

BIULETYN

INSTYTUTU MECHANIZACJI GÓRNICTWA

Rok 3

1955

Nr 3

Badanie urządzeń rozruchowych przenośników górniczych

Mgr inż. Andrzej Grzywak, inż. Stanisław Szyja

(Streszczenie Komunikatu IMG nr 13)

Przenośniki górnicze pracujące w przemyśle węglowym są napędzane za pomocą silników asynchronicznych zwartych sprzęgniętych bez możliwości poślizgu z przekładnią.

Wszelkie niemal prace na temat przenośników ograniczają się do rozpatrzenia zagadnień stanu ustalonej pracy przenośnika.

Zakład Elektryfikacji Instytutu Mechanizacji Górniczej przeprowadził badania mające na celu określenie szeregu wielkości występujących przy rozruchu przenośników górniczych. Zwrócono przy tym uwagę na przyspieszenie taśmy przy rozruchu, warunkujące wielkości sił dynamicznych działających w taśmie oraz na prąd rozruchu, w szczególności na jego wielkość i czas trwania. Trzy te wielkości mają duży wpływ na żywotność taśm oraz na prawidłową pracę urządzeń elektrycznych z podziemiach kopalń.

Badaniom zostały poddane: 1. przenośniki napędzane bezpośrednio przez silnik asynchroniczny zwarty, 2. przenośniki napędzane przez silnik asynchroniczny pierścieniowy z rozrusznikiem termistorowym, 3. przenośniki napędzane przez silnik asynchroniczny zwarty poprzez sprzęgło hydrauliczne.

Rozruch przenośnika taśmowego napędzanego przez silnik asynchroniczny zwarty

Opracowanie rozruchu przenośnika taśmowego sprowadza się do rozwiązania stanu nieustalonego silnika asynchronicznego obciążonego momentem mechanicznym, wynikającym z warunków pracy przenośnika. Analiza matematyczna rozruchu jest niemożliwa bez daleko idących założeń upraszczających.

Założeniem upraszczającym w naszych rozważaniach jest przyjęcie w czasie rozruchu statycznej charakterystyki momentu, określonej wzorem Klossa.

Wychodząc z znanego z mechaniki wzoru

$$M_e - M_m = \frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn}{dt}$$

gdzie

GD^2 — moment zamachowy całego układu ruchomego przeliczony na wał silnika,

M_m — moment mechaniczny wynikający z oporów ruchu przenośnika założony jako stały,

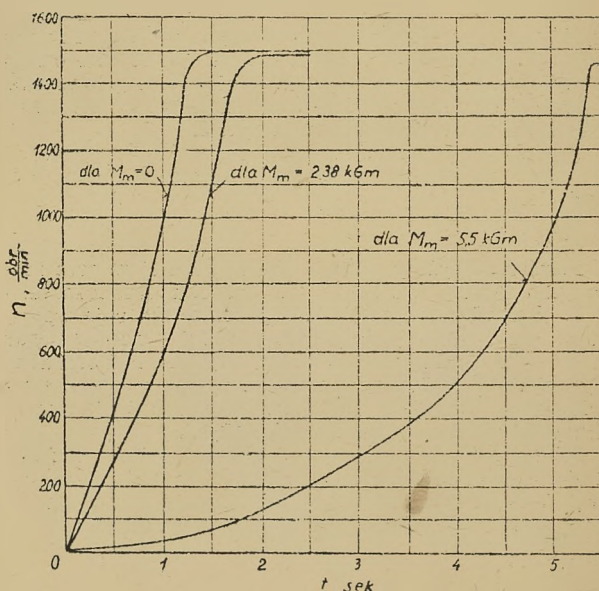
M_e — moment silnika napędzającego przenośnik, i wprowadzając wyżej podane założenia upraszczające wyprowadzono wzór określający zależność czasu od poślizgu silnika asynchronicznego napędzającego przenośnik górniczy.

Na podstawie wyprowadzonego wzoru wykreślono dla poziomego przenośnika taśmowego długości 50 m krzywe przedstawiające obroty silnika asynchronicznego w funkcji czasu (rys. 1).

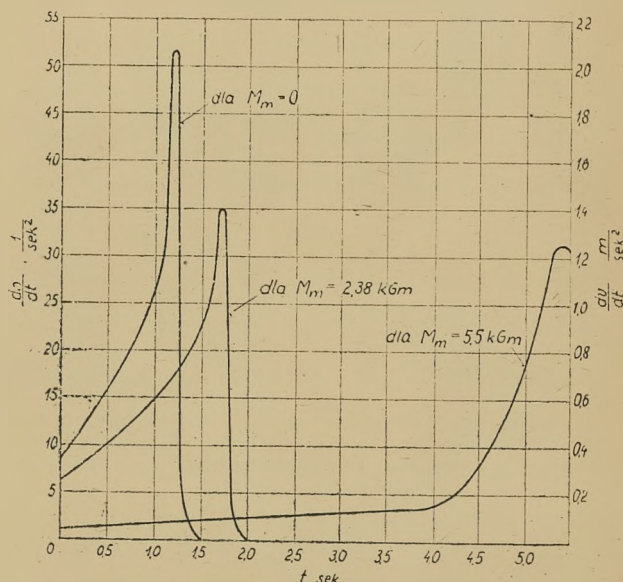
Różniczkując wykreślne krzywe przedstawione na rys. 1 otrzymano zależność $\frac{dn}{dt} = f(t)$. Wykresy podane

na rys. 2 w pewnej skali obrazują zmiany przyspieszenia liniowego taśmy w funkcji czasu przy rozruchu

przenośnika dla różnych obciążeń. Z rys. 2 widzimy, że przez zwiększenie obciążenia przenośnika przyspieszenia w czasie rozruchu maleją.



Rys. 1. Zależność obrotów silnika asynchronicznego napędzającego przenośnik taśmowy od czasu dla różnych obciążeń przenośnika



Rys. 2. Zależność przyspieszenia taśmy przenośnika od czasu dla różnych obciążeń przenośnika

Przy przenośniku obciążonym w pełni ($M_m = 5,5 \text{ kG}$) maksymalne przyspieszenie występuje po upływie czasu około 5,35 sek i wynosi $a = 1,25 \text{ m/sek}^2$. Znając ciężar węgla leżącego na taśmie oraz ciężar taśmy gumowej G można obliczyć siłę dynamiczną F występującą w czasie rozruchu.

$$F = \frac{G}{g} \cdot a \text{ kG}$$

W rozpatrywanym przypadku obliczona na podstawie powyższego wzoru siła dynamiczna wynosi 792 kG.

Przebieg siły dynamicznej w zależności od czasu jest taki sam jak przebieg przyspieszenia.

Stosunkowo żmudne obliczenia doprowadziły do znalezienia w sposób analityczny wielkości sił dynamicznych występujących w czasie rozruchu; siły te są dość znaczne. Dodają się one do sił statycznych i mogą być powodem zerwania taśmy. Należy tu zauważyć, że w naszym przykładzie siła ta jest stosunkowo mała z powodu bardzo małej długości przenośnika.

Po opracowaniu teoretycznej metody analizy rozruchu przenośników taśmowych przystąpiono do pomiarów mających na celu sprawdzenie wyników otrzymanych na drodze teoretycznej.

Przeprowadzono pomiary przy poziomym przenośniku taśmowym o długości 200 m. Za pomocą oscylografu pętlicowego zdjęto charakterystykę $n = f(t)$ przy obciążonym przenośniku. Różniczkując wykreslinię otrzymany oscylogram wyznaczono zależność przyspieszenia kąowego (w innej skali — liniowego) w funkcji czasu. Zależność tą przedstawiono na rys. 3.

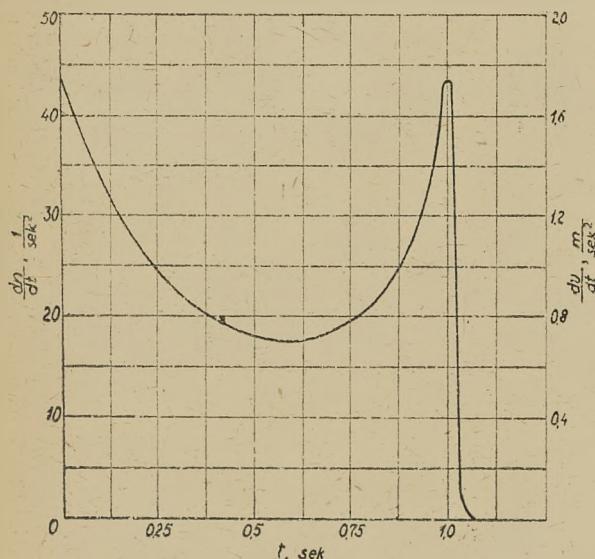
Prowadząc rozważania jak poprzednio określono, że maksymalna siła dynamiczna w czasie rozruchu wynosi

$$F_m = 4390 \text{ kG}$$

Pomiar powyższy potwierdza w pewnej mierze rozważania teoretyczne na temat rozruchu przenośnika.

Przy pomiarze omawianego przenośnika rejestrowano na oscylografie pętlicowym również przebieg prądu rozruchu w funkcji czasu silnika 36 kW. Prąd rozruchu wynosi około 208 A, czas trwania rozruchu według oscylogramu wynosi około 1 sek. Po zakończeniu rozruchu prąd ustala się na wartości 38,4 A.

Jako wniosek końcowy tych rozważań możemy stwierdzić, że metoda matematycznego obliczenia naprężeń dynamicznych taśmy jest słuszną w swoich założeniach. Wartości sił dynamicznych otrzymane tą



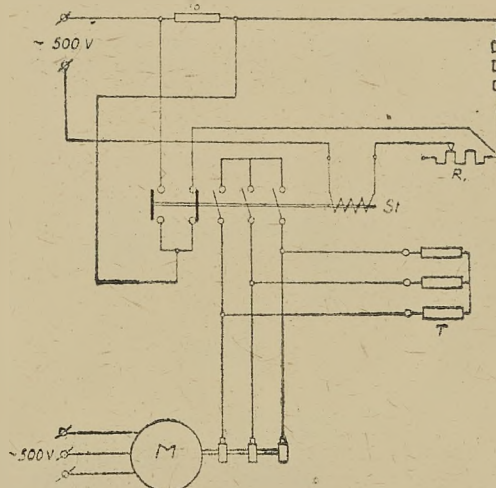
Rys. 3. Zależność przyspieszenia taśmy przenośnika od czasu (krzywa pomiarowa)

metodą są w przybliżeniu zgodne z pomiarami. Należy się jednak liczyć ze znacznymi błędami przy określaniu czasu rozruchu. Powodem tego, jak już było powiedziane, jest niezupełna zgodność charakterystyki wynikającej z wzoru Klossa z charakterystyką silników stosowanych do napędów przenośników taśmowych.

Rozruch przenośnika taśmowego napędzanego przez silnik pierścieniowy z rozrusznikiem termistorowym

Rozrusznik termistorowy to typ rozrusznika samoczynnego, przy którym wykorzystano ujemny współczynnik zmiany oporu półprzewodników z temperaturą. Jako materiału do produkcji elementów rozrusznika termistorowego użyto mieszaniny oznaczonej symbolem C5. Mieszanina ta o składzie 5% tlenku miedzi, 68% tlenku manganu i 27% tlenku niklu posiada następujące własności:

Stosunek oporności przy temperaturze 50° i 150°C dla próbki o grubości 3 mm włącznie z opornością przejścia do elektrod 8,5
Oporność właściwa dla próbki o grubości 3 mm w temperaturze 25°C około 250 Ω cm
Dopuszczalna gęstość prądu 1 A/cm²
Dopuszczalna temperatura pracy 250°C



Rys. 4. Schemat połączenia silnika asynchronicznego pierścieniowego z rozrusznikiem termistorowym

T — elementy termistorowe, M — silnik, St — stycznik, Rr — opornik regulujący, T0 — element termistorowy włączany w szereg z cewką stycznika

Rysunek 4 podaje schemat połączeń rozrusznika i stycznika zawierającego rozrusznik termistorowy po dokonaniu rozruchu. Stycznik jest zaopatrzony w cewkę na napięcie 380 V, która w czasie trwania rozruchu jest połączona szeregowo z elementami termistorowymi, spełniającymi rolę elementu opóźniającego zwarcie pierścieni silnika. Opóźnienie to regulowano za pomocą dodatkowego opornika R.

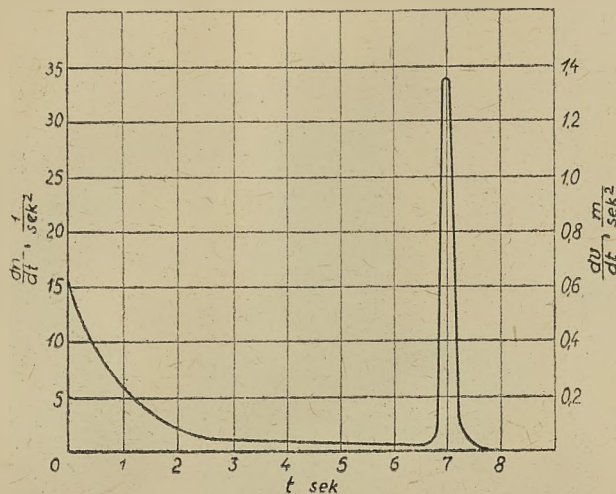
Ze względu na stosunkowo dużą oporność właściwą stosowanego materiału, opór dobranego w ten sposób rozrusznika jest w stanie zimnym przeważnie za duży i powoduje zbyt duże nachylenie charakterystyki momentu obrotowego w kierunku większych poślizgów. Przy dużym momencie obciążenia moment rozruchowy może być wtedy za mały dla natychmiastowego uruchomienia silnika. Jeżeli weźmiemy jednak pod uwagę duże nachylenie charakterystyki cieplnej $R = f\left(\frac{1}{T}\right)$ materiału C-5 przy niższych temperaturach, to

widzimy, że w pierwszej chwili rozruchu, nawet przy niewielkim nagrzaniu oporów termistorowych, charakterystyka momentu będzie się przesuwiała z powrotem powodując wzrost momentu rozruchowego oraz stopniowy wzrost przyspieszenia silnika. W efekcie otrzymamy tylko minimalne opóźnienie rozruchu. Ma to natomiast tę zaletę, że charakterystyka momentu obrotowego silnika, powracając do położenia pracy ustalonej (na skutek nagrzewania się termistorów) musi przejść swoim maksimum przez punkt odpowiadający poślizgowi $s = 1$. Pozwala to na dokonanie rozruchu nawet w bardzo ciężkich warunkach, o ile moment hamujący nie przekracza momentu maksymalnego (utyku) silnika.

Właściwości elektromechaniczne napędu przy zastosowaniu silnika pierścieniowego z rozrusznikiem termistorowym zbadano przy przenośniku taśmowym o długości 200 m, pracującym po wzniosie około 3°.

W czasie rozruchu przenośnika oscylografowano przebiegi $J_1 = f(t)$, $J_2 = f(t)$, $U_2 = f(t)$ oraz $n = f(t)$. Prąd rozruchowy dochodził w czasie rozruchu do 92 A czyli wynosił tylko 2,17 prądu znamionowego. Obciążenie elementów termistorowych wynosiło 4,7 A (dop. 5 A), zaś czas trwania rozruchu 9,22 sek. Rozruch przebiegał bardzo płynnie, a tylko w chwili zwarcia pierścieni nastąpił szybszy wzrost obrotów i krótkotrwałe uderzenia prądu.

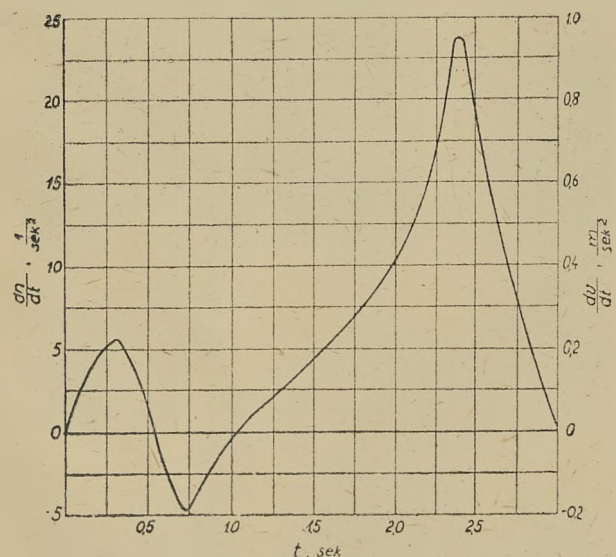
Przez różniczkowanie wykresów krzywej $n = f(t)$ otrzymano zależność przyspieszenia w funkcji czasu przedstawioną na rys. 5. Maksymalne przyspieszenie wystąpiło tu w chwili zwarcia pierścieni. Siła dynamiczna występująca wtedy w taśmie wynosiła około 3380 kG.



Rys. 5. Zależności przyspieszenia taśmy od czasu przy napędzie przenośnika przez silnik pierścieniowy z rozrusznikiem termistorowym

Rozruch przenośnika taśmowego napędzonego silnikiem zwartym poprzez sprzęgło hydrauliczne

Najprostszy typ sprzęgła hydraulicznego składa się z koła pompowego, koła turbinowego i czaszy ochroniającej, przy czym koło pompowe jest sztywno połączone z czaszą i tworzy z nią korpus sprzęgła, koło pompowe łączy się z silnikiem, koło turbinowe z maszyną napędzaną.



Rys. 6. Zależność przyspieszenia taśmy od czasu przy napędzie przenośnika poprzez sprzęgło hydrauliczne

Pomiary przenośnika ze sprzęgiem hydraulicznym najprostszej konstrukcji były przeprowadzone na stoisku pomiarowym Głównego Instytutu Górnicztwa.

Podobnie jak poprzednio mierzono i rejestrowano w czasie rozruchu obroty wału napędzanego i prąd silnika. Obciążenie przenośnika wynosiło 20 kW. Rozruch trwał około 3 sek, przy czym prąd rozruchu dochodził do 222 A.

Na podstawie oscylogramu $n_2 = f(t)$ przez różniczkowanie wykresów otrzymano krzywe przyspieszenia w funkcji czasu (rys. 6). Maksymalne przyspieszenie przy rozruchu wynosiło $0,94 \frac{m}{\text{sek}^2}$ i wystąpiło po 2,4 sek od czasu włączenia silnika.

Wnioski

Wykonane pomiary pozwoliły na porównanie trzech sposobów napędu.

Opierając się na wynikach przeprowadzonych badań można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Przy napędzie przenośników przez silnik asynchroniczny zwarty sprzęgnięty bez możliwości poślizgu z przekładnią występują w czasie rozruchu znaczne siły dynamiczne. Siły te w wielu przypadkach mogą być powodem zerwania taśm. Prąd rozruchowy jest tu znaczny, lecz czas jego trwania, o ile moment rozruchowy jest wystarczający, jest stosunkowo krótki (około 1 sek).

2. Najkorzystniejszym rozwiązaniem spośród zbadanych przez nas pod względem elektrycznym jest zastosowanie do napędu przenośników silnika pierścieniowego z rozrusznikiem termistorowym. Prąd rozruchu w tym przypadku nie przekracza na ogół dwukrotnej wartości prądu nominalnego (o ile rozruch nie odbywał się przy bardzo nagranych termistorach). Dalszą zaletą napędu z rozrusznikiem termistorowym jest możliwość rozruchu przy maksymalnym momencie silnika. Pozwala to na ograniczenie mocy silników obecnie przewymiarowywanych ze względu na moment rozruchowy. Ta zaleta jest szczególnie cenna jeśli chodzi o napęd przenośników pancernych, gdzie wymagany jest znaczny moment rozruchowy. Stosowanie rozruszników termistorowych przy przenośnikach pancernych ze względu na ograniczoną częstość łączeń rozrusznika (maksimum do 10 na godz) jest trudne. Wymagałoby to bowiem zastosowania specjalnego zabezpieczenia, które by uniemożliwiło załączenie silnika przy nagrzanym rozruszniku termistorowym.

Wadą napędu przenośnika przy użyciu rozrusznika termistorowego jest występowanie znacznego przyspieszenia taśmy w momencie zwierania pierścieni. Można będzie tego uniknąć, o ile uda się uzyskać materiał do produkcji termistorów o większym ujemnym współczynniku zmiany oporu z temperaturą przy jednoczesnym zmniejszeniu oporności właściwej.

3. Z przeprowadzonych pomiarów rozruchu przenośnika poprzez sprzęgło hydrauliczne widzimy, że ze względu na występujące siły ten sposób rozruchu jest najkorzystniejszy. Przyspieszenie liniowe taśmy przy rozruchu wypadają tu najmniejsze. Rozruch przenośnika poprzez sprzęgło hydrauliczne jest jednak ze względów elektrycznych bardzo niekorzystny.

Badane sprzęgło hydrauliczne posiadało bardzo duży moment zamachowy GD^2 , który utrudniał rozruch silnika asynchronicznego. Prąd rozruchu bliski prądowi zwarcia trwał przez kilka sekund (w naszym przypadku 3 sek).

Po przeprowadzeniu opisanych badań nasuwa się wniosek, że do napędu przenośników bardzo długich pracujących po upadzie, korzystnie byłoby stosować silniki pierścieniowe z rozrusznikiem termistorowym. Dla normalnej pracy takiego przenośnika wystarcza stosunkowo nieduży moment obrotowy, który zmienia się nieznacznie z obciążeniem przenośnika. Ze względu jednak na duży GD^2 całego przenośnika wymagany moment rozruchowy jest tu znaczny.

Średnie i krótkie przenośniki pracujące pod górę (taśmowe, zgrzeblowe, stalowo-członowe), w których moment zmienia się w szerokich granicach i z tego względu silnik musi mieć nadmiar mocy, należałoby zaopatrzyć w sprzęgła hydrauliczne. Rozruch takich



przenośników napędzanych silnikiem zwartym, sprzężonym z przekładnią bez możliwości poślizgu jest w niekorzystnych warunkach bardzo trudny i musi być wielokrotnie powtarzany. Wynikające z tego kolejne uderzenia prądu rozruchowego są bardziej szkodliwe dla sieci i silnika niż jednorazowe, nieco dłuższe obciążenie

prądem rozruchowym przy zastosowaniu sprzęgła hydraulicznego.

Dla przenośników o średniej długości i obciążeniu zmiennym w węższych granicach na razie najwłaściwszym rozwiązaniem wydaje się silnik zwarty bezpośrednio napędzający przenośnik.

Objemki klinowe do obudowy chodnikowej typu ŁP

Mgr inż. Leonard Pluta

Objemki obecnie używane do łączenia poszczególnych łuków podatnych posiadają szereg stron ujemnych pod względem wykonawstwa, zastosowania w ruchu jak również i bezpieczeństwa.

Objemka stosowana obecnie składa się z następujących czterech części: strzemień z dwoma nagwintowanymi końcami, dwie nakrętki oraz łubek z dwoma otworami. Z punktu widzenia produkcji masowej takie wykonanie jest pracochłonne i kosztowne.

Zastosowanie w ruchu tego typu objemki jest bardzo płopotliwe. Zachodzi częste dekompletowanie całości przez zagubienie poszczególnych części lub ich mylnie skierowanie do dwóch różnych oddziałów. Wpływa to w dużym stopniu na wzrost zapotrzebowania tych elementów, nieodzownych w ruchu dołowym.

Dalszym kłopotem jest konieczność zastosowania do dokręcania nakrętek kluczy maszynowych, których brak odczuwa się w ruchu dołowym. Zamocowanie złącza jest dlatego wykonywane często niestarannie.

I tak spotyka się zestawy obudowy, w których nakrętki zamocowane są tylko na kilku zwojach gwintu. Przy pracy obudowy następuje ścinanie gwintu oraz wyrzucenie nakrętki z dużą siłą, co może skończyć się wypadkiem.

Również współpraca z górotworem poszczególnych zestawów obudowy, przy różnym docisku objemek śrubowych, jest bardzo niekorzystna.

W celu uniknięcia tych stron ujemnych pod względem wykonawstwa, zastosowania w ruchu jak również bezpieczeństwa zaproponowano zastosowanie objemek klinowych.

Objemka tego typu składa się tylko z dwóch części a to ze strzemienia oraz klina z blachy stalowej.

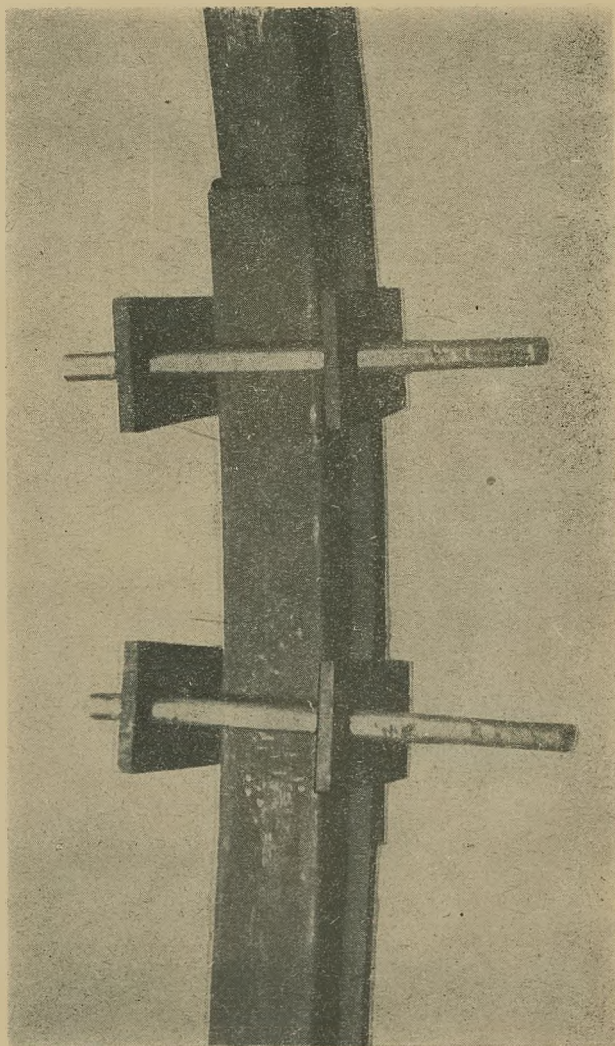
Wykonano kilka typów objemek klinowych przy czym uwzględniono strzemiona z płaskowników z wyciętymi otworami (rys. 1) oraz strzemiona z wyginanych prętów okrągłych. Celem wprowadzenia zmian w konstrukcji objemek było uzyskanie najbardziej korzystnej pracy złącza przy jak najmniejszym wkładzie robocznym i materiału w procesie produkcyjnym oraz użytkowaniu tych złącz.

Przy zastosowaniu objemek klinowych uproszczona zostaje do minimum praca zamocowania objemki przy stawianiu obudowy. Zamocowanie jednej objemki redukuje się do jednej bądź też dwóch minut w przeciwieństwie do 10 ÷ 15 minut wymaganych przy objemkach śrubowych. Do zabudowania nie są potrzebne narzędzia specjalne a wykorzystuje się narzędzia przodkowe jak kilof, siekiera lub młot.

Objemka nowego typu nie grozi również wypadkiem w przypadku jej zniszczenia jak to miało bardzo często miejsce przy objemkach śrubowych.

Rozpatrując pracę objemki śrubowej oraz klinowej należy zaznaczyć, że objemka śrubowa nie zapewniała równomiernego wgniotu poszczególnych łuków w siebie, gdyż dokręcana jednostronnie pracowała również jednostronnie. Umacniając złącze za pomocą klina, dolegającego całym swym grzbietem do zewnętrznego korytka łuku podatnego, zapewnia się równomierny wgniot obu korytek w siebie.

Przed wyprodukowaniem serii próbnej zostały przeprowadzone wstępne badania laboratoryjne podporności złącza przy zastosowaniu objemek śrubowych oraz klinowych. Wypadły one dodatnio przy czym podporność z zastosowaniem objemek klinowych była o około 30 % wyższa.



Rys. 1. Złącze ŁP z objemką klinową

Seria prototypowa wykonana została przez Chorzowskie Warsztaty Naprawcze. Próby w warunkach dołowych rozpoczęto w kopalni Polska przez zastosowanie serii prototypowej przy obudowie 50 m chodnika wentylacyjnego w pokładzie 510.

