sprawnościach.

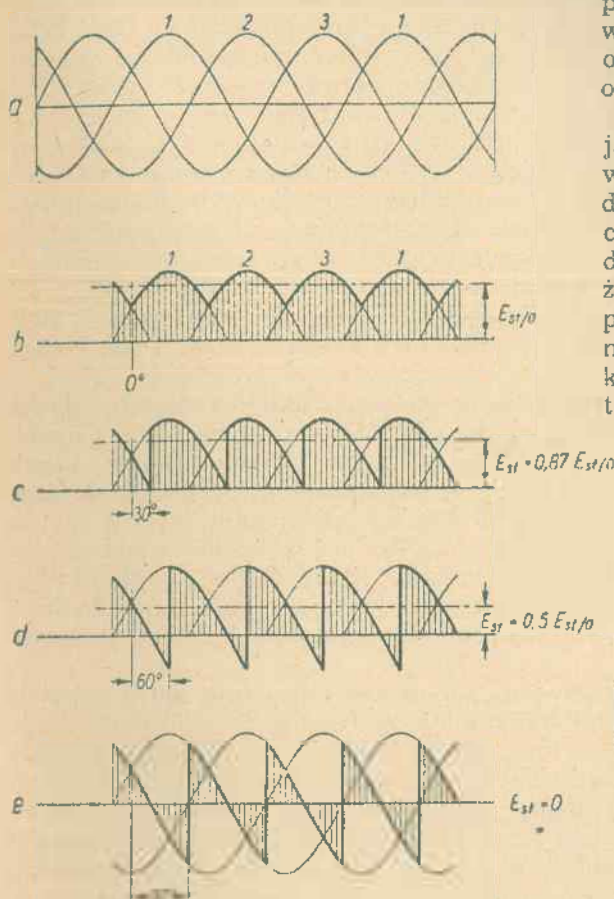
Przy zaworach nagazowanych zmienia się jednak sposób działania siatki. W dalszym ciągu można co prawda przez dostatecznie wysokie ujemne naładowanie siatki nie dopuścić do powstania przepływu prądu, ale gdy np. przez krótkotrwałe dodatnie naładowanie siatki prąd raz zacznie płynąć, to potem już przez samo napięcie siatkowe nie

można regulować jego natężenia ani tego przepływu powstrzymać. Wyładowanie gaśnie dopiero wtedy, gdy napięcie anody stanie się ujemne wobec katody.



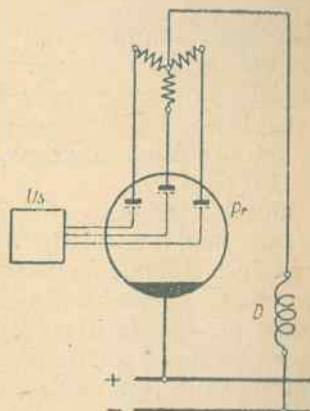
Rys. 146. Zawór elektronowy z siatką sterowniczą
B_s — bateria żarzenia siatki

Przy prostowaniu prądu zmiennego można więc jedynie wpływać na chwilę zapłonu. Rys. 147 wskazuje w jaki sposób można regulować napięcie prądu stałego przy prostowaniu prądu zmiennego trójfazowego. Widoczne na wykresach d i e ujemne wartości chwilowe napięcia wy-



prostowanego mogą powstawać tylko wtedy, gdy obwód prądu stałego ma odpowiednią indukcyjność.

Zupełnie analogicznie, jak wyżej opisane nagazowane zawory (tyratrony), działają prostowniki rtęciowe i różnica polega jedynie na tym, że miejsce zarzonej katody zajmuje płynna powierzchnia rtęci, na której powstaje plamka katodowa emitująca elektrony. Poza tym przy pro-



Rys. 147. Zasada sterowania prostownika rtęciowego trójfazowego

Układ prostownika: P — prostownik, U_s — grzanie siatki sterowniczej, D — dławik. Przebieg regulacji napięcia stałego prądu, a — napięcie w trzech fazach prądu zmiennego zasilającego. b — napięcie wyprostowane największe $E_{st/0}$, c — napięcie wyprostowane obniżone do $0,87 E_{st/0}$, d — obniżone do $0,5 E_{st/0}$, e — obniżone do 0. Kąty przesunięcia fazy zapłonu anody dla powyższych stopni napięcia

stownikach rtęciowych anody wszystkich faz prądu trójfazowego łączy się zwykle w jednym naczyniu, podczas gdy przy tyratronach każda faza otrzymuje zwykle nowe naczynie.

W plamie mającej 2000 ± 3000 °C odbywa się gwałtowne parowanie rtęci; para rtęci uchodzi do chłodzonej górnej części naczynia, gdzie skrapla się i spływa z powrotem do katody. Spadek napięcia w prostowniku rtęciowym wynosi 15 ± 25 V, natężenia prądu w naczyniach szklanych do 500 A, w naczyniach żelaznych do 20 000 A, przy napięciach do 1000 V; osiągalne napięcie wysokie do kilkudziesięciu kV; sprawność wzrasta ze wzrostem napięcia i przekracza 99% przy kilku tysiącach V.

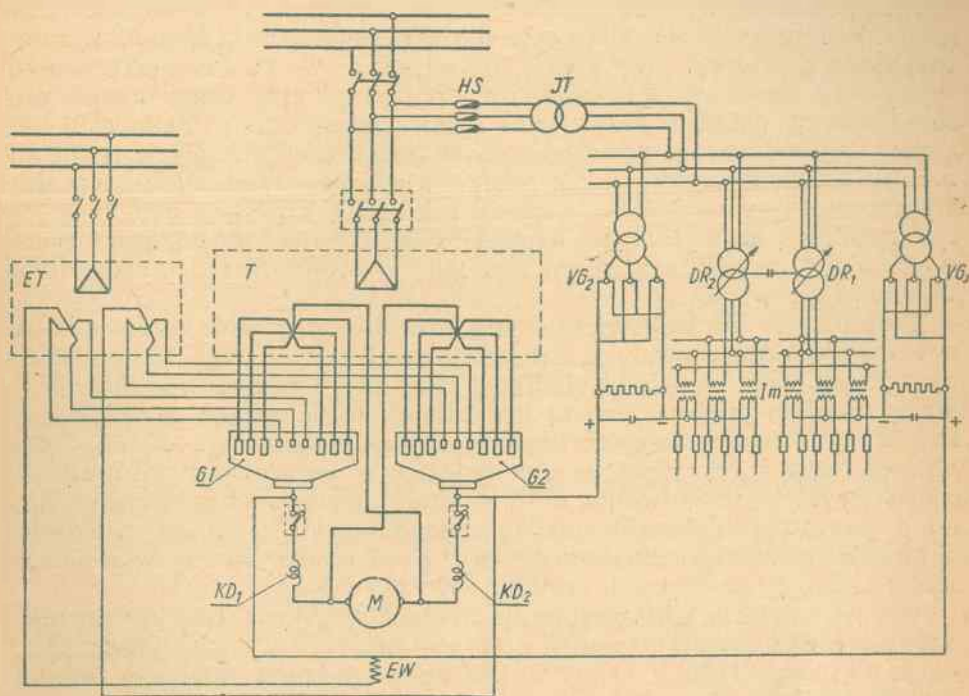
W ostatnich latach poczyniono próby zastosowania do układu Leonarda prostowników rtęciowych z regulowanym napięciem zamiast przetwor-nicy. Jak wiadomo, w zwykłym jednobiegunowym prostowniku rtęcio-wym zarząca się katoda stanowi jakby zaporę przepuszczającą prąd tylko w jednym kierunku, wskutek czego przy zasilaniu prostownika prądem zmiennym sinusoidalnym tylko dodatnie połówki sinusoidy przechodzą na stronę wyprostowanego prądu, dając w obwodzie prądu stałego na-pięcie pulsujące z przerwami. W prostowniku trójbiegunowym zasilanym prądem trójfazowym fale rozsunięte o 120° zachodzą na siebie częściowo wzajemnie, dając w obwodzie prądu stałego napięcie wypadkowe pulsu-jące bez przerw o wartości średniej niższej o 17,5% od wysokości ampli-tudy sinusoidy jednej fazy. Wreszcie w prostowniku sześciobiegunowym przy prądzie sześciofazowym napięcie stałego prądu jest już tylko o 5% niższe od amplitudy sinusoidy. Napięcie stałego prądu jest więc w zwy-kłych prostownikach zależne wyłącznie od napięcia zasilającego prądu zmiennego.

Jeżeli pomiędzy anodą a katodą prostownika umieścić siatkę i dawać jej różne potencjały w stosunku do katody, to otrzyma się różne napięcia zapłonu anody, a przy dostatecznym ujemnym potencjale siatki stanie się ona zaporą i dla dodatnich połówek fali sinusoidy, dopóki jakiś nowy z zewnątrz doprowadzony impuls dodatniego potencjału zapory tej nie przerwie; w tym momencie powstanie zapłon, a łuk zgaśnie dopiero przy przejściu sinusoidy przez zero. Przesuwając chwilę takiego zapłonu moż-na regulować napięcie wyprostowanego prądu: będzie ono stanowiło śred-nią algebraiczną chwilowych wartości wyprostowanej części sinusoidy (rys. 147).

Impuls niezbędny do przerywania zaporowego działania siatki i spowo-dowania zapłonu anody daje najczęściej tak zwany transformator uda-rowy. Jest to transformator, którego żelazny rdzeń ma jarzmo ze specjal-nego stopu o wysokiej początkowej przenikliwości magnetycznej i ostrym kolanie przegięcia krzywej magnetyzacji. Uzwojenie pierwotne transfor-matora zasilane jest napięciem sinusoidalnym, toteż i całkowity strumień magnetyczny jest sinusoidalny. W jarzmie jednak wkrótce po przejściu strumienia magnetycznego przez zero następuje nasycenie, reszta stru-mienia rozprasza się przez powietrze. Strumień w jarzmie zostaje zdu-szony, a umieszczone na nim uzwojenie wtórne daje szereg ostrych sko-ków napięcia na przemian dodatnich i ujemnych. Te impulsy udarowe napięcia dodatkowego wywołują zapłon anody, można je przesunąć w sto-sunku do fazy sinusoidy, napięcia anody za pomocą obrotowego regulatora indukcyjnego i w ten sposób regulować napięcie po stronie prądu sta-łego w granicach od 0 do $+e$ i do $-e$. Ponieważ przez dany prostownik prąd płynie zawsze w jednym kierunku, to w zakresie regulacji od 0 do $+e$ prostownik pobiera energię prądu zmiennego i przetwarza ją na prąd stały, na przestrzeni zaś regulacji od 0 do $-e$ pobierać może energię prądu stałego i zwracać ją do sieci prądu zmiennego.

Silnik wyciągowy *M* układu Leonarda (rys. 148) otrzymuje stałe wzbud-zenie *EW* od pomocniczego prostownika *ET* umieszczonego zwykle w na-czyniu prostownika głównego *G* oraz napięcie na zaciskach twornika od głównego prostownika ze siatką sterującą. W celu odwrócenia kierunku obrotu silnika należy zmienić bieguny napięcia na zaciskach jego tworni-ka. Aby usprawnić sterowanie silnika wyciągowego, stosuje się zwykle

dwa prostowniki połączone dla różnych kierunków przepływu prądu. Prąd roboczy pobierany jest z sieci trójfazowej przez transformator T mający dwa jednakowe uzwojenia wtórne dla dwóch prostowników; napięcia ujemne zaporowe otrzymują siatki od małych pomocniczych zespołów prostowniczych VG_1 i VG_2 ; impulsy zapłonowe dają dwa zespoły trans-



Rys. 148. Zasilanie silnika wyciągowego Leonarda od prostownika

T — transformator w prostowniku, G_1 , G_2 — prostowniki główne, VG_1 , VG_2 — prostowniki pomocnicze, I_m — zespoły transformatorów uderowych, DR_1 , DR_2 — regulatory indukcyjne dla I_m , ET — transformator prądu żarzenia, JT — transformator dla zapłonu, KD_1 , KD_2 — diodki, M — silnik

formatorów uderowych I_m zasilane przez dwa regulatory indukcyjne DR_1 i DR_2 . Regulatory indukcyjne sprzężone mechanicznie nadają obwodom sterowniczym obu prostowników przesunięcie faz o 180° i poruszane są dźwignią sterowniczą maszynisty wyciągowego.

Sterowanie wyciągu odbywa się w sposób następujący. Z położenia zerowego dźwignię przesuwają stopniowo naprzód, napięcie na zaciskach twornika i prędkość wirowania silnika w prawo wzrasta aż do wartości maksymalnej, przy której odbywa się ruch ustalony wyciągu; przy podnoszeniu ciężarów napięcie oddawane przez prostownik lewy jest nieco większe niż siła elektromotoryczna twornika silnika wyciągowego. Jeżeli do zatrzymania wyciągu potrzebny jest moment obrotowy ujemny silnika, czyli hamowanie elektryczne z pobieraniem energii rozędu mas z powrotem do sieci, to napięcie podawane silnikowi należy nieco zmniejszyć poniżej jego siły elektromotorycznej, aby odwrócić kierunek jego prądu, do czego konieczny jest prostownik prawy, którego napięcie stopniowo

obniża się przesuwając dźwignię z powrotem do położenia zerowego. Dla obrotu silnika w lewo dźwignię przesuwa się w tył, role prostowników zmieniają się. Sterowanie odbywa się podobnie jak dla przetwornicy Leonarda, a prostowniki odgrywają rolę dwóch zaworów zwrotnych dla różnych kierunków przepływu prądu.

Tak wyglądają podstawowe procesy zachodzące w urządzeniu prostowniczym przeznaczonym do zasilania silnika wyciągowego w układzie Leonarda. W rzeczywistości kilka czynników mniejszej wagi komplikuje nieco proces powyższy. Spadek napięcia w łuku elektrycznym wynoszący dwadzieścia kilka woltów powoduje przy pracy dwóch prostowników w układzie krzyżowym różnicę napięć ich jednakowych biegunów, dochodzącą do wysokości podwójnego spadku napięcia łuku, obniżając dokładność sterowania; ponieważ spadek napięcia łuku jest prawie niezależny od wysokości napięcia roboczego, to wpływ szkodliwy jest tym mniejszy, im wyższe jest napięcie; różnicę napięć można dosyć znacznie obniżyć zmniejszając nieco kąt 180° przesunięcia faz prostowników układu krzyżowego.

Nienadająca się całkowicie usunąć dla dwóch prostowników nierówność napięć wyprostowanych i ich chwilowych wartości wywołuje w układzie prądy wyrównawcze pulsujące, które mogą powodować dodatkowe straty ciepłe; prądy te muszą być zdławione za pomocą dławika przed katodą, tym samym krzywa napięcia zostaje wygładzona. Nadając dławikowi różną indukcyjność można zmieniać w dosyć znacznych granicach charakterystykę prostownika, czyli zależność napięcia od pobieranego prądu, a tym samym i charakterystykę samego napędu, dając mu więcej cech silnika bocznikowego lub szeregowego. Prąd wyrównawczy wynosi normalnie kilka procent prądu normalnego.

Spadek napięcia łuku warunkuje również wysokość strat prostownika; sprawność prostownika wynosi przy 220 V — 90 %, przy 440 V — 94,5 %, przy 1000 V — 97 %. Dla całego jednego przebiegu wyciągu o mocy szczytowej na wale silnika 2000 kW i czasie 83 sek sprawności przetwornicy Leonarda oraz urządzenia prostowniczego dla 250, 500 i 1000 woltów wynoszą kolejno 83, 87 i 90 %.

Współczynnik mocy prostownika spada wraz z obniżeniem wyprostowanego napięcia i wynosi przeciętnie dla całego przebiegu jednego wyciągu tyleż co dla przetwornicy; można go podnieść nieco stosując zaczepy na transformatorze zasilającym.

Przy sterowaniu udarowym łatwo jest osiągać „compoundowanie” prostownika, dodając na rdzeniu transformatora udarowego uzwojenie zasilane prądem stałym proporcjonalnym do prądu roboczego; przyspiesza to lub opóźnia chwilę nasycenia rdzenia transformatora, przesuwa w ten sposób chwilę zapłonu, a tym samym koryguje napięcie prądu wyprostowanego.

Obwód główny prostownika zabezpieczony jest przy katodzie pospiesznym automatycznym wyłącznikiem przetężeniowym, uzwojenie wzbudzenia silnika — bocznikowym oporem ochronnym.

Koszt budowy prostownika zdwojonego jest zbliżony do przetwornicy Leonarda bez koła zamachowego, całkowity koszt eksploatacji i kapitału zwykle nieco niższy od niej, niezawodność ruchu zapewne nieco niższa.

LITERATURA

1. *Philippi W.*: Elektrische Fördermaschinen.
2. Siemens-Schukert. Die Leonard Fördermaschinen der SSW.
3. AEG. Hauptschacht Fördermaschinen.
4. Brown Boveri. Die Gefässförderung.
5. AEG. Machines d'Extraction Electriques.
6. ALSTHOM. Machines d'Extraction Electriques.
7. Metropolitan Vickers. Modern Winding Plant for Single Lift in deep Shafts.
8. General Electric. Electric Equipment for Homestake New Hoist.
9. *Sztwiertnia W.*: Regulatory jazdy i urządzenia bezpieczeństwa elektrycznych maszyn wyciągowych. 1948.
10. *Obrąpalski J.*: Maszyny wyciągowe elektryczne. Wyd. I. 1947. Wyd. II. 1954.
11. *Obrąpalski J.*: Kilka zagadnień przy maszynach wyciągowych. Przegląd Górniczo-Hutniczy, 1927.
12. *Obrąpalski J.*: Wypadki przy maszynach wydobywalnych. Przegląd Górniczo-Hutniczy, 1931.
13. *Szklarski L.*: Obliczenie strat silnika asynchronicznego wyciągowego. Przegląd Elektryczny, 1951.
14. *Szklarski A. P., Herman F. N.*: Rudnicznyje podjomnyje ustanowki, 1947.
15. *Dawydow W. L.*: Raczot i konstruirowanie szachtnych podjomnych maszin.
16. *Morozow D. P.*: Osnowy elektropriwoda. 1950.
17. *Gogolewski Z.*: Napęd elektryczny. 1952.
18. *Jezierski E.*: Maszyny synchroniczne, PWT, Warszawa 1951.
19. *Kosonocki E., Manitus I., Szklarski L., Sztwiertnia W.*: Napędy elektryczne maszyn wyciągowych. PWN, Kraków 1957.

WYDAWNICTWO GÓRNICZO-HUTNICZE

poleca:

BUDRYK W., LESIECKI W., NOWAK J.: Oświetlenie i sygnalizacja. Cz. 1. Oświetlenie wyrobisk. Górnictwo. Tom XIII. Katowice 1956, str. 269, zł. 28,50

CZEKAŃSKI T., MUSZKIET T., RYSZKA J.: Gumowe przenośniki taśmowe w przemyśle węglowym. Katowice 1956, str. 160, zł. 12,10.

DUDEK W., DUDCZAK K.: Sygnalista szybowy. Katowice 1957, str. 76, zł. 4,15

GLUZIŃSKI W.: Elektryfikacja podziemi kopalń. Katowice 1956, str. 510, zł. 53.-

KOTARBA R.: Gospodarka wozami kopalnianymi. Katowice 1957, str. 148, zł. 11.-

KRUPIŃSKI B.: Zasady projektowania kopalń. Katowice 1957, str. 194, zł. 30.-

KUBICZEK T.: Transport kopalniany. Katowice 1957, str. 280, zł. 21,90

KRUPA L.: Wrębiarki wąskoprzodkowe. Katowice 1956, str. 184, zł. 9,90

KOTARBA J.: Obsługa głównych pomp kopalnianych. Katowice 1956, str. 84, zł. 5.-

LESIECKI W., REGULSKI W.: Urabianie złóż. Cz. 3 — Urabianie kombajnami. Górnictwo. Tom V, Katowice 1957, str. 603, zł. 90.-

ORŁOWSKI L.: Budowacz wyrobisk przygotowawczych. Katowice 1956, str. 103, zł. 5,45

POGODA W.: Podsadzkarz. Katowice 1957, str. 88, zł. 4,65

POGODA W.: Tamiarz. Katowice 1957, str. 96, zł. 5.-

SOSNOWSKI P.: Podziemne osadniki wodne w kopalniach. Katowice 1957, str. 177, zł. 19.-

SQBOLEWSKI S.: Kruszarki. Budowa i zastosowanie. Katowice 1957, str. 171, zł. 17.-

SKOWRON L.: Koparki i ich zastosowanie w górnictwie. Katowice 1957, str. 210, zł. 19.-

Do nabycia w Wojewódzkiej Księgarni Technicznej w Katowicach ul. Stanisława 4