

PRZEGŁAD GÓRNICZY

ČZASOPISMO NAUKOWO TECHNICZNE
POŚWIĘCONE ZAGADNIENIOM GÓRNICTWA

M I E S I E C Z N I K

Nr 7-8 (690-91)

LIPIEC-SIERPIEN 1955

Tom XI (XLII)



WYDAWNICTWO GÓRNICZO-HUTNICZE
STALINOGRÓD

TREŚĆ

1. W święto Odrodzenia	241
2. Doc. mgr inż. Andrzej Battaglia: Hydrocyklony w przeróbce węgla polskich	242
3. Doc. mgr inż. Jan Zyzak: Wybieranie ścianową metodą IMG	251
4. Doc. mgr inż. Tadeusz Kubiczek: Pierwsze doświadczenia z przegubnymi stropnicami członowymi	253
5. Mgr inż. Kursa i mgr inż. Józef Miksa: Obudowa betonowa szybów wykonywana sposobem ślizgowym	256
6. Mgr inż. Andrzej Lisowski: Uwagi o projektowaniu urządzeń podszadkowych	260
7. Mgr inż. Romuald Elsak: Szerokość ścian a wydajność węglowa	269
8. Mgr inż. Leonard Pluta: Stropnice członowe w wyrobiskach ścianowych	272
9. Mgr inż. Florian Zajdel: Polskie normy górnicze	276
10. Mgr inż. Bronisław Zyska: Nowy impregnat przeciwgrzybowy dla kopalniaków	280
11. Mgr inż. Zygmunt Kawecki i mgr inż. Juliusz Stachurski: Badania nad tarciem liny o wykładziny kół pędnych	282
12. Mgr inż. Antoni Jezioro: Znormalizowane zawiesie liny górnej	288
13. Mgr inż. Karol Czerner: Maszyny górnicze pracujące na zasadach koła pędnego	292
14. Mgr inż. Kazimierz Szablowski: Przekładnie hydrokinetyczne	297
15. Mgr inż. Zygmunt Szarafiński: Rola odwadniaczy w procesie wzbogacania	300
16. Mgr inż. Zbigniew Moroń: Nowy projekt łaźni kopalnianej	304
17. PRZEGLĄD ZAGRANICZNY	309
18. PRZEGLĄD DOUMENTACYJNY GÓRNICTWA	
19. BIULETYN INSTYTUTU MECHANIZACJI GÓRNICTWA	

СОДЕРЖАНИЕ

1. В праздник Возрождения	241
2. Доц. mgr инж. А. Баттаглия: Гидроциклоны в обогащении польских углей	242
3. Доц. mgr инж. Я. Зызак: Сплошная выемка по методу Института Механизации Горного Дела	251
4. Доц. mgr инж. Т. Кубичек: Первые опыты с шарнирными звеньевыми перекладами	253
5. Mgr инж. Е. Курса и Ю. Микса: Бетонная крепь стволов, воздвигаемая способом скольжения	256
6. Mgr инж. А. Лисевски: Заметки о проектировании закладочных установок	260
7. Mgr инж. Р. Эльшак: Длина лав а производительность по углю	269
8. Mgr инж. Л. Плюта: Звеньевые переклады в лонгвольных выработках	272
9. Mgr инж. Ф. Зайдель: Польские горные нормы	276
10. Mgr инж. Б. Зыска: Новая противогрибная пропитка для крепежного леса	280
11. Mgr инж. З. Кавецки, mgr инж. Ю. Стахурски: Исследования трения каната а футеровку приводных калес	282
12. Mgr инж. А. Езёро: Нормализованные подвески верхнего каната	288
13. Mgr инж. К. Чернер: Горные машины, работающие по принципу приводного колеса	292
14. Mgr инж. К. Шаблёвски: Гидрокинетические передачи	297
15. Mgr инж. З. Шарафиньски: Роль дегидраторов в процессе обогащения	300
16. Mgr инж. З. Моронь: Новый проект шахтисей бани	304
17. ИНОСТРАННОЕ ОБОЗРЕНИЕ	309
18. ОБЗОР ДОКУМЕНТАЦИИ ГОРНОГО ДЕЛА	
19. БЮЛЛЕТЕНЬ ИНСТИТУТА МЕХАНИЗАЦИИ ГОРНОГО ДЕЛА	

Spis treści w języku angielskim i francuskim na trzeciej stronie okładki.

Adres Redakcji i Administracji: Stalinogród, ul. Stawowa 19, tel.: 324-44

Warunki prenumeraty: Abonament: opłata normalna rocznie zł 108. Cena podwójnego zeszytu zł 18.
Centrala Kolportażu Prasy i Wydawnictw „Ruch”, Warszawa, Srebrna 12. Konto PKO Warszawa 1-6-100020.

Format A4

Ark. druku 11. Papier druk. sat. kl. V. 61×86 cm 60 g/m²

Nakład 2750 egz.

Nr zamówienia 2888 z dnia 30. V. 1955 r. Druk zakończono w lipcu 1955 r.

R-6-3221

Drukarnia: Robotnicza Spółdzielnia Wydawnicza „Prasa”, Stalinogród, ul. Opolska 22.

PRZEGLĄD GÓRNICZY

MIESIĘCZNIK

Nr 7-8 (690-91)

Lipiec-Sierpień 1955 r.

Tom XI (XLII)

W ŚWIĘTO ODRODZENIA

Obecna jedenasta rocznica Manifestu Lipcowego przypada na okres szczególnego zagęszczenia zdarzeń o historycznym znaczeniu. Przyszły historyk nazwie rok 1955 rokiem ofensywy pokoju. Najważniejszymi momentami tej ofensywy jest zawarcie przez 8 europejskich państw demokracji ludowej przy poparciu Chińskiej Republiki Ludowej układu warszawskiego, poza tym rozmowy belgradzkie zakończone wspólną deklaracją rządów ZSRR i Ludowej Federacyjnej Republiki Jugosławii o znormlizowaniu stosunków i zacieśnieniu współpracy radziecko-jugosłowiańskiej oraz nota radziecka do rządu Niemieckiej Republiki Federalnej w sprawie nawiązania stosunków dyplomatycznych, gospodarczych i kulturalnych.

Układ warszawski stworzył silny blok obronny państw miłujących pokój, który unaocznia imperialistycznym militarystom, że wszelkie próby awantur wojennych muszą się skończyć dla jej inicjatorów nieuchronną klęską. Porozumienie z Jugosławią i nota do Niemieckiej Republiki Federalnej usuwają zarzewia konfliktów międzynarodowych hodowane troskliwie przez kapitalistycznych podżegaczy wojennych i pozbawiają ich baz wypadowych do planowanej agresji przeciw państwom demokracji ludowej. Niezwykle ważna dla rozładowania napięcia międzynarodowego będzie niewątpliwie zwolana na 18 lipca na wniosek Związku Radzieckiego konferencja czterech mocarstw: ZSRR, USA, Anglii i Francji. Te sukcesy obozu pokoju odniesione pod przewodnictwem Związku Radzieckiego nakładają na nas poważne obowiązki.

Podstawą ich trwałości jest bowiem stale wzrastający potencjał gospodarczy wszystkich narodów miłujących pokój. Wysoki potencjał gospodarczy jest bowiem nie tylko fundamentem ich siły obronnej, lecz również wzmacnia wobec wielu państw kapitalistycznych atrakcyjność pokojowych stosunków gospodarczych z nimi i przez to osłabia lub wręcz niweczy działanie hasel odwetowych i zaborczych, którymi imperialiści chcą zwabić te państwa do udziału w swych planach rozpętania nowej wojny światowej.

W tej sytuacji sprawa podniesienia produkcji i jakości polskiego węgla nabiera szczególnej wagi, gdyż węgiel ciągle jeszcze jest podstawą

wszystkich innych gałęzi przemysłu, Polska zaś pod względem posiadanych zasobów, wydobycia węgla jest jednym z najpoważniejszych producentów świata. Pod względem zasobów, zajmuje siódme miejsce w świecie a trzecie w Europie po Związku Radzieckim i Anglii, pod względem natomiast wydobycia zajmuje trzecie miejsce w Europie i piąte w świecie.

Jedenasta rocznica Manifestu Lipcowego zastaje nas w ostatnim roku planu 6-letniego, którego wykonanie wysunie Polskę na czoło najbardziej uprzemysłowionych państw Europy.

Dlatego też najpilniejszym, najbardziej operatywnym zadaniem polskiego górnictwa jest wykonanie i przekroczenie zadań produkcyjnych przez ten plan wyznaczonych. Jednakże nie na tym koniec. Cała aktywność górników, a zwłaszcza inżynierów i techników powinna zmierzać do osiągnięcia takiej wydajności pracy i jakości produkcji oraz takiego obniżenia jej kosztów, które by mogły wyznaczyć górnictwu w ramach przyszłego planu 5-letniego zadania, a których realizacja przesunęłaby Polskę jeszcze dalej ku przodowi w tabeli czołowych producentów węgla kamiennego. Realność takich założeń wynika z szeregu korzystnych właściwości naszych zasobów węgla, jak ich bogaty asortyment, znaczna średnia grubość pokładów wynosząca około 3 m i mniejsza niż w innych zagłębiach głębokość ich zalegania, co wzmacnia wydajność na robotnika oraz obniża zużycie stali i drewna.

Kierunki tych wysiłków wytyczyło nam III Plenum KC PZPR oraz odbyty w dniu 21 maja br. Zlot przodujących górników inżynierów i techników przemysłu węglowego. Są nimi:

1. Zwiększenie wydobycia przez osiągnięcie jak największej ilości cykli w ścianach, jak najkorzystniejszej głębokości wrębu w ścianach i chodnikach, zwiększenie wydobycia w zabierkach i największy postęp robót szybowych, przekopów i chodników węglowych.

2. Jak najpełniejsze wykorzystanie posiadanych maszyn i urządzeń oraz wprowadzanie coraz wszechstronniejszej mechanizacji oraz automatyzacji wydobycia i transportu.

3. Zwiększenie wydajności pracy przez rozwój nowych form współzawodnictwa pracy oraz ruchu racjonalizacji i wynalazczości.

4. Poprawa jakości produkcji wszelkimi środkami, a zwłaszcza przez wstępne wzbogacanie węgla w przodku.

5. Zwiększenie bezpieczeństwa i higieny pracy.

6. Jak największe obniżenie kosztów własnych.

Wysiłki te powinny oczywiście objąć wszystkich pracowników przemysłu węglowego, szczególnie jednak odpowiedzialność spada na inżynierów i techników jako oficerów produkcji, w których ręku leży opracowanie odpowiednich planów strategicznych i taktycznych w tej wielkiej walce o rolę polskiego węgla w gospodarce światowej.

Rocznica Manifestu Lipcowego będącego początkiem rewolucji socjalistycznej w Polsce, która doprowadziła przemysł polski a z nim również polskie górnictwo do tak wspaniałego rozkwitu powinna stać się dla nas okazją do gruntownego przemyślenia jak najskuteczniejszych środków do osiągnięcia we wspomnianej walce pełnego zwycięstwa.

Powinniśmy pamiętać, że podniesienie produkcji węgla przy jednoczesnej obniżce kosztów własnych nie tylko wpływa na rozwój gospodarki krajowej i nie tylko przyczyni się do podniesienia stopy życiowej ludzi pracy miast i wsi, lecz jest również ważnym środkiem do utrwalenia pokoju międzynarodowego.

622.755.4

HYDROCYKLONY W PRZERÓBCE WĘGLI POLSKICH

Doc. mgr inż. Andrzej Battaglia

Treść: Ograniczona wielkość siły ciężkości powoduje znaczne rozmiary urządzeń do mokrej przeróbki ziarn drobnych. Hydrocyklony wykorzystują w miejsce siły ciężkości siłę odśrodkową w sposób, który jest poglądowo podany. Opisano konstrukcję hydrocyklonów polskich i wzory do obliczania ich charakterystycznych danych. Podano program dalszych prac nad zagadnieniami konstrukcyjnymi. Przedstawiono w skrócie wyniki badań nad zastosowaniem hydrocyklonów jako klarowników, zageszczalników i jako wzbogacalników do mułu zanieczyszczonego piaskiem. Nakreślono schematy instalacji hydrocyklonowych. Przeprowadzono porównania hydrocyklonów z urządzeniami dotychczas stosowanymi. Podano dotychczasowe osiągnięcia we wprowadzaniu hydrocyklonów na skalę przemysłową i wymieniono zagadnienia, od których rozwiązania zależy przyspieszenie ich wprowadzania.

1. Działanie i konstrukcja

Rola siły odśrodkowej w przeróbce materiałów drobnoziarnistych

Większość mokrych procesów przeróbczych opiera się na działaniu siły ciężkości. Wszystkie te procesy wykorzystują zjawisko polegające na tym, że ziarna ciała stałego zanurzone w cieczy opadają w niej z tym większą prędkością im większą jest ich masa, a z tym mniejszą im większa jest powierzchnia ich przekroju.

Ponieważ ze zmniejszaniem się wielkości ziarna masa maleje proporcjonalnie do trzeciej potęgi jego średnicy, a powierzchnia tylko proporcjonalnie do drugiej potęgi, zatem w miarę zmniejszania się wielkości ziarna, jego opadanie w wodzie staje się coraz wolniejsze.

Prędkość opadania ziaren drobnych, w rzeczywistych warunkach procesów przemysłowych, ulega ponadto dalszemu zmniejszeniu w związku z powiększaniem się efektywnej lepkości zawiesiny w miarę zwiększania się jej zagęszczenia i zmniejszania się wymiaru ziaren wchodzących w jej skład.

Wskutek małej prędkości opadania drobnych ziaren aparatura, w której poddawane są one wzbogacaniu grawitacyjnemu, klasyfikacji lub osadzaniu, musi posiadać dużą powierzchnię. Wielkość tej powierzchni jest bowiem odwrotnie proporcjonalna do prędkości opadania ziaren.

Dla zwiększenia prędkości poruszania się drobnych ziaren w cieczy, co umożliwiłoby zmniejszenie wymiarów urządzeń, konieczne było zastąpienie siły ciężkości, wyznaczonej przez masę ziarna i wielkość przyspieszenia ziemskiego inną siłą, której wielkość nie byłaby ograniczoną.

Ponieważ masa ziarna jest wielkością stałą w tym rozważaniu, należało zatem zastąpić przyspieszenie ziemskie innym przyspieszeniem o nie ograniczonej z góry wielkości.

Możliwości takich dostarczył ruch obrotowy cieczy, przy którym na ziarna krążące wraz z cieczą oddziałuje siła odśrodkowa.

Wielkość przyspieszenia radialnego przy ruchu obrotowym wynosi

$$a = \frac{v_t^2}{r}$$

gdzie

v_t — prędkość krążenia (prędkość styczna),

r — promień krążenia (odległość ziarna od osi obrotu),

a zatem jest zależna tylko od prędkości krążenia i odległości ziarna od osi obrotu, czyli może być dowolnie zwiększana.

Jak proste obliczenia wskazują przy stosunkowo niewielkich prędkościach krążenia i małych wymiarach aparatury (małych r) można osiągnąć przyspieszenia wielokrotnie wyższe niż przyspieszenie ziemskie.

Zasada działania hydrocyklonów

Zasada zastosowania siły odśrodkowej do procesów polegających na ruchu względnym ziaren w stosunku do ośrodka, w którym są zanurzone, była co prawda znana od dawna, ale praktyczne jej wykorzystanie ograniczało się jedynie do urządzeń z wirującym naczyń (wirówki) oraz do urządzeń przeznaczonych do zawieszania ciał stałych w gazach (cyklony).

Dopiero ostatnie dziesiątki lat są świadkami rozwoju tzw. hydrocyklonów, w których krążąca pod ciśnieniem zawiesina ulega rozbiciu bądź to na fazę stałą i ciekłą, bądź też w których w obecności cieczy ciężkiej, następuje rozdział ziarn fazy stałej według ciężaru właściwego. W aparatach tych osiąga się przyspieszenia dochodzące do 2000-krotnej wartości przyspieszenia ziemskiego.

Hydrocyklon przedstawiony na rys. 1 w swojej najprostszej formie, składa się z dyszy wlotowej *a*, naczynia stożkowego *b*, elementu centralnego *c* oraz wylotu dolnego *d*.

Zawiesina części stałych w wodzie wprowadzana pod ciśnieniem do aparatu, wskutek stycznego do obwodu umieszczenia dyszy wlotowej *a*, zostaje wprawiona w ruch po spirali, której osią jest oś pionowa hydrocyklonu.

Spirala opisywana przez cząstkę wody jest kształtu bardzo złożonego. Zwoje jej zacieśniają się początkowo stosunkowo wolno, przesuując się równocześnie w dół. Po znalezieniu się jednak cząstki na pewnym promieniu, który nazywać będziemy r_0 , tor zakrzywia się ku górze, a zwoje spirali dążącej teraz do wylotu górnego, w miarę zbliżania się do niego, stają się coraz bardziej zagęszczone.

Mniej więcej w osi hydrocyklonu, powstaje w przybliżeniu pionowe jądro powietrzne, łączące oba wyloty, którego średnica zmienia się zależnie od ciśnienia wody oraz stopnia zadławienia wylotów.

Oprócz wypływu przez otwór górny istnieje również wypływ przez towór dolny, któremu podlega ta część zawiesiny, która porusza się w pobliżu poboczniczy stożka.

Schematyczny rysunek torów dwu cząstek zawiesiny, z których jedna opuszcza hydrocyklon przez otwór górny a druga przez dolny, pokazano na rys. 2.

O tym jaka część zawiesiny wypływa przez otwór górny a jaka przez dolny, decyduje stosunek wielkości obu tych otworów, wpływający na wielkość średniego promienia r_0 .

Przy krążeniu cieczy idealnej w naczyniu zasilanym stycznie i z odpływem umieszczonym centralnie zachodzi równość

$$v_t \cdot r = C_0$$

gdzie C_0 oznacza pewną stałą.

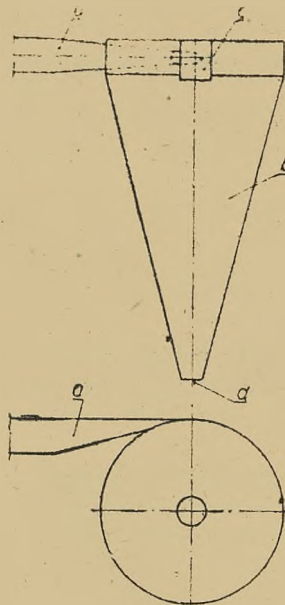
Podstawiając wyliczoną z tego równania wartość v_t w podany poprzednio wzór na przyspieszenie oraz uwzględniając związek ogólny między przyspieszeniem a siłą odśrodkową, otrzymuje się zależność pomiędzy wielkością siły odśrodkowej, działającej na ziarno o masie m poruszające się z wodą a położeniem ziarna

$$P_0 = m \cdot \frac{C_0^2}{r^3} = \frac{K_0}{r^3}$$

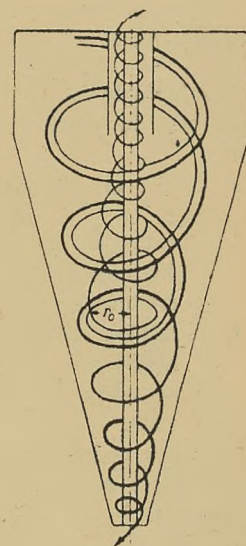
Ziarno jest równocześnie poddane działaniu siły unoszenia wody, która jest skierowana dośrodkowo. Wielkość tej siły P_d , która może być w przybliżeniu obliczona ogólnie wzorem Stoksa, jest wprost proporcjonalna do prędkości dośrodkowej (radialnej) cieczy. Prędkość ta jest odwrotnie proporcjonalna do odległości r od osi, a zatem

$$P_d = \frac{K_d}{r}$$

Skutki działania na ziarno układu sił złożonego z P_0 i P_d można najłatwiej wyjaśnić graficznie porównując ze sobą rys. 2 i rys. 3. Ziarna wpadające wraz z cieczą są unoszone ku środkowi cyklonu tak długo, jak długo siła dośrodkowa jest większa od siły odśrodkowej. Obie te siły wzrastają w miarę przybliżania się ziarna do

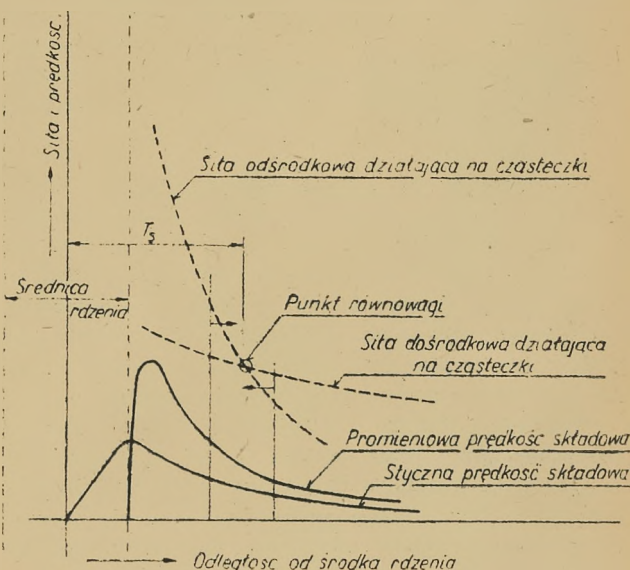


Rys. 1. Schemat hydrocyklonu



Rys. 2. Tory przepływu przez hydrocyklon

osi krążenia, ale wzrost siły odśrodkowej jest większy (odwrotnie proporcjonalny do trzeciej potęgi odległości), niż siły dośrodkowej (odwrotnie proporcjonalny do pierwszej potęgi odległości). Gdy ziarno osiągnie pewne położenie, w którym występuje równowaga obu sił,



Rys. 3. Wykres sił i prędkości w hydrocyklonie (wg Driessena)

przestaje posuwać się do środka lub na zewnątrz, a zatem krąży na pewnym promieniu r_s , który jak można wykazać jest zależny od wielkości ziarna i jego ciężaru właściwego.

Jeżeli $r_s < r_0$, wówczas ziarno wypłynie z hydrocyklonu wraz z wodą przez otwór górny, jeżeli zaś $r_s > r_0$ zostanie ono wydalone na zewnątrz w produkcie zagęszczonym przez otwór dolny.

Ta analiza zjawisk wprowadzi znacznie uproszczona, ale zato łatwo zrozumiała, wyjaśnia, że hydrocyklon jest w istocie klasyfikatorem o niezwyklej prędkości działania. Podobnie jak inne klasyfikatory może on, przy zachowaniu pewnych warunków, być używany do klarowania wód płuczkowych, zagęszczania mułów oraz wzbogacania grawitacyjnego.

Wydaźność, ziarno graniczne, dokładność podziału

Wydaźność hydrocyklonu została wyznaczona przez Dahlstroma na drodze pół empirycznej. Otrzymał on wzór

$$Q_{nom} = K_1 \cdot (e \cdot w)^{0,9} \cdot \sqrt{H}$$

We wzorze tym przyjęto następujące oznaczenia:

e — średnica dyszy wlotowej, cm

w — średnica wylotu górnego, cm

H — spadek ciśnienia między wlotem a wylotami hydrocyklonu (nadciśnienie we wlocie do hydrocyklonu), m słupa wody

K_1 — stała.

Wzór ten podaje nominalną wydaźność aparatu tj. jego zdolność przepustową dla czystej wody. Gdy Q wyrażono w l/min, wówczas wartości K_1 zależnie od wysokości i średnicy stożka, leżą w granicach pomiędzy 8 i 10.

Kiedy wylot dyszy ma przekrój prostokątny, jako wartość e , zamiast średnicy wstawiać należy w powyższy wzór wymiar równoważny

$$e = \sqrt{\frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi}}$$

w przypadku kilku dysz wlotowych (patrz dalej).

$$e = \sqrt{i \cdot \frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi}}$$

We wzorach tych:

a — wysokość dyszy,

b — szerokość dyszy,

i — ilość dysz.

W przypadku, dla którego słuszny jest wzór Dahlstroma tj. dla czystej wody, wielkość otworu dolnego nie odgrywa roli gdy stosunek jego do otworu górnego jest mniejszy od 1. Przy przepuszczaniu przez hydrocyklon zawieszin części stałych, wielkość otworu dolnego ma pewien wpływ na wydaźność hydrocyklonu, ale wpływ ten w granicach stosowanych zagęszczeń nadawy może być pominięty bez znacznego błędu.

Ważniejsze jest, że jak wykazały badania polskie przeprowadzone przez autora i inż. Z. Czerwenkę w Głównym Instytucie Górnictwa, wydaźność hydrocyklonu spada wyraźnie ze zwiększeniem się zagęszczenia nadawy. Ażeby uwzględnić ten fakt należy do obliczenia wydaźności wprowadzić poprawkę:

$$Q_{rzecz.} = Q_{nom} \cdot \left(1 - K_2 \cdot a^{\frac{1}{n}}\right)$$

We wzorze tym

a — procentowa zawartość części stałych w nadawie, %

K_2 — oraz n stałe.

Dla mułu węglowego o ziarnach 1 ÷ 0 mm wartość współczynników ustalono eksperymentalnie: $n = 3$, $K_2 = 0,12$ (gdy Q , l/min; H m słupa wody).

Dla określenia wielkości ziarna granicznego (tj. wielkości średniej tej klasy, która przechodzi po połowie do produktu dolnego i górnego), opracował Dahlstrom wzór empiryczny

$$d_{gr} = C \frac{(e \cdot w)^{0,68}}{Q^{0,53}}$$

Po podstawieniu wartości na Q_{nom} z poprzedniego wzoru otrzymuje się zależność

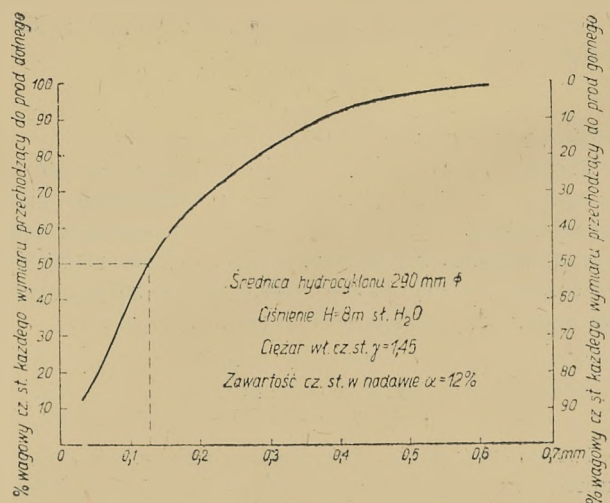
$$d_{gr} = C_1 \cdot \frac{(e \cdot w)^{0,2}}{H^{0,265}}$$

Stosowalność wzorów na ziarno graniczne nie została dotychczas potwierdzona badaniami polskimi. Wyznaczone one zostały na podstawie działania paru hydrocyklonów o niewielkich wymiarach, wskutek czego przedwczesnym byłoby rozszerzać ich zakres ważności na wszystkie hydrocyklony. Ponadto o współczynnikach C i C_1 wiadomo tylko tyle, że są one zależne od: ciężaru właściwego części stałych w zawieszinie, konstrukcji hydrocyklonu i jego regulacji tj. stosunku otworów wylotowych.

Pewne jest natomiast, że zgodnie z tymi wzorami ziarno graniczne wzrasta ze zwiększaniem wymiarów e oraz w , a zatem że dla materiału drobnoziarnistego stosować należy mniejsze aparaty niż dla materiału gruboziarnistego. Pewne jest również, że zwiększanie ciśnienia a zatem i wydaźności zmniejsza wielkość ziarna granicznego.

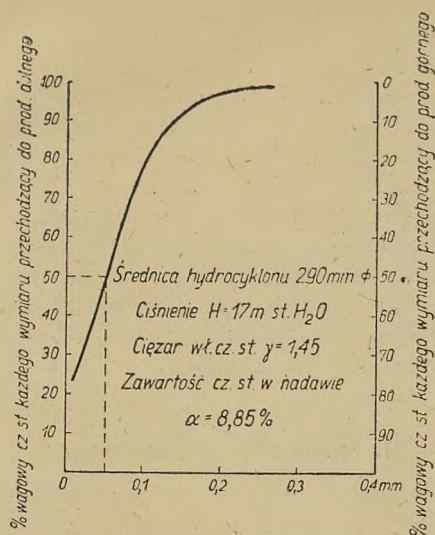
Zbadanie wpływu parametrów konstrukcyjnych oraz regulacji stosunku otworów wylotowych na wielkość ziarna granicznego, stanowić będą przedmiot badań wymienionych w dalszym ciągu.

Dokładność podziału przeprowadzonego przez hydrocyklon działający jako klasyfikator, zależy od konstrukcji aparatu a oprócz tego od zastosowanego ciśnienia i od zagęszczenia nadawy oraz produktów. Jakkolwiek zagadnienie wielkości rozproszenia prawdopodobnego wykazywanego przez hydrocyklony i jego zależ-

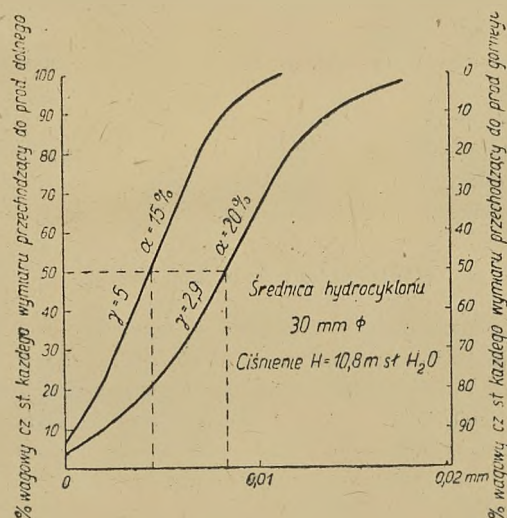


Rys. 4. Krzywa podziału w hydrocyklonie 290 mm Φ , przy ciśnieniu 8 m słupa H_2O

ności od różnych parametrów nie zostało w pełni wyjaśnione, pewne ogólne pojęcie o dokładności podziału można wyrobić sobie na podstawie krzywych podziału podanych na rys. 4, 5, 6.



Rys. 5. Krzywa podziału w hydrocyklonie 290 mm ϕ , przy ciśnieniu 17 m słupa H_2O



Rys. 6. Krzywe podziału w hydrocyklonie 30 mm ϕ (wg Raffinot)

Konstrukcja polskich hydrocyklonów

Poprzednio omówiony rys. 1 pokazywał hydrocyklon w jego najogólniejszym zarysie. Wielkie możliwości praktyczne jakie urządzenie to przedstawia, zachęciły szereg instytucji na całym świecie do intensywnych badań, które zmierzały do opracowania konstrukcji aparatów o jak największej sprawności technologicznej i ekonomii działania.

W wyniku tych prac znajomość zasad działania hydrocyklonów pogłębiła się znacznie w ciągu ostatnich paru lat, prowadząc do bardziej szczegółowo przemysłowych rozwiązań konstrukcyjnych.

W Polsce poprzednio już wspomniane badania wykonane w GIG, doprowadziły między innymi do udoskonaleń konstrukcyjnych ujętych w patencie nr 35404.

Hydrocyklon polski przedstawiony na rys. 7 posiada dwie cechy charakterystyczne, a mianowicie: dwie dysze wlotowe symetrycznie rozmieszczone oraz element centralny, w którym umieszczono wylot górny, wykształcony w formie bryły obrotowej o konturach wyznaczonych podobnie jak krzywizna łopatek pomp.

Zastąpienie jednej dyszy dwoma rozmieszczonymi symetrycznie, usuwa stwierdzone eksperymentalnie

skrzywienie osi obrotu, występujące przy zasilaniu jednostronnym. Skrzywienie to wywiera niekorzystny wpływ na dokładność podziału przeprowadzanego przez hydrocyklon.

Wykształcenie elementu centralnego w formę opływową zmniejsza wiry o kierunku prostopadłym do ogólnego kierunku obrotu, które występują w części walcowej hydrocyklonu. Zmniejszenie tego nieproduktywnego wirowania zwiększa wydajność hydrocyklonu, wpływa zatem zarówno na ekonomię jego działania jak i na obniżenie wielkości ziarna granicznego.

W oparciu o te udoskonalenia Biuro Konstrukcji Maszyn Górniczych opracowało dwa typy hydrocyklonów w wykonaniu z żeliwa, z gumowymi wykładzinami przeciwciernymi, wyposażone w ręczną regulację wielkości otworu dolnego:

Typ. A. Średnica wewnętrzna części walcowej 240 mm ϕ ,

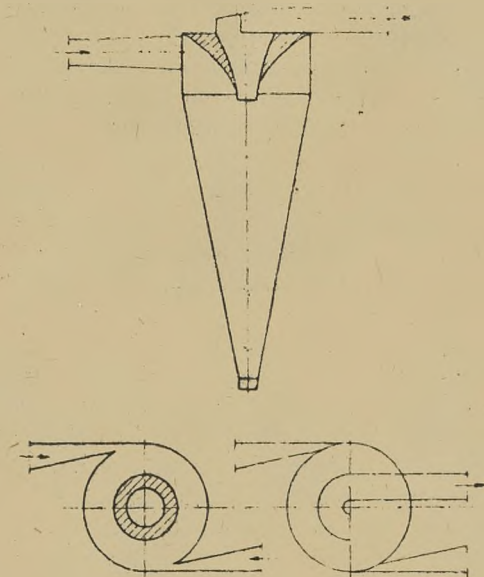
$Q_{nom} = 900$ l/min przy spadku ciśnienia w samym aparacie $H = 20$ m,

Typ B. Średnica wewnętrzna części walcowej 148 mm ϕ ,

$Q_{nom} = 400$ l/min przy $H = 20$ m.

Jak wskazują wszystkie dotychczasowe doświadczenia produkt górny hydrocyklonów jest „czystszy” niż produkt dolny. Ten pierwszy bowiem z reguły nie zawiera ziarn najgrubszych, gdy w drugim znajdują się pewne ilości najdrobniejszych nawet ziaren. Fakt ten, który uwidacznia kształt krzywych podziału z rys. 4, 5, 6, upodabnia działanie hydrocyklonów do klasyfikatorów poziomoprądowych, jak osadniki szeregowie lub okrągłe.

Dla oczyszczenia produktu dolnego z ziarn drobnych, czyli zbliżenie działania hydrocyklonów do działania klasyfikatorów pionowoprądowych, zastosowano dodatkowe doprowadzenie czystej wody pod ciśnieniem w dolnej części stożka. W rezultacie otrzymano wyraźne zmniejszenie rozproszenia prawdopodobnego oraz przesunięcie początku krzywej podziału do początku układu.



Rys. 7. Schemat hydrocyklonu polskiego

W hydrocyklonach polskich przewiduje się dodatkowe doprowadzenie wody w wypadkach, gdy strata drobnych ziaren w produkcie dolnym jest niekorzystna.

Dalsze badania nad konstrukcją

Wspomniane powyżej typy hydrocyklonów BKM.G. w obecnej formie, będą wykorzystywane na skalę przemysłową w instalacjach małych, w których ilość aparatów nie przekracza dziesięciu.

Ograniczenie to wynika z faktu nierozwiązania do tej chwili zagadnienia automatycznej regulacji stosunku wielkości otworów wylotowych. Regulacja ręczna, zadowalająca przy małej ilości aparatów, nie może być stosowana w dużych zakładach, gdzie ilość hydrocyklonów może dochodzić do 100 sztuk.

Opatentowane za granicą metody regulacji wykazują dwie wady:

skomplikowanie budowy i jej delikatność oraz ścieralność gumowego zaworu umieszczonego w dolnym wylocie hydrocyklonu.

Rozpoczęte u nas badania i prace konstrukcyjne nad regulacją hydrocyklonów są prowadzone wspólnie przez Biuro Projektów Zakładów Przeróbki Mechanicznej i GIG. Opracowane dotychczas dwa prototypy regulacji automatycznej wchodzi w najbliższym czasie w stadium badawcze.

Drugim zagadnieniem, które można uważać za rozwiązanie tylko częściowo, jest zagadnienie ścierania się ścian hydrocyklonu w jego dolnych partiach, gdzie prędkość krążenia zawiesziny jest bardzo znaczna.

Dotychczasowe badania polskie nad ścieraniem się ścian hydrocyklonów wykazały, że przy zagęszczaniu mułu węglowego od 40 % części stałych w nadawie, do 70 % części stałych w produkcie dolnym przy ciśnieniu 15 m słupa wody, miękka stal węglowa, z której aparat był wykonany, ścierała się z prędkością 0,025 mm/godz.

Z tego powodu podane poprzednio dwa typy polskich hydrocyklonów przemysłowych wykonane są z żeliwa, a w bardziej narażonych częściach, wyposażone są w wykładzinę gumową.

Zabezpieczenie to, w świetle badań zagranicznych jest wystarczającym wówczas, gdy przez hydrocyklony przepuszczane są muły węglowe nie zanieczyszczone piaskiem. W częstym u nas wypadku, gdy w mule występują znaczniejsze ilości piasku podsadzkowego, ścieranie będzie silniejsze i guma nie będzie dostateczną ochroną przed jego abrazyjnym działaniem.

Zarówno zagraniczne doświadczenia w budowie hydrocyklonów jak i uzyskane w kraju dane co do ścieralności ceramicznych płytek oraz wykładzin w korytach spławnych i rurociągach podsadzkowych, skierowują uwagę na takie tworzywa jak łany bazalt, porcelana i szkło.

Przy stosowaniu hydrocyklonów do piaszczystego materiału, na ścieranie będą narażone również i pompy. Dlatego koniecznym byłoby zainicjowanie w kraju produkcji pomp o wirnikach wykładanych gumą wulkanizowaną i o specjalnych uszczelnieniach, podobnych do od dawna produkowanych zagranicą.

Pompy tego typu są zresztą potrzebne u nas do wielu różnych celów, zarówno w przeróbce węgla i rud, jak również i w innych przemysłach poza górnictwem.

Budowa hydrocyklonów „ceramicznych” oraz pomp do zawieszin abrazyjnych, rozszerzy znacznie zakres stosowania hydrocyklonów.

Konstrukcja hydrocyklonów ceramicznych będzie opracowywana przez nasze biura projektowe a badanie

prototypów przewidywane jest w Głównym Instytucie Górnictwa.

Oprócz badań nad bezpośrednimi i praktycznymi zagadnieniami konstrukcyjnymi, konieczne jest pogłębienie wiadomości o zależności wielkości ziarna granicznego i rozproszenia prawdopodobnego, od regulacji otworów wylotowych i od parametrów konstrukcyjnych stożków. Zależności te, jak już wspomniano nie są całkiem jasne, co jakkolwiek nie wstrzymuje możliwości stosowania hydrocyklonów w obecnym stadium ich rozwoju, to jednak ogranicza dalszy postęp. Ten problem objęty jest planem prac naukowych Zakładu Maszyn Przeróbki Kopalni AGH.

II. Sposoby zastosowania

Obfita literatura zagraniczna, badania na modelach przemysłowych przeprowadzone przez GIG oraz próba na skalę przemysłową przeprowadzona na jednej z kopalń węgla kamiennego, pozwalają obecnie już na wykorzystanie hydrocyklonów w celu usprawnienia działania i potanienia budowy naszych płuczek.

Przewidywać tu można zastosowanie tych aparatów do:

klarowania wód płuczkowych,
zagęszczania mętów przed flotacją i zagęszczania mułów,
oczyszczania mułów z piasku.

Hydrocyklony jako klarowniki

Przeprowadzone w GIG badania wykazały, że zastosowanie hydrocyklonów jako klarowników dla zawieszin węglowych o niezbyt wysokim zagęszczeniu (wody płuczkowe), daje wyniki porównywalne z wynikami dobrze funkcjonujących osadników Dorra, a lepsze niż można w praktyce otrzymać w osadnikach szeregowych, lub stożkowych. Ilustruje to poniżej umieszczona tablica, w której przykładowo podano wyniki niektórych prób przeprowadzonych w GIG.

Tablica 1

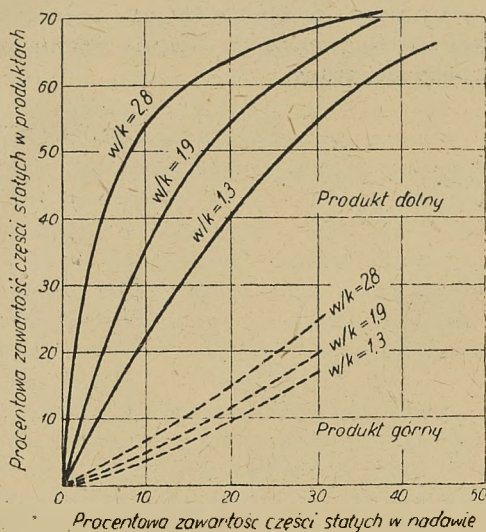
Rodzaj nadawy	Zawartość części stałych, %		
	w nadawie	w produkcie górnym	w produkcie dolnym
Zawieszina węgla mielonego 1 ÷ 0 mm	6,2	0,5	67,8
	10,0	2,8	62,8
	12,0	2,9	57,0
	18,0	6,4	58,0
Woda płuczkowa kopalni A	11,4	4,4	51,0
Woda płuczkowa kopalni D	6,7	2,6	50,6
	15,3	3,8	57,3
	15,7	4,2	57,9

Setki podobnych przykładów można by już obecnie podać zarówno z literatury, jak i ze stale przeprowadzanych dalszych badań GIG.

Wyniki klarowania zależne są od uziarnienia i składu mineralogicznego części stałych oraz od regulacji hydrocyklonu, dokonywanej przez zwiększanie lub zmniejszanie jednego z otworów wylotowych.

Przed zaprojektowaniem instalacji hydrocyklonowej konieczne jest przeprowadzenie doświadczalnego kla-

rowania na aparacie podobnego typu i wielkości jak projektowane. W czasie prób zmienia się zagęszczenie nadawy oraz stosunek wielkości otworów wylotowych w i nanosi się zagęszczenie produktów na wykres (rys. 8).

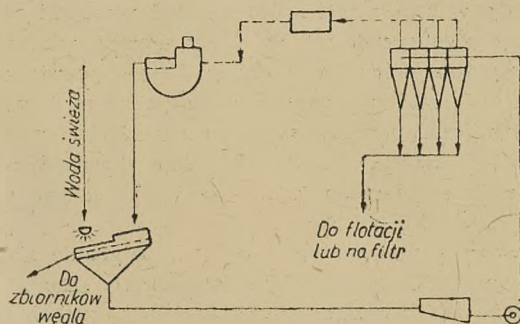


Rys. 8. Zawartość części stałych w produktach w zależności od ich zawartości w nadawie i od stosunku otworów wylotowych

Wykres taki pozwala przewidzieć, że przy określonym zagęszczeniu nadawy i żądanym sklarowaniu w produkcie górnym, należy ustalić regulację otworów w odczytany z wykresu sposób oraz, że wówczas zagęszczenie produktu dolnego wynosić będzie tyle procent, ile wskazuje odczyt na krzywej produktu dolnego.

Ilość hydrocyklonów potrzebnych w projektowanym obiegu oblicza się wzorami podanymi poprzednio, uwzględniając zawartość części stałych w nadawie.

Przykład schematu zastosowania hydrocyklonów w obiegu wodnym osadzarek gruboziarnowych lub miałowych przy małym zaitłowaniu mułu, podaje rys. 9.



Rys. 9. Zastosowanie hydrocyklonów do klarowania wody w obiegu osadzarek, przy małej zawartości łu

W schemacie tym hydrocyklony wyeliminowały osadniki całkowicie.

W przypadku węgla z dużą ilością łupków rozpuszczalnych, części ilaste tworzące niemal koloidalną zawiesinę zostają wyprowadzone w produkcie górnym (wodzie sklarowanej). Fakt ten daje z jednej strony korzyści technologiczne, z drugiej jednak zmusza do nieco bardziej złożonego rozwiązania schematu.

Zjawiskiem korzystnym jest odciążenie mułu hydrocyklonowego, wskutek czego zostaje on wyraźnie

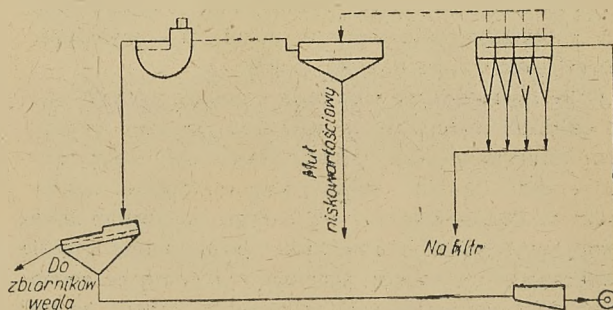
wzbogacony i staje się pełnowartościowym produktem handlowym, natomiast stosunkowo małe ilości części stałych odchodzące z produktem górnym, po ich uchwyceniu w podany dalej sposób, mogą być zużywane w kotłowniach własnych, paleniskach specjalnych i w cegielniach.

Podana poniżej tablica podaje cyfry dotyczące wzbogacenie ilastych mułów z trzech kopalń górno-śląskich.

Tablica 2

Węgiel	Zawartość popiołu, %		
	w nadawie	w produkcie górnym	w produkcie dolnym
A	22,8	25,5	11,6
A	15,3	28,5	11,7
A	15,9	27,5	12,7
K	22,3	28,0	9,8
K	22,7	31,7	9,9
D	11,3	23,4	4,8
D	16,7	27,2	8,9

Występowanie części ilastych w wodzie sklarowanej na hydrocyklonie, powoduje jednak, jak wspomniano, komplikację schematu, bowiem dla usunięcia łu z wody obiegowej konieczne jest klarowanie wtórne na osadniku, przy zastosowaniu flokulacji wapiennej lub krochmalowej (rys. 10).



Rys. 10. Zastosowanie hydrocyklonów do klarowania wody w obiegu osadzarek, przy większej zawartości łu

Dla wyrobienia sobie zdania o opłacalności instalacji hydrocyklonów jako klarowników, należy w pobieżny bodaj sposób rozważyć korzyści i straty, które zastosowanie ich może przynosić.

W literaturze spotyka się obliczenia wykazujące, że powierzchnia zajmowana przez osadniki ma się do powierzchni zajmowanej przez hydrocyklony jak 200 : 1 lub nawet więcej. Obliczenia te teoretycznie słuszne jeżeli chodzi o sam osadnik i jemu wydajnościowo i funkcjonalnie równoważne hydrocyklony, są przesadne jeżeli chodzi o oszczędność miejsca osiągniętą przez zaprojektowanie płuczki z obiegiem wodnym starego typu i płuczki z hydrocyklonami.

Pewność ruchu płuczki wymaga określonej pojemności obiegu wodnego i jakkolwiek pojemność ta w obiegach z osadnikami jest niepotrzebnie wielka, to jednak nie wolno zredukować jej poniżej wielkości, równej co najmniej objętości wszystkich rurociągów.

Stąd rzepia pompowe w obiegu hydrocyklonowym muszą być większe niż w obiegach starych typów. Ponadto niepodobna w baterii hydrocyklonów ustawić aparatów szczelnie jeden obok drugiego, a urządzenia pomocnicze jak leje i rurociągi również zajmują pewną ilość przestrzeni.

Pierwsze doświadczenia polskie w projektowaniu obiegów z hydrocyklonami wskazują, że przestrzeń (m^3) zajmowana przez taki obieg w porównaniu z równoważnym obiegiem starego typu może być określona w przybliżeniu jako 1 : 2, a więc, że sumaryczna oszczędność przestrzeni jest rzędu 50 %.

W starych płuczkach o powiększanej wydajności, lub których obieg wodny musi być rozbudowany z innych względów, hydrocyklony często stanowią będącą jedyną możliwość zwiększenia zdolności klarowania a to z powodu bardzo ograniczonej przestrzeni.

Drugą niezaprzeczoną korzyścią jest wspomniana możliwość wzbogacenia ilastego mułu.

Jako dalszą zaletę hydrocyklonów podać należy elastyczność obiegu wyposażonego w hydrocyklony w porównaniu z obiegiem wyposażonym w osadniki i klasyfikatory starego typu. W obiegu z hydrocyklonami przez włączanie i wyłączanie z ruchu poszczególnych aparatów lub ich regulację, otrzymuje się natychmiastowe efekty, gdy w obiegach z osadnikami i klasyfikatorami o dużych pojemnościach, skala regulacji jest ograniczona, a jej efekty w całości obiegu dają się odczuwać dopiero po dłuższym czasie.

Tym korzyściom wynikającym ze stosowania hydrocyklonów przeciwstawić należy koszty energii zużytej na przetwarzanie przez nie zawiesiny. Przyjmując, że jak to najczęściej bywa, ciśnienie pomp nadających materiał do hydrocyklonu wynosi około 3 at nadciśnienia, zapotrzebowanie mocy w instalacji o wydajności $100 m^3/godz$ wyniesie około 15 kW.

O ile hydrocyklony eliminują z obiegu wodnego tylko osadniki szeregowe, to wówczas powyżej wyliczonym korzyściom należy przeciwstawić cały koszt zużycia energii, o ile jednak wyeliminowane zostaną osadniki Dorra, wówczas od energii zużywanej przez pompy obsługujące hydrocyklony, odjąć należy energię pobieraną przez napędy zgarniaczy i pomp przeponowych. Moc zapotrzebowywana przez te napędy wynosi dla instalacji o wydajności $100 m^3/godz$ kilka kW.

Ogólny naszkicowany tu bilans, wypada niewątpliwie na korzyść hydrocyklonów, szczególnie jeżeli weźmie się pod uwagę, że w obecnej sytuacji naszego przemysłu węglowego obniżenie kosztów inwestycyjnych i przyspieszenie budowy zakładów przerobczych jest naczelnym nakazem chwili.

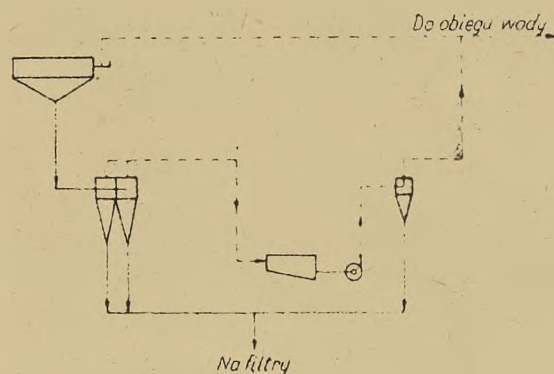
Badania polskie nad hydrocyklonami jako klarownikami w niedługim już czasie poparte będą danymi ruchowymi, bowiem w jednym z zakładów przerobczych, który będzie uruchomiony w najbliższych dniach, pracować będzie instalacja złożona z dwu hydrocyklonów. W innym zakładzie, który w tej chwili jest w budowie, montuje się hydrocyklonową instalację klarującą, składającą się z trzech aparatów.

Hydrocyklony jako zagęszczalniki

Zastosowanie hydrocyklonów dla zwiększenia zagęszczenia zawiesiny, może mieć w płuczkach węglowych dwójaki cel. Albo zależy na ułatwieniu pracy filtrom przez uprzednie zagęszczenie nadawy, albo zagęszczeniu podlegają męty flotacyjne o zbyt wielkim rozcieńczeniu, ażeby mogły być wprost poddawane flotacji.

W pierwszym z tych przypadków właściwy jest schemat pokazany na rys. 11, w którym występują dwie

grupy hydrocyklonów. W przypadku gdy pomiędzy klarownikiem, lub zbiornikiem wody płuczkowej, istnieje duża różnica wysokości, jak to się zdarza w naszych płuczkach, zasilanie pierwszej grupy może odbywać się pod własnym ciężarem bez użycia pomp. Druga grupa składająca się z hydrocyklonów o mniejszych wymiarach, a zatem przeprowadzająca podział przy mniejszym ziarnie granicznym, klaruje wtórnie górny produkt pierwszej grupy.



Rys. 11. Zastosowanie hydrocyklonów do wtórnego zagęszczania mułów

Szereg badań nad zagęszczaniem mułów, dokonanych w GIG, wykazały, że przy odpowiedniej regulacji stosunku otworów wylotowych osiągnąć można zagęszczenie produktu dolnego aż do 70 % części stałych. Równocześnie jednak ze zwiększaniem zagęszczenia produktu dolnego maleje dokładność podziału, a wskutek tego wzrasta zawartość części stałych w przelewie. Zjawisko to wyjaśnia powód, dla którego w schemacie na rys. 11 przewidziano drugą grupę hydrocyklonów.

Przy sposobności badań nad ścieraniem się ścian hydrocyklonu, przeprowadzono zagęszczanie mułu na jednej z kopalń. Opis sposobu zainstalowania hydrocyklonu oraz ocena wyników jego pracy zawarta jest w sprawozdaniu kierownictwa płuczki, z którego przytacza się najważniejsze wyjątki: „Na płuczce szlam zagęszczono w zagęszczaczu Dorra, skąd pompami szlamowymi przetłaczano go na filtry. Pompy szlamowe zużywały dużo skóry (na przepony) i często powstawały awarie. W rezultacie zrezygnowano z pomp i szlam z zagęszczacza puszczano osobnym rurociągiem wprost do filtrów. Awarie ustąpiły ale szlam przychodził na filtry mało zagęszczony (zawartość części stałych wynosiła $430 \div 470 g/l$) i te ostatnie musiały przeciągać dużo wody a tym samym zużycie i zatykanie siatek było większe. Celem dalszego zagęszczenia szlamu zabudowano nad filtrem hydrocyklon, który uruchomiono dnia 2. 3. 1951 r. Hydrocyklon pracował bez dodatkowej pompy, gdyż zabudowany był 16 m poniżej powierzchni wody w zagęszczaczu. Praca jego trwała około dwóch tygodni, dokładnie 208 godz (nie licząc poprzednich prób) i w tym czasie nie zatykał się ani nie sprawiał specjalnych kłopotów.

Korzyści z uruchomienia hydrocyklonu:

1. usunięcie pomp szlamowych,
2. zagęszczenie bez dodatkowej energii,
3. przypuszczalnie mniejsze zużycie siatek na filtrze (liczbowo nie można określić, gdyż hydrocyklon za krótko pracował),
4. wydajność filtru zwiększyła się około dwukrotnie

przy takiej samej zawartości wilgoci w szlamie odfiltrowanym“.

Zagęszczanie mętów flotacyjnych jest problemem prostszym niż wyżej opisany, gdyż zarówno nadawa na hydrocyklony jak i produkt zagęszczony nie posiadają wysokiej zawartości części stałych. Nadawę stanowi tu bowiem woda płuczkowa o zawartości kilku procent części stałych i musi być ona zagęszczona do 20 ÷ 25 % zawartości części stałych. W tych warunkach wystarczy jedna grupa hydrocyklonów wstawiona pomiędzy przesiewacze odwadniające a flotowniki. Zagęszczanie mętów na hydrocyklonach daje poza taniością tego rozwiązania, poważną korzyść technologiczną w porównaniu z dotychczas stosowanymi osadnikami Dorra. Przy odpowiedniej regulacji, hydrocyklon jak już wspomniano, wydziela ziarna iltu przez górny wylot, oczyszczając w ten sposób męty. Jak wiadomo, zanieczyszczenia ilaste wpływają bardzo niekorzystnie na przebieg flotacji.

W związku z projektowaniem na jednej z kopalń zakładu flotacyjnego, przeprowadzono próby zagęszczania wody płuczkowej na hydrocyklonie. Pod względem zawartości części stałych skład nadawy i produktów był następujący:

Nadawa 8,4 % części stałych, produkt dolny 23,16 % części stałych, produkt górny 1,73 % części stałych.

Krzywa podziału opracowana na podstawie tego doświadczenia (rys. 5) wykazała wielkość ziarna granicznego 50 mikronów i niską wartość rozproszenia prawdopodobnego.

Oczyszczanie w hydrocyklonach mułu z piasku podszadzkowego

Trzecie z poprzednio wymienionych zastosowań hydrocyklonów, a mianowicie „odpiaszczanie“ mułu, jest związane specyficznie z podszadką płynną, a zatem może znaleźć zastosowanie jedynie w przemyśle węglowym polskim.

Od wielu lat poszukuje się ekonomicznego sposobu oczyszczania z piasku stosunkowo niskopopiołowych miałów pokładów siodłowych. Zarówno płuczki osadzarkowe (ewentualnie w połączeniu z klasyfikatorami), jak i stoły koncentracyjne, wykonują zadanie oczyszczania mialu w sposób technologicznie poprawny, wymagają jednak w stosunku do teoretycznej łatwości problemu, bardzo znacznych nakładów inwestycyjnych, wynikających z ciężaru aparatury, dużego zapotrzebowania miejsca i wielkich ilości wody w obiegu.

Piasek zanieczyszczający miał, w wyniku swego składu ziarnowego oraz wypłukania ilu wodą, wykazuje dosyć stały skład ziarnowy obejmujący ziarna kwarcowe o górnej granicy między 1 i 1,5 mm a dolnej granicy 0,05 ÷ 0,03 mm. Jeżeli zatem podda się miał odmuleniu na mokro na sitach 1 lub 1,5 mm, otrzyma się całkowicie oplotkany z piasku miał 10 ÷ 1,5 mm lub 10 ÷ 1 mm, a ponadto zawiesinę o rozcieńczeniu około 3 : 1 zawierającą około 40 ÷ 50 % piasku i 50 ÷ 60 % drobnego ziarna węglowego.

Zawiesina ta jak wskazują zarówno przesłanki teoretyczne, jak i próby przeprowadzone w GIG, może być łatwo rozbita w hydrocyklonach na produkt dolny zawierający czysty niemal piasek z małą ilością wody i produkt górny zawierający czysty niemal węgiel z większą ilością wody.

Przykładem wyników jakie można osiągnąć w tym zakresie na hydrocyklonach, może być próba przeprowadzona w GIG na mule $1 \div 0$ mm zawierającym 25 % piasku z piaskowni w rejonie błedowskim:

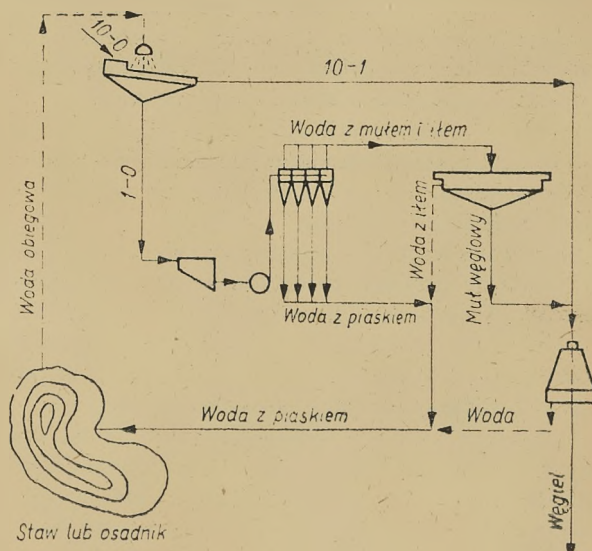
Zawartość części stałych Popiół w częściach

	g/l	stałych %
Nadawa	22,54	27,90
Produkt górny	14,04	10,23
Produkt dolny	48,40	72,56

Jak wskazuje szczegółowa, tu pominięta, analiza klas ziarnowych produktów podział był niemal idealnie dokładny we wszystkich klasach aż do 0,088 mm. Dopiero poniżej tej wielkości, w klasie stanowiącej niski procent całego mułu, ostrość podziału ulega zatarciu. Wzbogacenie mułu było lepsze aniżeli udało się uzyskać w ciecz ciężkiej.

Próby oddzielania piasku od miazgu były również przeprowadzane w Holandii. Wyniki tam otrzymane były bardzo zbliżone do wyników badań polskich, co wskazuje na powtarzalność procesu w różnych warunkach.

Proponowany schemat urządzenia do wzbogacania zanieczyszczonego piaskiem miazła przedstawia rys. 12. Skierowanie górnego produktu z hydrocyklonów na osadnik Dorra ma na celu zagęszczenie go oraz ewentualne odilowanie. Muł stanowi $20 \div 30 \%$ oczyszczonego miazła $10 \div 1$, a zatem po zagęszczeniu wstępnym i odilowaniu może być odwadniany łącznie z miazłem na wirówce. Gdyby muł mimo odilowania okazał się zbyt drobnoziarnistym dla skierowania go na wirówkę, jako alternatywne rozwiązanie przewiduje się jego filtrowanie (na schemacie nie pokazano).



Rys. 12. Zastosowanie hydrocyklonów do wydzielania
piasku z miazgi zanieczyszczonego podsadzka

Ze względu na łatwość osadzania się ziaren piasku, obieg wody jest znacznie uproszczony przez wykorzystanie stawu osadowego odpadów jako klarownika, w wielu jednak wypadkach może okazać się korzystne wody popłuczkowe wraz z piaskiem skierować wprost do dołu podsadzkowego, a natryski nad sitem zasilać świeżą wodą dołową.

W przypadku zastosowania hydrocyklonów do odpiaszczania przewiduje się użycie aparatów wyposażonych w dopływ dodatkowej wody czystej pod ciśnie-

niem, co pozwoli zmniejszyć straty substancji węglowej w odpadzie.

Orientacyjne porównanie płuczki wyposażonej w osadarkę oraz klasyfikatory i hydrocyklonowej dla zapiaszczanego mialu przy nadawie 100 t/godz, $10 \div 0$ mm, przedstawia się następująco:

Osadarki Hydrocyklony		
Ilość wody w obiegu	450 m ³ /godz	300 m ³ /godz
Moc pomp obiegowych	77 KM	43 KM
Moc zapotrzebowana przez wzbogacalniki (osadarka, hydrocyklon)	40 KM	52 KM
Moc innych napędów (wraz z filtrem)	120 KM	120 KM
Razem moc	237 KM	215 KM
Kubatura pomieszczeń	3500 m ³	2000 m ³
Ciężar aparatury	55 t	25 t

Powyższa kalkulacja, jakkolwiek oparta na schematach i przybliżeniach, wskazuje że w omawianym wypadku porównanie metody starej z nową daje zupełnie inne wyniki niż przy klarowaniu wód i zagęszczaniu mułów. Tam oszczędność na kubaturze opłacano zwiększonym poborem energii, tu zarówno pobór energii jak i kubatura są nieco niższe przy zastosowaniu hydrocyklonów, a poważne oszczędności osiąga się na ciężarze aparatury.

Możliwość zastosowania hydrocyklonów do wydzielania piasku, wyłoniła się dopiero w ostatnich miesiącach, wskutek czego przygotowanie do realizacji tego pomysłu nie jest posunięte tak daleko jak w poprzednio omawianych zastosowaniach.

Występuje tu przede wszystkim zagadnienie ścieralności aparatury a w związku z tym konieczność konstrukcji hydrocyklonów wykonanych z bazaltu, porcelany lub szkła. Hydrocyklony tego rodzaju są już stosowane w przeróbce twardych rud zagranicą.

Problem wzbogacania mialów zanieczyszczonych podszadką jest obecnie tak palący, że możliwości jakie tu przedstawia zastosowanie hydrocyklonów powinny być jaknajprędzej zużytkowane.

Oprócz omówionych sposobów wykorzystania hydrocyklonów w polskim przemyśle węglowym, istnieją jeszcze i inne badane poza granicami naszego kraju. Przede wszystkim należy tu wspomnieć o wzbogacaniu drobnego mialu węglowego w hydrocyklonach przy użyciu zawieszin ciężkich.

Wzbogacanie to daje doskonałe rezultaty na skalę laboratoryjną i półprzemysłową. W skali przemysłowej natrafia się na nie całkiem jeszcze przezyciężone trudności. Ten fakt jak również i przyczyny natury gospodarczej, odsuwają zawieszinowe wzbogacanie w hydrocyklonach na nasz teren, na dalszy plan.

Ograniczony zakres artykułu nie pozwala na omówienie w jego ramach licznych sposobów zastosowania hydrocyklonów w różnych działach górnictwa (przeróbka rud, podszadka, transport hydrauliczny).

7 lat polskich badań nad hydrocyklonami, prowadzonych z dużym wysiłkiem i uporem przez szereg pracowników GIG, Biur Projektów i AGH, wśród których przede wszystkim wymienić trzeba inżynierów Z. Czerwenkę, B. Zakrzewskiego, J. Średniawę; S. Skalskiego i J. Olszowskiego, były możliwe dzięki zrozumieniu wagi zagadnienia i poparciu prac przez prof. dr. Laskowskiego, prof. Korolę i dyr. inż. Szmosza.

Wielokrotnie dały one rezultaty lepsze niż się spodziewano i przyniosły mało rozczarowań, powiększając zasób wiedzy o tym nowym urządzeniu mechanicznej przeróbki oraz wnosząc do puli osiągnięć międzynarodowych na tym odcinku, również i osiągnięcia polskie.

Umożliwiły one zastosowanie hydrocyklonów na skalę przemysłową, przez co przyczyniły się do obniżenia kosztów inwestycyjnych budowanych obecnie zakładów przeróbczych.

Dużo do życzenia przedstawia tempo wprowadzania hydrocyklonów do pracy w zakładach przemysłowych, dla przyspieszenia którego konieczne jest w pierwszym względzie rozwiązanie zagadnienia regulacji automatycznej oraz opracowanie i wypróbowanie konstrukcji hydrocyklonów ceramicznych. Na przyspieszenie tych rozwiązań powinien się znaleźć czas, ludzie i pieniądze.

Literatura

- Battaglia A.: Badania nad hydrocyklonami. Komunikat GIG, nr 144. 1953.
- Belgou M., Oudart M., Conjeaud M.: Etude de fonctionnement du cyclone epurateur. Cerchar Note Techn., nr II/48. 1950.
- Criner H. E.: The Vortex Thickener. Rev. Industr. Miner. 31. 1951. z. 4, s. 668.
- Dahlstrom A. D. A.: Cyclone Operating Factors and Capacities on Coal and Refuse Slurries. Min. Engng. 184. 1949. z. 9, s. 331.
- Driessen M. G.: The Use of Centrifugal Force for Cleaning Fine Coal. J. Inst. Fuel. London. 1945. z. 19 s. 33.
- Driessen M. G.: The Use of Hydraulic Cyclones as Thickeners-Washers in Modern Coal Preparation. Coal Technology A. I. M. M. E., T. P. 2135. 1947.
- Driessen M. G.: Theory of Flow in a Cyclone. Referat na Międzynarodową Konferencję Mechanicznej Przeróbki Węgla. 1950.
- Driessen M. G., Criner H. E.: Cyclone Thickener. Min. Engng. 187. 1950. z. 1, s. 102.
- Kirchberg H.: Der Hydrozyklon im Aufbereitungsbetrieb. Freib. Forsch. H. März 1954, s. 5.
- Korożajew S. A.: Na statim inż. N. I. Małachowskiego. O technologiczeskom razczetie gidrocyklonow. Ugol. 27. 1952. z. 1, s. 46.
- Krijgsman C.: Application des hydrocyklones dans les lavoirs a charbon. Rev. Industr. Miner 31, 1951, z. 3, s. 496.
- Leck W.: Eine neue regelbare Ablaufdüse für Hydrozyklone. Glückauf 90. 1954. z. 3/4, s. 119.
- Małachowski N. I.: O technologiczeskom razczetie gidrocyklonow. Ugol 26. 1951. z. 7, s. 25.
- Raffinot P.: Le microcyclone de laboratoire. Rev. Industr. Miner. 1954.
- Średniawa J., Stephan W.: Zastosowanie hydrocyklonów w płuczkach węgla. Przegląd Górniczy, nr 7, 1951, z. 5, s. 204.
- Yancey H. F., Geer M. R.: The Cyclone as a Thickener of Coal Slurry. Coal Technology. A. I. M. M. E., T. P. 2351. 1948.

WYBIERANIE ŚCIANOWE METODĄ IMG

Doc. mgr inż. Jan Zyzak

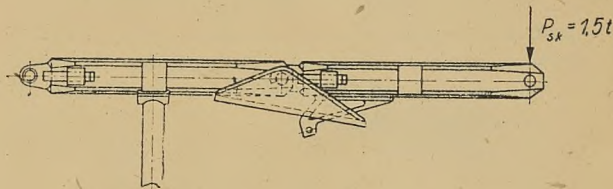
Treść: Cechy charakteryzujące nową metodę wybierania ścianowego, tzw. metodą IMG. Wyniki osiągnięte w sześciu ścianach kopalń PW. Opis organizacji pracy i możliwości dalszego udoskonalania metody.

W okresie kilku miesięcy br. wprowadzono w kopalniach PW z powodzeniem nową metodę wybierania ścian zabiorem wielokrotnymi, którą, ze względu na inicjatywę i koncepcję powstałą w Instytucie Mechanizacji Górnictwa, proponuje się nazwać „metodą IMG”. Konieczność prowadzenia prób w tym kierunku wielokrotnie poruszono na łamach Przeglądu Górniczego poczynając od 1949 r. Wyniki uzyskane dotychczas dają podstawę do szerokiego zastosowania metody w pokładach cienkich naszych kopalń. Dotychczasowe jej powodzenie ożywiło zainteresowanie nowym sposobem wybierania ścian wielu instytucji i racjonalizatorów, dając bodziec do dalszego usprawnienia metody jak i ulepszenia obudowy z nią związanej i koncepcji nowych środków mechanizacji przodków ścianowych.

Metoda charakteryzuje się następującymi cechami:

1. Zastosowaniem stropnic członowych o długości równej długości przyjętego zaboru, tj. 1,20 m, i stojaków wczesnopodporowych. Długość stropnic jest uwarunkowana wymaganiami co do ich lekkości, wytrzymałości, łatwości zakładania i rabowania oraz uzyskania optymalnych warunków samoladowności urobku na przenośnik (rys. 1).
2. Uzyskaniem wolnego od stojaków czoła przodku ściany, co daje możliwość wykonywania nieprzerwanego wrębu z przenośnika i przesuwania przenośnika w całości bez naruszania obudowy.
3. Uzyskaniem wysokiego współczynnika samoladowności urobku na przenośnik dosunięty do samego czoła przodku i niewielkiej ilości urobku ładowanego ręcznie z małej odległości od przenośnika (rys. 2).
4. Użyciem w obecnej fazie rozwojowej metody prostych i dobrze znanych maszyn i urządzeń, jak przenośnik zgrzeblowy pancerny i wrębiarka ścianowa, przy równoczesnym zmniejszeniu pracochłonności obudowy przez zastosowanie stropnic członowych.
5. Zastosowaniem zespołowej organizacji pracy z uwzględnieniem warunków lokalnych, w której każdy z członków załogi produkcyjnej przodku wykonuje wszystkie czynności wchodzące w zakres cyklu łącznie z rabowaniem obudowy i przesuwaniem przenośnika, z wyłączeniem wykonywania wrębu.
6. Uzyskiwaniem regularnego postępu ściany 2,40 m na dobę w ciągu dwóch zmian (z możliwością uzyskania postępu 3,60 m na dobę po dalszym usprawnieniu metody) a więc znacznym wzrostem wykorzystania mocy produkcyjnej frontu roboczego, koncentracji wydobywania i wynikającym z niej lepszym wykorzystaniem urządzeń transportowych.
7. Korzystnym dla kierowania stropem wpływem rytmicznego posuwu ściany krótszymi odcinkami w regularnych odstępach czasu, polepszającym warunki bezpieczeństwa pracy w ścianie wobec stałe zabezpieczonego stropu.

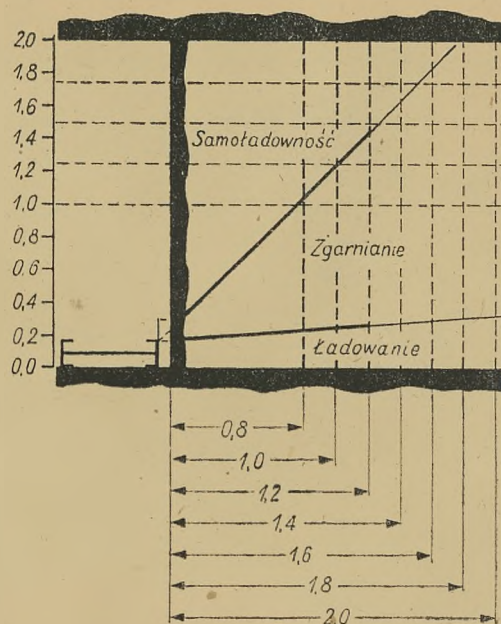
8. Znacznym obniżeniem pracochłonności obudowy zarówno przy jej stawianiu, jak i rabowaniu. Korzystne warunki pracy obudowy zmniejszają w dużym stopniu dotychczasowy nakład pracy przy transporcie zdeformowanych lub uszkodzonych długich stropnic stalowych i przy ich prostowaniu w kopalni lub w warsztatach.



Długość	800	1000	1200	1400	1600
Ciężar			35,1	40,0	44,9
P_{sk}	2000	1700	1500	1350	1200
P_{max}			2700		

Rys. 1. Stropnice członowe

9. Zdobywaniem nowych doświadczeń mogących służyć konstruktorom i racjonalizatorom do dalszych koncepcji maszyn mechanizujących czynności w cyklach wielokrotnych.



Rys. 2. Zależność stopnia samoladowności od głębokości zaboru

W czasie od połowy lutego do czerwca br. wprowadzono metodę w ośmiu ścianach w różnych kopalniach PW, w pokładach grubości od 1,30 do 3,20 m, przy przeciętnej szerokości (długości) ścian około 100 m wybieranych z zawałem stropu z wyjątkiem jednej ściany wybieranej z pasami podsadzkowymi. Uprzedzając analizę szczegółową metody po zebraniu obszerniejsze-

go materiału doświadczalnego podano w niniejszym artykule w skrócie dotychczasowe osiągnięcia w ścianach dwucyklicznych.

Ściana I. Próby rozpoczęto w połowie lutego 1955 r. w pokładzie 615 grubości 1,50 do 1,75 m przy nachyleniu około 5° w ścianie, szerokości 96 m wybieranej z zawałem stropu. W okresie prób wykonano 60 cykli pojedynczych i 6 podwójnych. W czasie prowadzenia cykli dobowych podwójnych wystąpiły trudności w odstawie i przewozie na zmianie popołudniowej, wynikające z warunków lokalnych. Równocześnie pierwsza seria stropnic członowych wykazała niedostateczną wytrzymałość sworzni łączących. Próby więc przerwano do czasu przygotowania ściany o lepszych warunkach odstawy, zapewniających możliwość dwuzmianowego obłożenia ściany i otrzymania poprawionych stropnic członowych. W czasie trwania prób wydobyto 16 800 tonn węgla ze ściany uzyskując wydajność przodkową łącznie z wszelkimi robotami pomocniczymi do 10,5 tonny na dniówkę.

Ściana II. Ścianę wielocykliczną uruchomiono w połowie marca w pokładzie 407/3 grubości 1,40 m i nachyleniu 4° wybierane systemem z pasami podsadzkowymi. Wykonano w okresie prób 9 cykli pojedynczych i 8 podwójnych, w czasie których wydobyto 7500 tonn węgla. Ściana mająca szerokości 132 m przy dalszym prowadzeniu weszła w partię pokładu o silnych zaburzeniach tektonicznych, co doprowadziło do komplikacji w obudowie i uniemożliwiło kontynuowanie prób regularnych.

Ściana III. Ścianę prowadzi się w pokładzie 712 grubości 3,20 m i nachyleniu 8° systemem z zawałem stropu. Szerokość ściany wynosi 100 m. W związku z uruchomieniem ściany metodą krótkich zabiorów wprowadzono po raz pierwszy wrębiarkę ścianową w tym pokładzie i przesuwanie przenośnika w całości. Po kilku dniach prowadzenia cyklu pojedynczego wprowadzono regularny cykl podwójny na dobę. Z uwagi jednak na zbyt szybki posuw w stosunku do przygotowania ściany dolnej w tym samym pokładzie kierownictwo kopalni zdecydowało się na jednocykliczne prowadzenie ściany do czasu doprowadzenia do odpowiedniej odległości ściany dolnej. Do pierwszej dekady czerwca uzyskano wydobyte 15 000 t węgla.

Ściana IV. Z początkiem czerwca uruchomiono drugą ścianę w tym samym pokładzie co ściana III, uzyskując w niej regularny dwucykliczny postęp 2,40 m na dobę. Szerokość ściany wynosi obecnie 40 m i będzie się ją stopniowo zwiększać do 100 m. Uzyskiwana przeciętna wydajność przodkowa w obu ścianach wynosi od 9 do 10 t/dniówkę.

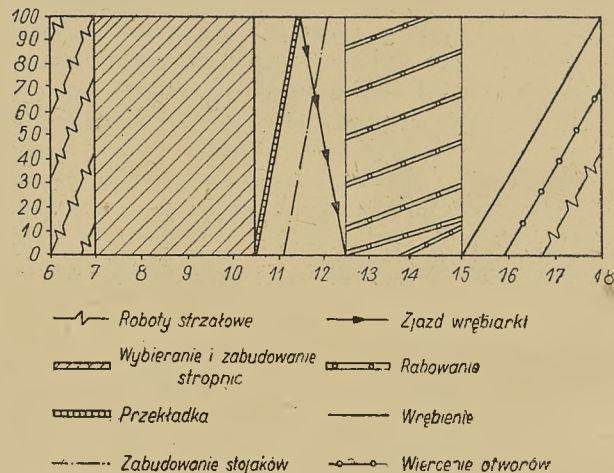
Ściana V. Ścianę prowadzi się w pokładzie 404/1 grubości 1,70 do 2,20 m i nachyleniu 6° systemem z zawałem stropu. Szerokość ściany wynosi 100 m. System wielocykliczny wprowadzono 11 maja br. uzyskując regularnie dwa cykle na dobę, o łącznym postępie 2,40 m dziennie. Całkowity posuw ściany w miesiącu maju wyniósł 65 m przy wydobyciu 13 000 t węgla i wydajności przodkowej około 10 t/dniówkę.

Ściana VI. Ścianę uruchomiono z początkiem czerwca w pokładzie 624 grubości 1,60 m i nachyleniu 3° przy szerokości przodku 120 m. Po kilku dniach próbnego prowadzenia jednocyklicznego ściana przeszła na dwucykliczność.

Ścianę VII i VIII uruchomiono w drugiej połowie czerwca.

Łączne wydobyte ze ścian wielocyklicznych do końca czerwca wynosi ponad 80 000 tonn, stanowi więc poważny wkład w produkcję, który będzie stale wzrastał w miarę uruchamiania nowych ścian. Z dotychczasowych doświadczeń wynika, że nowa metoda może być wprowadzona bezpośrednio w ścianach produkcyjnych bez jakichkolwiek zaburzeń ruchowych wpływając natychmiast na poprawę wskaźników wydobywania, wydajności i kosztów, przy równoczesnej poprawie wskaźników mechanizacji.

Organizację ścian dwucyklicznych o szerokości (długości) 100 m ujęto w harmonogram (rys. 3) opracowany



Rys. 3. Harmonogram jednego cyklu pracy

przez inż. Plutę z IMG. Przewiduje on cykl dwunastogodzinny (łącznie z wrębem) z przyjęciem pewnych rezerw w czasie na ewentualne przerwy. Istnieje jednak możliwość dalszego skrócenia czasu trwania cyklu o czym świadczą uzyskiwane dotychczas wykony szczytowe, jak wrębiecie 130 minut, ładowanie 140 minut, przekładka przenośnika w całości 22 minuty, zakładanie obudowy i rabunek 60 minut.

Czas wrębiecia może być skrócony przez wprowadzenie wrębiarek o szybszym posuwie roboczym i częściej wykonywaniu wrębu na zmianie produkcyjnej. W wielu przypadkach uzyskuje się dużą samoladowalność już w czasie wrębiecia przy uruchomionym przenośniku. Skrócenie czasu ładowania jest wyłącznie zależne od sprawnego działania odstawy, co jest istotnym warunkiem powodzenia metody. Wrąb wykonuje się wrębiarką ścianową normalnej konstrukcji posuwającą się po przenośniku. Wrębiarka pozostaje na przenośniku w czasie jego przesuwania.

W pokładach cienkich (około 1,00 m) należy stosować wrębiarkę niższą przy ewentualnym wykonywaniu wrębu w środku pokładu i strzelaniu w dolnej ławie w przypadku jej zbyt silnego związania ze spągiem. Próby takie mają być przeprowadzone w najbliższych tygodniach.

Opisana metoda jest podstawą do rozwoju metod wielocyklicznych o zabiorze jednorazowym mniejszym niż 1,20 m przy zastosowaniu szybkiebieżnych maszyn zespołowych urabiających i ładujących zezwalających na dalsze zwiększenie postępu dobowego ściany ponad 2,40 m. Z uwagi na nasz twardy węgiel nie można w nim używać znanych dotychczas strugów. Maszyny takie powinny być skonstruowane dla warunków polskich zagłębi we własnych biurach konstrukcyjnych.

Na powyższy temat ogłoszono w Przeglądzie Górniczym następujące artykuły:

Zyzak J.: Z zagadnień racjonalizacji Polskiego Przemysłu Węglowego. Przegląd Górniczy, nr 12, 1949.

Zyzak J.: Obudowa stalowa w ścianie. Przegląd Górniczy, nr 6, 1950.

Zyzak J.: Sztynne czy podatne stojaki w ścianach. Przegląd Górniczy, nr 1, 1952.

Zyzak J.: Mechanizacja a obudowa ścian. Przegląd Górniczy, nr 10, 1952.

Zyzak J.: Ściany płytkozabiorowe. Przegląd Górniczy, nr 1, 1954.

Pluta J.: Wpływ rodzaju obudowy na zachowanie się stropu. Przegląd Górniczy, nr 5, 1952.

Pluta J.: Błędy wykonywania obudowy stalowej w ścianach. Przegląd Górniczy, nr 1, 1952.

Borecki M.: Praca górotworu i obudowy w wyrobiskach ścianowych. Przegląd Górniczy, nr 5, 1953.

Pluta L.: Obudowa stropnicami członowymi w ścianach krótkozabiorowych. Przegląd Górniczy, nr 4, 1955.

Dietrych J. i Zyzak J.: Możliwości maszyn zespołowych. Przegląd Górniczy, nr 5, 1953.

Mrozek W.: Postęp urabiania i gęstość obudowy ścian. Przegląd Górniczy, nr 8, 1953.

Kempiński S. i Kozłowski J.: Ściany o wielokrotnym i kombinowanym zabiorze. Przegląd Górniczy, nr 3, 1955.

622.284.3

PIERWSZE DOŚWIADCZENIA Z PRZEGUBNYMI STROPNICAMI CZŁONOWYMI

Doc. mgr inż. Tadeusz Kubiczek, inż. Władysław Mrozek

Treść: Autorzy omawiają cel stosowania stropnic członowych i zasady ich konstrukcji. Podano dokładnie samą organizację pracy przy stosowaniu stropnic członowych przegubnych w systemach ścianowych w czasie pierwszych zastosowań w różnych warunkach oraz osiągnięte wyniki w zwiększonym wydobyciu i podniesionej wydajności.

Coraz szersze wprowadzanie do eksploatacji ścianowej maszyn do urabiania i ładowania oraz dążenie do jak największego wykorzystania przenośników pancernych do samoładowania urobku wyłoniły konieczność uzyskania wolnego od stojaków przodku w polu roboczym. Dotychczas stosowane w polskich kopalniach elementy obudowy, jak obudowa drewniana poprzeczna bądź stojaki i stropnice stalowe nie zawsze pozwalały na swobodne poruszanie się nowoczesnych maszyn wzdłuż ściany oraz utrudniały przesuwanie przenośników pancernych w całości. Przystawianie stojaków pogarsza gospodarkę stropem, a przy stropach kruchych lub popękanych stwarza dodatkowe niebezpieczeństwo. Z tych względów Departament Techniki MG już przy pierwszych pracach nad mechanizacją położył nacisk na rozwiązanie zagadnienia odpowiedniego systemu obudowy dla ścian zmechanizowanych tj. zapewniającego

we produkują fabryki maszyn górniczych. Należało wyprodukować stropnice członowe.

Stropnice członowe mają poza tym szereg zalet w porównaniu ze zwykłymi, dotychczas stosowanymi stropnicami stalowymi. Łączenie stropnic w jeden ciąg



Rys. 1. Ściana obudowana polskimi stropnicami członowymi

1. szybkie zabezpieczenie stropu bezpośrednio po jego odsłonięciu,
 2. szybkie i łatwe wykonanie samej czynności obudowy,
 3. uzyskanie ociosu ściany wolnego od stojaków.
- Powzięta decyzja wytykowała jako odpowiadającą tym warunkom obudowę ze stojaków wczesnopodporowych i stropnic członowych. Stojaki wczesnopodporo-

utrudnia możliwość ich przesuwu i wyboczenia dając dobre zabezpieczenie pola roboczego do samego przodku. W zależności od rodzaju połączenia pojedynczych stropnic w jeden ciąg rozróżnia się:

1. stropnice członowe sztywne,
2. stropnice członowe przegubne.

Ponieważ stropnice członowe przegubne w stosunku do sztywnych wykazują szereg zalet (jak np. dostatecznie duże luzy w przegubie pozwalają na dopasowanie się ciągu stropnic do nierówności stropu bądź odchyłek w płaszczyźnie poziomej), Biuro Konstrukcji Maszyn Górniczych opracowało dokumentację takiej stropnicy. Wykonanie prototypu napotykało na przeszkody ze względu na trudności w doborze odpowiedniego tworzywa.

Z końcem 1954 r. wykonano pierwszą serię ruchową stropnic członowych przegubnych o długości 1,20 m.

Stropnica zbudowana jest ze stali profilowej wzmoconej z boku płaskownikami. Na jednym końcu stropnicy jest okrągły otwór, na drugim czop osadzony niesymetrycznie i zasuwka. Na czop nakłada się otwór stropnicy wyprzedzającej, a następnie przesuwa się zasuwkę w celu zapobieżenia zsunięciu w przypadku ruchów bocznych stropnicą. Stropnicę po założeniu podnosi się do stropu, obracając wokół czopu i ustala za pomocą trzewika z klinem. Klin osadzony w szczelinie trzewika, wchodząc między dolną część trzewika i spód stropnicy, ustala stropnicę w potrzebnej pozycji. Po wybraniu zabioru i zabudowaniu stojaka usuwa

21,00 ÷ 5,30	rabowanie obudowy	
	i stawianie łamaczy	12 ludzi
24,00 ÷ 7,45	wrębiecie, wiercenie	
	i strzelanie	6 ludzi

Razem 61 ludzi

Uzyskane wydobyte (95,0 × 1,8 × 1,6 × 1,3) = 365 tonn.

Uzyskana wydajność przodkowa (365 : 61) = 5,83 t na dniówkę.

Organizacja pracy po zastosowaniu stropnic członowych:

Zastosowano system ścianowy z zawałem zakładając:

- dwa cykle na dobę, każdy o postępie 1,2 m czyli postęp 2,4 m na dobę,
- przenośnik pancerny pod ociosem, przesuwany w całości po każdym cyklu, dwukrotnie na dobę,
- rabowanie po każdym cyklu, tj. dwukrotnie na dobę.

Rozłożenie poszczególnych prac i czas ich wykonania przedstawia poniższe zestawienie:

Rodzaj czynności	I cykl		II cykl	
Wrębiecie	3,45 ÷ 6,00	2 ludzi	15,00 ÷ 17,15	2 ludzi
Wiercenie otworów i strzelanie	4,45 ÷ 7,00	4 ludzi	16,00 ÷ 18,15	4 ludzi
Wybieranie węgla i zabudowa stropnic	7,00 ÷ 11,00	18 ludzi	18,00 ÷ 22,00	18 ludzi
Przekładka przenośnika	11,00 ÷ 11,45	załoga węglowa	22,00 ÷ 22,45	załoga węglowa
Stawianie stojaków	11,45 ÷ 12,45	załoga węglowa	22,45 ÷ 23,45	załoga węglowa
Rabunek obudowy	12,45 ÷ 15,00	załoga węglowa	23,45 ÷ 2,00	załoga węglowa
Układanie podsadzki wzdłuż chodników	20,00 ÷ 4,00	2 ludzi	20,00 ÷ 4,00	2 ludzi
Obsługa przenośnika	4,15 ÷ 11,00	1 człowiek	17,30 ÷ 22,00	1 człowiek
Razem		27 ludzi		27 ludzi

Ogółem w przodku 54 ludzi.

się trzewik, przywracając przegubowość połączenia stropnic. Stropnica jest krótka (1,2 m). Dlatego pod każdą stropnicą ustawia się tylko jeden stojak. Rys. 1 przedstawia ścianę obudowaną polskimi stropnicami członowymi.

Pierwszą serię stropnic członowych zainstalowano w kopalni Michał w ścianie o długości 95 m, w pokładzie o wysokości 1,6 m i nachyleniu około 6°. W stropie pokładu zalega kruchy łupek mający skłonność do opadania. Ściana ta była prowadzona z wrębem 1,8 m wykonywanym wrębiarką WLE-50s z zastosowaniem przenośnika pancernego PZP-1 w drugim polu. Obudowa stalowa poprzeczna, ściana prowadzona z zawałem.

Organizacja pracy przed zastosowaniem stropnic członowych:

Zmiana I.

6,45 ÷ 14,50	wybieranie węgla, obudowa	28 ludzi
	obsługa przenośnika pancernego	1 człowiek

Zmiana II.

15,00 ÷ 22,00	przekładka przenośnika pancernego i rur	10 ludzi
---------------	---	----------

Zmiana III.

20,00 ÷ 4,00	układanie pasów podsadzki wzdłuż chodników	4 ludzi
--------------	--	---------

Uzyskane wydobyte (95,0 × 2,4 × 1,6 × 1,3) = 474 t. Uzyskiwana wydajność przodkowa (474 : 61) = 8,77 t na dniówkę.

Porównanie osiągniętych wyników wykazuje, że zastosowanie stropnic członowych pozwoliło:

- zwiększyć wydobyte o 33 %,
- zwiększyć wydajność przodkową o 44 %,
- zwiększyć bezpieczeństwo pracy dzięki obudowie stropu zaraz po jego odsłonięciu.

W kopalni Wujek wprowadzono stropnice członowe w ścianie o długości 105 m, wysokości pokładu 1,5 do 1,8 m i nachyleniu 4 ÷ 8°. Ścianę poprzecznie prowadzono z wrębem o głębokości 1,8 m i z zastosowaniem przenośnika pancernego w drugim polu. Obudowa stalowa poprzeczna, ściana prowadzona z zawałem.

Organizacja pracy przed zastosowaniem stropnic członowych:

Zmiana I.

6,00 ÷ 18,00	wiercenie i strzelanie (2 zmiany)	8 ludzi
6,00 ÷ 18,00	wybieranie węgla i budynek (2 zmiany)	36 ludzi
6,00 ÷ 18,00	obsługa przenośników (2 zmiany)	2 ludzi

Zmiana II.

18,00 ÷ 1,00	przekładka przenośnika	10 ludzi
--------------	------------------------	----------

Zmiana III.

23,00 ÷ 6,0 rabowanie obudowy	14 ludzi
22,00 ÷ 5,00 układanie pasów pod- sadzkowych wzdłuż cho- dników	6 ludzi
2,00 ÷ 7,30 wrębianie i zjazd wrę- biarki	4 ludzi

Razem 80 ludzi

Uzyskane wydobyte (105 × 2,0 × 1,7 × 1,3) = 464 t.

Uzyskana wydajność przodkowa (464 : 80) = 5,84 t na
dniówkę.*Organizacja pracy po zastosowaniu stropnic
członowych:*Utrzymano system ścianowy z zawałem pokładu
dając:

- dwa cykle na dobę, każdy o postępie 1,2 m, czyli
postęp 2,4 m na dobę,
- urabianie i wybieranie węgla na dwie zmiany,
- przekładka przenośnika po każdym cyklu,
- rabowanie naraz dwóch pól i układanie pasów
podsadzkowych na trzeciej zmianie.

Rozłożenie poszczególnych prac i czas ich wykona-
nia przedstawia zestawienie:

Rodzaj czynności	I cykl (I zmiana)		II cykl (II zmiana)	
Wrębianie	6,00 ÷ 9,00	2 ludzi	15,00 ÷ 18,00	2 ludzi
Wiercenie i strzelanie	7,00 ÷ 10,00	4 ludzi	16,00 ÷ 19,00	4 ludzi
Wybieranie węgla i zabudowa stropnic	8,00 ÷ 13,30	14 ludzi	17,00 ÷ 22,30	14 ludzi
Chodnik nadścianowy	7,00 ÷ 13,30	3 ludzi	16,00 ÷ 22,30	3 ludzi
Przekładka przenośnika	13,30 ÷ 14,10	załoga węglowa	22,30 ÷ 23,10	załoga węglowa
Stawianie stojaków i czyszczenie	14,10 ÷ 14,40	załoga węglowa	23,10 ÷ 23,40	załoga węglowa
Obsługa przenośnika	7,00 ÷ 13,30	1 człowiek	16,00 ÷ 22,30	1 człowiek
	Razem	24 ludzi		24 ludzi

Zmiana III.

Rabowanie ściany	23,40 ÷ 5,30	14 ludzi
Stawianie kasztów i układanie podsadzki przy chodnikach	23,00 ÷ 6,00	6 ludzi
	Ogółem w przodku	68 ludzi

Uzyskane wydobyte (105 × 2,4 × 1,7 × 1,3) = 557 t.

Uzyskiwana wydajność przodkowa (557 : 68) = 8,19 t
na dniówkę.

Zastosowanie stropnic członowych dało w wyniku:

- zwiększone wydobyte o 20 %,
- zwiększoną wydajność przodkową o 44 %,
- zwiększenie bezpieczeństwa.

W kopalni Rymer zastosowano stropnice członowe w pokładzie wysokim 2,2 m do 2,8 m przy bardzo słabym stropie. Opad ze stropu dochodzi często do 0,6 m. W ścianie tej o długości 90 m, ze względu na słaby strop nie wrębiono a urabianie węgla odbywało się za pomocą materiałów wybuchowych i młotków mechanicznych. Do obudowy stosowano stalowe stojaki i drewniane stropnice o średnicy 18 cm. Ścianę prowadzi się z zawałem. Na pierwszej zmianie wybierano ławę górną o wysokości około 1,3 m na całej długości ściany i zabezpieczano strop. Na drugiej zmianie wy-

bierano ławę dolną (1,2 m ÷ 1,4 m). Na trzeciej zmianie wykonywano przekładkę przenośnika i następnie rabowanie.

Przy wprowadzaniu stropnic członowych utrzymano system ścianowy z zawałem zakładając:

- wykonanie wrębu głębokiego 1,2 m,
- wykonywanie dwóch cykli na dobę,
- rabowanie po każdym cyklu,
- przenośnik pancerny pod ociosem.

Po zastosowaniu stropnic członowych wykonywano dwa cykle na dobę, zgodnie z programem. Należy zaznaczyć, że ze względu na trudną pracę przy rabunku dozór zwrócił szczególną uwagę na cykliczne wykonywanie prac i udało się to przeprowadzić.

Po dwutygodniowej pracy natrafiono w drugiej połowie maja br. na silne zaburzenia w pokładzie. Grubość jego na szerokości 8 m przekroczyła 3,2 m, a opad stropu był tak silny, że musiano na tym odcinku przerwać wrębianie. Dla zapewnienia bezpieczeństwa pracy ściana przeszła, do czasu poprawienia się warunków geologicznych, na 1 cykl na dobę. Mimo tak trudnych warunków wydajność węglowa po zastosowaniu stropnic członowych podniosła się o około 40 %, przodkowa o około 20 %, ze względu na ciężkie warunki rabowania. Równocześnie kopalnia uzyskała znaczną oszczędność w drewnie (2 m³ drewna na każdym

cyklu). Bliższych szczegółów nie podaje się ze względu na próbny jeszcze okres stosowania stropnic członowych. Przykład ten ma na celu udowodnić, że w trudnych warunkach geologicznych stropnice członowe dają również dobre wyniki. Potwierdzeniem tego jest fakt, że kopalnia od 1 czerwca br. wprowadza stropnice członowe w następną ścianę w tym samym pokładzie.

W czerwcu br. przewiduje się wprowadzenie stropnic członowych na dalsze cztery ściany.

Należy podkreślić, że zainteresowanie kopalń stropnicami członowymi wzrasta z dnia na dzień.

W oparciu o osiągnięte wyniki, Departament Techniki MGW w następnym etapie przeprowadzi próby w ścianach kombajnowych z odpowiednio dłuższymi stropnicami członowymi oraz w ścianach wysokich (powyżej 2 m) ze stropnicami członowymi wykonanymi z metali lekkich.

Polska książka i czasopismo techniczne
walczą o postęp i pokój

OBUDOWA BETONOWA SZYBÓW WYKONYWANA SPOSOBEM ŚLIZGOWYM¹⁾

Mgr inż. Jerzy Kursa, mgr inż. Józef Miksa

Treść: Przedstawiono krótką analizę różnych rodzajów obudowy stałej szybów, wskazując na celowość stosowania obudowy betonowej i opisano urządzenie do ślizgowego betonowania obudowy szybów.

Przyspieszenie głębiania szybu jest podstawowym warunkiem skrócenia czasokresu budowy kopalni. Wielka ciasnota przodku uniemożliwia rozwinięcie w szybie szerokiego frontu robót. Zwiększenie szybkości zgłębiania szybu uzyskuje się głównie przez najdalej posuniętą mechanizację wszystkich robót związanych z jego budową i wykonywanie obudowy stałej długimi odcinkami w miarę możliwości równoległe z głębianiem. Wznoszenie obudowy jest jedną z najbardziej pracochłonnych czynności wynoszącą do 40 % całkowitego nakładu pracy budowy szybu i dlatego ważny jest problem mechanizacji wykonywania obudowy stałej.

W Polsce prawie wyłącznie stosowana jest obudowa ceglana. Mimo dużej pracochłonności jest ona prosta w wykonaniu i szczególnie przydatna w szybach głębianych zwykłą metodą krótkimi odcinkami. Nawet przy użyciu wysokowartościowych gatunków cegły, obudowa ta ma niższą wytrzymałość od innych obudów kamiennych, wskutek czego wymaga większej grubości (1,5 ÷ 2,5 cegły) a zatem większej kubatury wyrobiska. Przestrzeganie prawidłowego układu cegieł i konieczność wypełniania zaprawą przestrzeni między obudową a wyrobiskiem czyni obudowę ceglana pracochłonną i nienadającą się do zmechanizowania.

Wskutek znacznej ilości spoin nie jest ona obudową monolityczną i z tego powodu, jak również z uwagi na porowatość cegły odznacza się dużą przepuszczalnością wody. Zakładanie specjalnej izolacji bitumicznej w mokrych szybach jest kosztowne i z uwagi na trudność wykonania nie daje gwarancji zupełnej szczelności.

Do obudowy szybów oprócz cegły stosuje się betonity, tubingi, żelbet i beton.

Obudowa betonitowa własnościami jest zbliżona do obudowy ceglanej, lecz ma większą od niej wytrzymałość i mniejszą ilość spoin. Trudność szczelnego wypełnienia zaprawą spoin pionowych o dużej powierzchni, konieczność przestrzegania prawidłowego układu betonitów oraz potrzeba wypełniania przestrzeni poza obudową są podobnie jak przy cegle zasadniczymi wadami obudowy betonitowej. Pracochłonność i koszty obudowej betonitowej mimo mniejszej jej grubości są równe lub większe niż obudowy ceglanej.

Obudowę z tubingów, bądź monolityczną obudowę żelbetową cechuje wysoka wytrzymałość na nierównomierne naciski górotworu i duża szczelność na przenikanie wody. Obudowy tubingowe i żelbetowe stosowane są wyjątkowo, tylko w ciężkich warunkach

hydro-geologicznych, i z tego względu nie będą tu bliżej analizowane.

Najwłaściwszym materiałem do wykonywania obudowy stałej szybów w przeciętnych warunkach hydro-geologicznych jest beton — materiał znacznie wytrzymalszy i trwalszy od muru. Wysoko postawiona technologia betonu oraz produkcja różnorodnych cementów i dodatków umożliwia otrzymanie betonu o znacznej wytrzymałości na ciśnienie, szybkim procesie twardnienia, prawie całkowitej wodoszczelności i odporności na działanie wód podziemnych. Wykonanie obudowy betonowej charakteryzuje łatwość przygotowania betonu na miejscu budowy i szeroka możliwość stosowania materiałów miejscowych, gdyż podstawowe składniki betonu: tłuczeń, żwir i piasek, prawie zawsze można znaleźć w pobliżu budowanego szybu. Materiały te są tanie i nie wymagają specjalnych pomieszczeń do magazynowania. Obudowa betonowa jest najtańsza i najmniej pracochłonna w porównaniu do innych obudów kamiennych oraz jest jedyną obudową, przy której wszystkie prace technologiczne, jak deskowanie, przygotowanie i zagęszczanie betonu nadają się do pełnej mechanizacji. Wskutek braku spoin obudowa betonowa jest monolityczna i ściśle związana z górotworem. Dobór kruszywa i stosowanie odpowiednich

Tablica 1
Porównawcze zestawienie kosztów i pracochłonności różnych rodzajów obudowy stałej szybów według Instytutu Projektowania „Juzgiproszacht„

Średnica szybu w świetle, m	Rodzaj obudowy	Grubość obudowy, cm	Koszty obudowy, rubli		Pracochłonność wykonania obudowy, rdn	
			1 m szybu	1 m ³ obudowy	1 m szybu	1 m ³ obudowy
6	betonowa	40	2751,1	319,9	7,74	0,90
		50	3461,7	314,7	9,02	0,82
6	żelbetowa	40	3809,8	443,0	9,90	1,15
		50	4816,9	437,9	11,88	1,08
6	betonitowa	40	5043,0	622,6	10,75	1,25
		50	6212,8	609,1	13,75	1,25
6	cegłana	51	4375,3	420,7	10,82	1,04
		64	5426,5	411,1	12,67	0,96

¹⁾ Niniejszy artykuł jest skrótem referatu ogłoszonego 22 października 1954 r. w Stalinogrodzie na Konferencji Naukowo-Technicznej na temat: „Problematyka i środki zmierzające do zwiększenia postępów przy głębianiu szybów“.

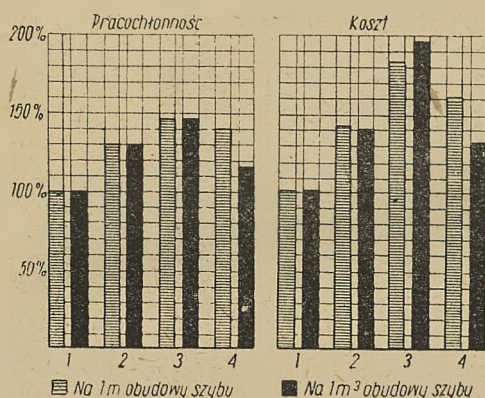
dodatków do cementu jak np. produkowanego w Polsce preparatu „Silicon“, w sposób prosty i niezawodny pozwala już w czasie betonowania uszczelnić obudowę

na przenikanie wody pod znacznym ciśnieniem eliminując izolacje bitumiczne. Dodatek „Siliconu“ nie tylko nie obniża lecz zwiększa wytrzymałość betonu, co wykazały badania Instytutu Techniki Budowlanej oraz badania autorów prowadzone w Zakładzie Górniczym Głównego Instytutu Górnictwa.

Obudowy betonowe szybów ostatnio szeroko rozpowszechniły się za granicą. Podział procentowy różnych rodzajów obudowy stałej szybów budowanych w 1952 r. przez przemysł węglowy Związku Radzieckiego przedstawia się następująco:

obudowa betonowa	36,5 %
obudowa żelbetowa	12,2 %
obudowa betonitowa	22,1 %
obudowa ceglana	15,0 %
obudowa żeliwna (tubingowa)	14,2 %

W tablicy 1 i na rys. 1 podano zestawione przez Instytut projektowania „Jużgiproszacht“ koszt oraz pra-



Rys. 1. Porównanie różnych rodzajów obudowy kamiennej pod względem pracochłonności i kosztów
1 — beton 2 — żelazobeton. 3 — betonity. 4 — cegła

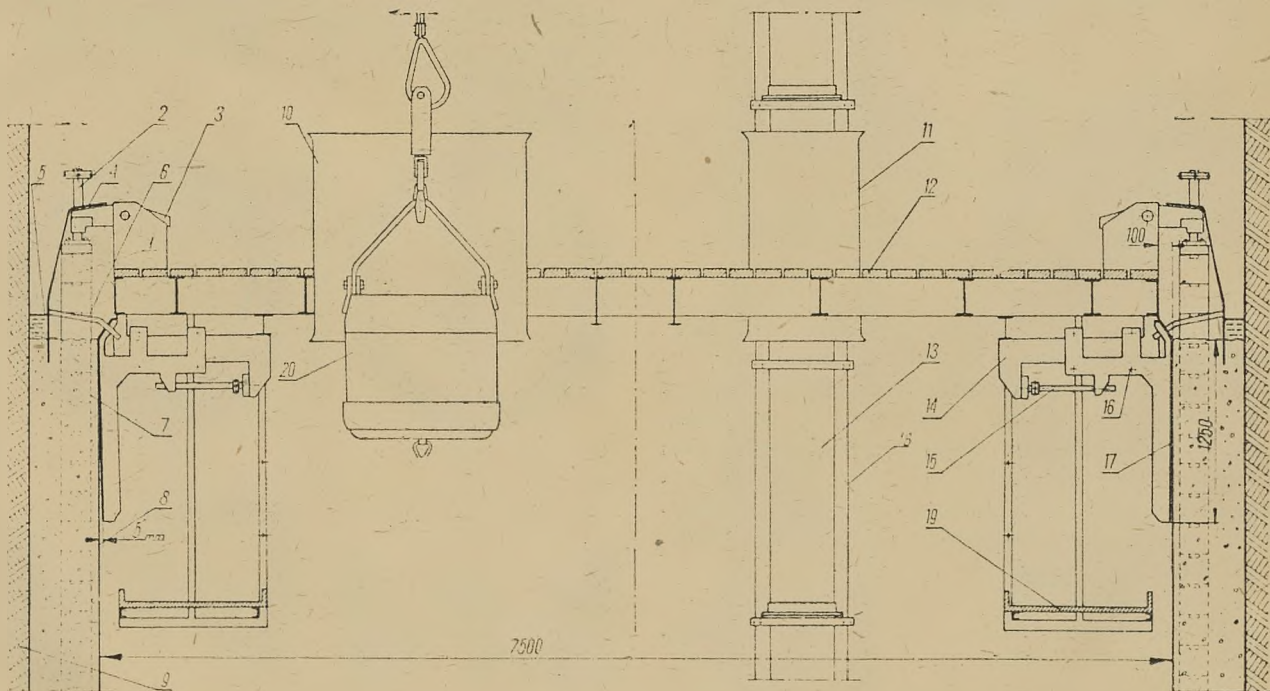
cochłonność różnych rodzajów obudów kamiennych w szybach okrągłych o średnicy 6 m i grubości obudowy $40 \div 50$ cm odpowiadających wytrzymałościowo obudowie ceglanej grubości $51 \div 64$ cm ($2 \div 2,5$ cegły).

W budownictwie szybowym stosuje się do betonowania obudowy inwentaryzowane deskowanie przestawne. Znaczne roboty przy ustawianiu i zdejmowaniu tych deskowań, są główną wadą robót betonowych i utrudniają prace związane z obudową szybu szczególnie przy równoległym jego głębieniu.

W budownictwie nadziemnym duże korzyści ekonomiczne osiągnięto przez użycie deskowań ślizgowych. Zastosowanie deskowań ślizgowych przy betonowaniu kominów fabrycznych i silosów umożliwiło znaczne przyspieszenie tempa robót dzięki zmechanizowaniu i skoncentrowaniu robót wykonawczych w jeden ciągły proces pozwalający na wykonanie budowl systemem pospiesznym i uniknięcie strat w robociznie na pracochłonne roboty przy montażu i demontażu szalunku.

Autorzy referatu mając na uwadze, że stały, niezmienny wewnętrzny przekrój szybu na całej znacznej swej długości stwarza wyjątkowo korzystne warunki betonowania ślizgowego, podjęli próbę przystosowania do budowy szybów deskowań ślizgowych, które w dotychczasowej postaci nie odpowiadały wymaganiom budownictwa podziemnego. Koncepcję urządzenia do ślizgowego betonowania spełniającego postulat budownictwa górniczego i umożliwiającego równoległe głębienie szybu oraz betonowanie obudowy podano w „Przeglądzie Górniczym“ (marzec 1953 r.) w artykule pt. „Nowe możliwości betonowania obudowy szybów“.

Na zebraniu Naukowej Rady Specjalistów GIG w czerwcu 1953 r. wybrano szyb Ryszard w kopalni Porąbka jako obiekt do przeprowadzenia prób. W chwili powzięcia tej decyzji głębienie szybu Ryszard

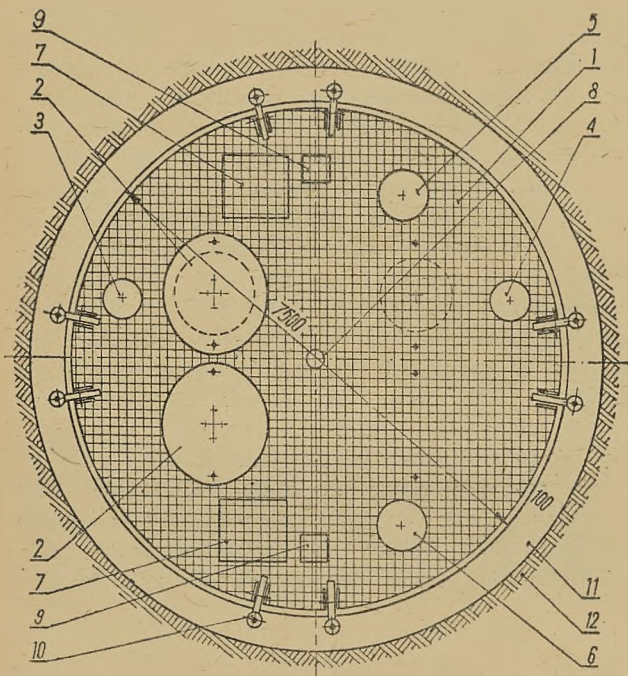


Rys. 2. Przekrój pionowy urządzenia do ślizgowego betonowania obudowy szybu „Ryszard“

1 — prefabrykowane klocki betonowe, 2 — podnośnik śrubowy, 3 — rygiel do oparcia podnośników śrubowych, 4 — osłona z blachy zabezpieczająca beton przed napływem wody, 5 — woda, 6 — rura odprowadzająca wodę, 7 — świeży beton, 8 — związany beton, 9 — górotwór, 10 — osłona otworu na kubły urobkowe, 11 — osłona otworu na lutnię wentylacyjną, 12 — pomost roboczy, 13 — lutnia wentylacyjna, 14 — prowadzenie do przesuwania poziomego elementów deskowania, 15 — łożyska do przesuwania elementów deskowania, 16 — wałki, 17 — elementy deskowania cylindrycznego, 18 — liny do zawieszania lutni wentylacyjnych, 19 — pomost pomocniczy do łączenia i rozłączania elementów deskowania, 20 — kubły urobkowe

było już rozpoczęte. Szyb ten o średnicy w świetle 7,5 m był głębiony w skałach zwięzłych krótkimi odcinkami w obudowie ceglanej. Wprowadzenie ślizgowego betonowania obudowy wymagało przystosowania szybu do głębienia równoległego metodą długich odcinków.

Przy budowie urządzenia ślizgowego wykorzystano znajdujący się w Przedsiębiorstwie Budowy Szybów pomost wiszący, dla wznoszenia obudowy murowanej. Do tego pomostu zaprojektowano podwieszane od spodu deskowanie ślizgowe w formie cylindra blaszanego o wysokości 1,25 m i średnicy równej średnicy wewnętrznej szybu, które w miarę betonowania obudowy podnosi się razem z pomostem równomiernie, powoli



Rys. 3. Rzut poziomy pomostu roboczego

1 — pomost roboczy, 2 — otwory na kubły urobkowe 3 — otwór na przewód powietrza sprężonego, 4 — otwór na rurociąg wodny, 5 — otwór na lutnie wentylacyjne, 6 — otwór na drabinę bezpieczeństwa, 7 — kłapy dla przepuszczenia pomp w szących, 8 — otwór na pion centralny, 9 — kłapy do zejścia na pomost dolny, 10 — podnośniki śrubowe, 11 — obudowa betonowa, 12 — górotwór

i ciągle do góry z tak dobraną szybkością, ażeby beton opuszczający deskowanie był całkowicie związany. Ponadto do istniejącego pomostu wiszącego domontowano pomocniczy pomost montażowy i podnośniki (rys. 2 i 3). Przerobiony i dostosowany do betonowania pomost wiszący nadaje się w dalszym ciągu do wykonywania obudowy murowanej. Stwarza to możliwości swobodnego przeprowadzania prób nad ślizgowym betonowaniem obudowy.

Pomost roboczy wraz z deskowaniem ślizgowym oparty jest w czasie betonowania obudowy na prefabrykowanych klockach betonowych o średnicy 15 cm i podciągany do góry za pomocą śrubowych podnośników (rys. 4).

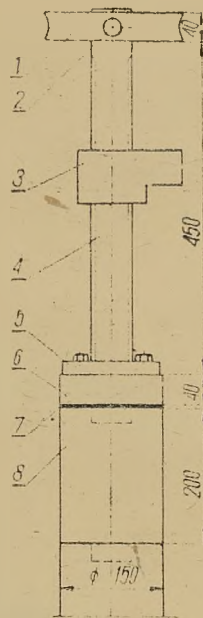
Górna głowica podnośnika posiada na obwodzie cztery otwory, do których wkładany pręt stalowy służy jako dźwignia do ręcznego kręcenia śrubą. Śruba jest połączona z nieruchomą głowicą dolną za pomocą łożyska w sposób obrotowy.

Dla równomiernego rozłożenia nacisku na walec betonowy, podnośnik śrubowy zakończony jest podkładką gumową. Klocki betonowe układa się jeden na drugim na zaprawie cementowej, w miarę postępu robót pozostawiając je na stałe w obudowie.

Przy podnośnikach śrubowych zainstalowane są wskaźniki umożliwiające kontrolę równomiernego podnoszenia deskowania i postępu betonowania.

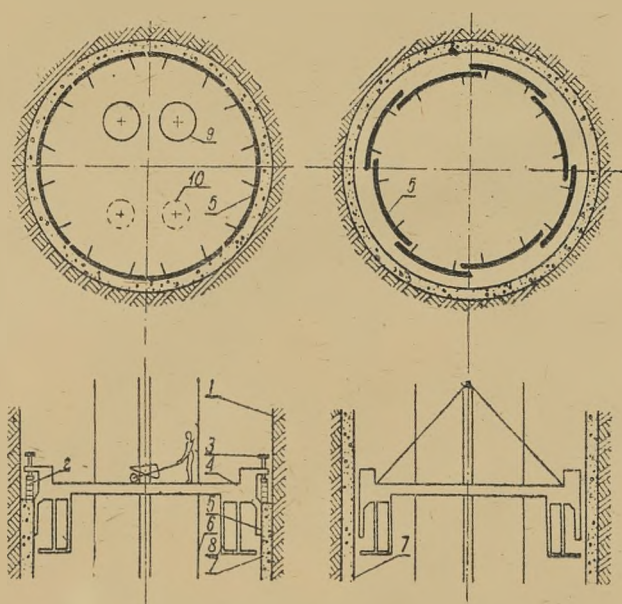
Urządzenie ma osiem rygli obrotowych, których zakończenia przystosowano do oparcia o podnośniki, na których spoczywa cały ciężar urządzenia w czasie betonowania obudowy. Podczas okresowego przemieszczania pomostu w szybie zawieszony jest on na linie.

Deskowanie ślizgowe składa się z ośmiu segmentów połączonych wzajemnie stalowymi klinami zabijanymi w stykach. Segmenty te za pomocą poziomych śrub mogą być zsuwane do wewnątrz i rozsuwane w granicach 30 cm, co jest potrzebne do swobodnego przemieszczania urządzenia na nowy odcinek robót (rys. 5 i 6). Czynności związane ze zsuwaniem i rozsuwaniem deskowania wykonuje się z pomocniczego pomostu montażowego dostępnego otworem zakrywanym klapą a znajdującym się w podłodze głównego pomostu roboczego. Całość urządzenia do betonowania obudowy może być montowana i rozmontowana w szybie.



Rys. 4. Podnośnik śrubowy

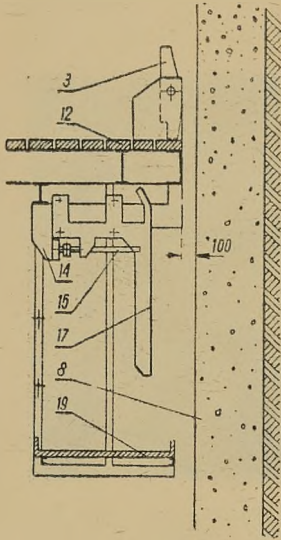
1 — głowica górna, 2 — otwór na dźwignię do obacania śrubą, 3 — nakrętka, 4 — śruba, 5 — płytka łożyskowa, 6 — głowica dolna, 7 — podkładka gumowa, 8 — klocki betonowe



Rys. 5. Urządzenie w czasie ślizgowego betonowania i w czasie opuszczania na niższy odcinek szybu

1 — górotwór, 2 — klocki betonowe, 3 — podnośnik śrubowy, 4 — pomost roboczy, 5 — elementy deskowania, 6 — prowadnik linowy, 7 — obudowa betonowa, 8 — pomost pomocniczy (montażowy), 9 — kubły urobkowe, 10 — kubły materiałowe

Dodatkowe osłony z blach stalowych, zabezpieczą świeży beton od wymywania cementu przez wodę ściekającą w większej ilości po ścianach wyrobiska (rys. 2). Osłony te przytwierdzone do rygli obrotowych zanurzone są w świeży beton przy jego zewnętrznym obwo-



Rys. 6. Zsunięty do wewnątrz element deskowania (oznaczenia patrz rys. 2)

dzie na głębokość kilkunastu centymetrów. Ściekająca z wyrobiska woda gromadzi się zewnątrz osłon skąd jest odprowadzona pod pomost roboczy do wnętrza szybu. W ten sposób zabezpiecza się świeży ułożony w deskowaniu ślizgowym beton od wypłukiwania cementu.

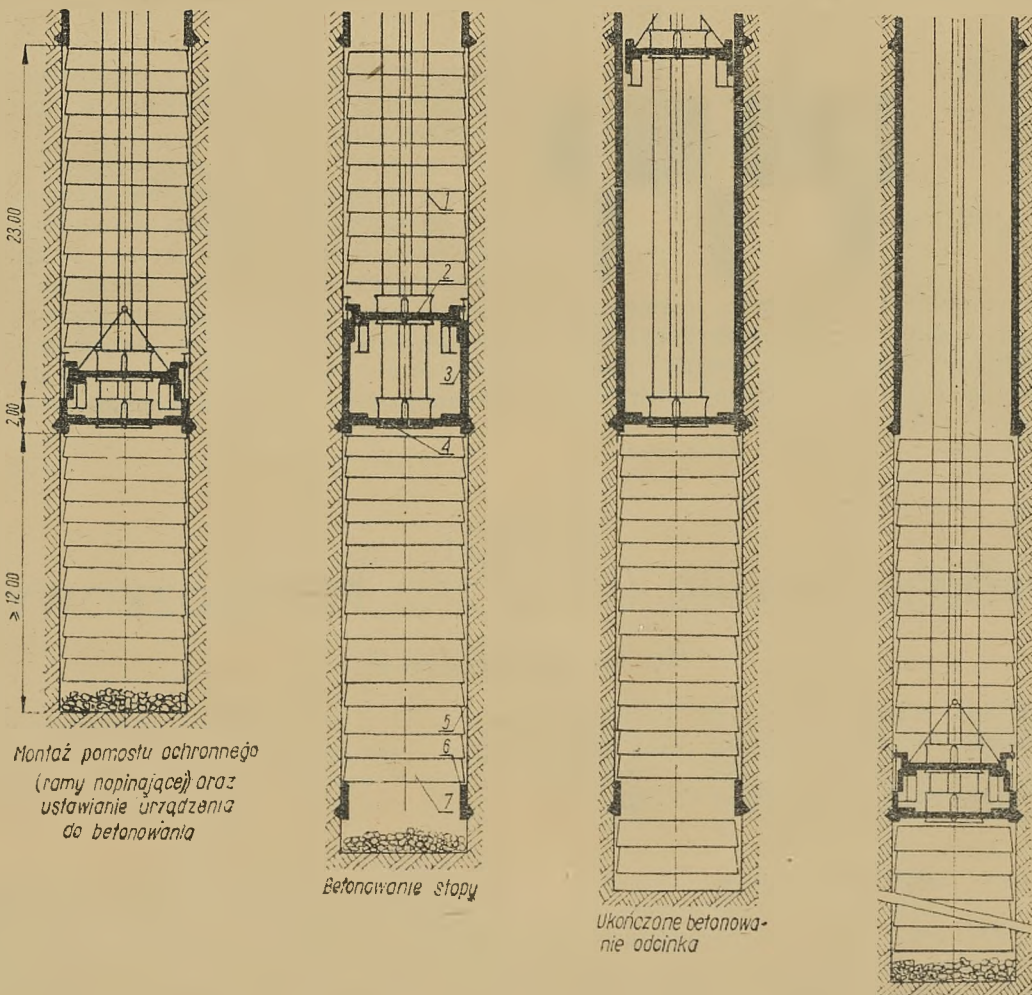
Ślizgowe betonowanie obudowy powinno być prowadzone bez przerwy przez całą dobę, gdyż wtedy tarcie świeżego betonu o deskowanie jest nieznaczne i wynosi około 100 kg/cm^2 szalunku. Dłuższe, kilkunastogodzinne przerwy w betonowaniu utrudniają podnoszenie deskowania i mogą go

nawet całkowicie unieruchomić. Powtórne uruchomienie ślizgowego betonowania wymaga oderwania blach deskowania od betonu przez zsuniecie a następnie rozsuniecie segmentów deskowania, co wykonuje się z pomostu pomocniczego.

Masę betonu o konsystencji plastycznej wyładuje się z kubłów na pomost roboczy, a następnie wrzuca za deskowanie i zagęszcza sztychowaniem. W czasie betonowania obudowy należy pozostawić gniazda na osadzenie uzbrojenia szybu. Opisanym urządzeniem wykonywać można również monolityczną obudowę żelbetową podobnie jak betonową.

Szybkość betonowania obudowy zależy od czasu wiązania zużytego cementu i wynosi $3 \div 6 \text{ m}$ na dobę. Ślizgowe betonowanie można przyspieszyć stosując dodatki do betonu (np. chlorek wapnia CaCl_2) skracające okres wiązania i przyspieszające twardnienie betonu.

Po ukończeniu betonowania 25-metrowego odcinka obudowy szybu przekazuje się ciężar pomostu na linę, zdejmując podnośniki śrubowe i wydaje na powierzchnię. Połączenie dwóch odcinków obudowy szybu wykonuje się z pomostu wiszącego przez zabetonowanie bądź zamurowanie betonitami. Następnie wybija się kliny łączące ze sobą poszczególne segmenty deskowania ślizgowego i zsuwa się je do wewnątrz za pomocą śrub (rys. 5 i 6). Po zsunieciu wszystkich segmentów przystępuje się do opuszczenia urządzenia na nowy odcinek szybu. Opuszczanie jest kontrolowane



Rys. 7. Schemat ślizgowego betonowania obudowy i równoległego głębienia

1 — prowadniki linowe, 2 — pomost roboczy, 3 — obudowa betonowa, 4 — pomost ochronny (rama napinająca), 5 — górtwór, 6 — stopa szypowa, 7 — obudowa tymczasowa

przez trzech ludzi znajdujących się na pomoście, ażeby uniknąć zaczepienia go o przewody lub o obudowę tymczasową w szybie. Gdy urządzenie znajdzie się we właściwym położeniu, tj. w poziomie zabetonowanej uprzednio stopy rozsuwa się z powrotem deskowanie ślizgowe i zakłada podnośniki śrubowe, które przejmą na siebie z kolei ciężar urządzenia, po czym można rozpocząć betonowanie nowego odcinka obudowy.

Betonowanie stopy wykonuje się w przodku szybu w deskowaniu z krążyn, po odstrzeleniu skały. W stopie zabetonowuje się haki do zawieszenia pierścieni obudowy tymczasowej oraz pozostawia gniazda na osadzenie ramy napinającej, wspólnej dla transportu urobku i materiałów. Rama napinająca posiada pełne poszycie i jest zarazem pomostem ochronnym.

Ze względu na szczelne przyleganie deskowania ślizgowego do obudowy, zbędne jest stosowanie specjalnych fartuchów uszczelniających pomost górny, jak to jest wymagane przy wykonywaniu obudowy murowanej z pomostu wiszącego. Ponadto robotnicy w przodku szybu są chronieni odrębnym pomostem bezpieczeństwa.

Tablica 2

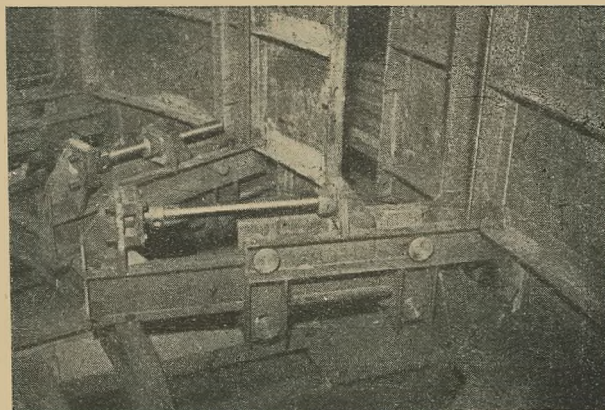
Harmonogram dobowy betonowania obudowy

Czas na cykl	Wykon na cykl	Odsada	Nazwa czynności	zmiana		
				I zmiana 6 osób załogi	II zmiana 6 osób załogi	III zmiana 6 osób załogi
godz.	min.	wym. ilość				
1	-	-	Zjazd i wyjazd załogi			
16	-	mb 3 6	Betonowanie obudowy			
6	-	mb 3 6	Zdjęcie i wydawanie pierścieni			

Tablica 2 przedstawia projektowany harmonogram ślizgowego betonowania obudowy a na rys. 7 zobrażowano schematycznie cykl betonowania obudowy i równoległego głębenia. Harmonogramy robót powin-

ny być każdorazowo korygowane zależnie od zmieniających się warunków w czasie prowadzenia robót.

Dokumentacja robocza urządzenia do ślizgowego betonowania opracowana w Głównym Instytucie Górniczym została przekazana do Przedsiębiorstwa Budowy Szybów do wdrożenia i urządzenie znajduje się w stadium realizacji (rys. 8).



Rys. 8. Elementy deskowania ślizgowego wraz ze śrubami do ich przesuwania (widok z pomostu dolnego)

Dążąc do jak najszerzego zmechanizowania pracy przy obudowie zastąpi się podnośniki śrubowe podnośnikami hydraulicznymi napędzanymi elektryczną pompą olejową. Zastosowanie podnośników hydraulicznych pozwoli na równomierne podnoszenie deskowania nawet w wypadku chwilowej nieobecności załogi w szybie, np. podczas strzelania, uniemożliwiając silniejsze przyleganie betonu do deskowania w czasie przerwy w betonowaniu.

Zmieniony też będzie w przyszłości sposób wykonywania stóp szybowych. Będą one betonowane nie na dnie szybu lecz nad pomostem ochronnym przy użyciu deskowania ślizgowego, bez przerwy w głębeniu.

Prowadzone w Zakładzie Górniczym GIG prace mają na celu całkowite zmechanizowanie wykonawstwa obudowy betonowej, co zdaniem autorów przyczyni się do rozpowszechnienia betonu dla obudowy szybów, przynosząc znaczne korzyści ekonomiczne.

622.273.2.04

UWAGI O PROJEKTOWANIU URZĄDZEŃ PODSADZKOWYCH

Mgr inż. Andrzej Lisowski

Treść: Omówiono warunki przedostania się powietrza do rurociągów podsadzkowych. Rozpatrzono znane dotychczas metody obniżania tzw. nadmiernych spadków naporu i zaproponowano sposoby oparte na likwidacji przepływu trójfazowego. Podano metody regulowania wydajności rurociągów podsadzkowych i pełnego wykorzystania rozporządzalnych spadków naporu.

Zamiast wstępu

W 1952 r. dla jednej z wielu rozbudowujących się kopalń opracowane zostały „Założenia do projektu podsadzki” [9]. Kopalnia ta zalicza się do największych i jednocześnie najgłębszych kopalń naszego Zagłębia. Węzłowym zagadnieniem projektu było rozwiązanie kwestii bardzo dużych rozporządzalnych spadków hy-

draulicznych, co wynikało z następującego stanu faktycznego: różnica niwelacyjnych poziomów wlotu i wylotu rurociągu wahała się dla poszczególnych pól od 600 ÷ 850 m; długość tras utrzymywała się w granicach 1,2 ÷ 5000 m, a rozporządzalny spadek naporu dochodził do 0,57. Ponieważ w związku z tym wydajności rurociągów, obliczone według uproszczonych wzorów prof. Budryka, były bardzo duże i znacznie

przekraczały zapotrzebowanie ruchowe, a warunki pracy rurociągów zapowiadały się bardzo niekorzystnie, w projekcie przewidziano zastosowanie tzw. „przesiadki”. Obliczono, że „przesiadka” wspólna dla wszystkich pól powinna mieć miejsce na głębokości około 270 m.

W jesieni 1954 r. na podstawie wspomnianych założeń opracowany został dla tejże kopalni projekt wstępny dotyczący rozprowadzenia podsadzki na dole kopalni. W opracowaniu tym zamiast proponowanej „przesiadki” zaprojektowano „dławienie” spadku hydraulicznego tarcie. W tym celu na głębokości 420 m wyprowadzono rurociąg podsadzkowy z szybu na poziomy przekop i założono w nim na długości około 145 m, zamiast rur o średnicy 150 mm, przewidzianych dla całej instalacji, rury węższe o średnicy 125 mm. Dopiero poza tym odcinkiem „dławiącym”, rurociąg ma być odprowadzany szybikami, wyrobiskami poziomymi i upadowymi do pól eksploatacyjnych.

Uważając rozwiązanie takie za nieekonomiczne i przestarzałe, spisałem kilka uwag odnośnie projektowania urządzeń podsadzkowych.

Zasilanie maksymalne i niedostateczne

Rurociąg podsadzkowy przeznaczony jest zasadniczo do opuszczania dwufazowej¹⁾ mieszaniny piasku z wodą. Jednakże, jak wykazuje praktyka, rurociągami podsadzkowymi najczęściej płynie nie tylko mieszanina piasku z wodą ale również i powietrze. Przepływ jest wówczas przepływem trójfazowym (powietrze, piasek, woda), a zatem jak wynika z praw hydromechaniki przepływem jakościowo odmiennym od przepływu dwufazowego. Aby przynajmniej w przybliżeniu naświetlić warunki przedostawiania się powietrza do rurociągów, uzyskać jednocześnie pewne wskazania w dziedzinie projektowania lei podsadzkowych i sformułować pojęcia potrzebne w dalszych rozważaniach, przeprowadzimy następujące uproszczone rozumowanie.

Idealizując zagadnienie, oddzielimy w myśli lej podsadzkowy od połączonego z nim rurociągu i potraktujemy wypływ z leja i przepływ w samym rurociągu jako dwa osobne zjawiska.

Wypływ z leja (rys. 1) traktować będziemy jako wypływ swobodny. Posługując się wzorem na szybkość wypływu cieczy doskonałej ze zbiorników

$$u_e = \sqrt{2g(h_1 - h_2)} \quad (1)$$

zakładając dla uproszczenia, że lepkość mieszaniny podsadzkowej równa jest lepkości wody i przyjmując za Cíborowskim [4], że empiryczny współczynnik²⁾ przystosowujący ten wzór do warunków cieczy rzeczywistej przy otworze lejkowatym $S = 0,76$, otrzymamy następujący wzór na szybkość tego wypływu

$$u_e = 0,76 \sqrt{2g(h_1 - h_2)} = 3,37 \sqrt{h_1 - h_2} \quad (2)$$

Po przekształceniu otrzymamy zależność

$$h_1 - h_2 = 0,088 u_e^2 \quad (2a)$$

której graficznie przedstawiona została na rys. 2.

Jeżeli szybkość przepływu w całym rurociągu u , będzie większa od wyliczonej szybkości swobodnego wypływu u_e , w dolnym przekroju leja wystąpi ssanie.

Ssanie to nie powoduje automatycznie dostania się powietrza do rurociągu. Zjawisko to wystąpi dopiero wówczas, gdy podciśnienie będzie na tyle duże, aby powietrze mogło przezwyciężyć warstwę cieczy, którą dostarczamy do leja i która zakrywa wlot do rurociągu.

Znowu upraszczając skomplikowane zagadnienia zachodzące w leju w związku z powstawaniem wirów, bezwładnością cieczy, tarciem, napięciem powierzchniowym itd., przyjmijmy, że przepływ powietrza w głąb rurociągu nastąpi wówczas, gdy podciśnienie w dolnym przekroju leja Δp przewyższy ciśnienie statyczne warstwy cieczy p_s zakrywającej wlot.

$$\Delta p > p_s \quad (3)$$

Układając bilans energetyczny dla dwóch dowolnie bliskich płaszczyzn przeprowadzonych w dolnym przekroju leja, gdzie występuje różnica między szybkością wypływu z leja u_e i szybkością przepływu mieszaniny w całym rurociągu u , możemy napisać¹⁾.

$$\frac{p_e}{\gamma} + \frac{u_e^2}{2g} = \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} \quad (3a)$$

a stąd

$$\frac{p_e - p}{\gamma} = \frac{u^2 - u_e^2}{2g}$$

Uwzględniając, że wielkość podciśnienia

$$\Delta p = p_e - p = \frac{(u^2 - u_e^2) \gamma}{2g} \quad (4)$$

a ciśnienie statyczne

$$p_s = (h_1 - h_2) \gamma \quad (5)$$

możemy wykorzystując nierówności (3) napisać warunek na przerwanie powietrza przez ciecz.

$$h_1 - h_2 < 0,051 (u^2 - u_e^2) \quad (6)$$

W rozpatrywanych warunkach, powietrze dostanie się do rurociągu wówczas gdy wysokość słupa cieczy w leju będzie mniejsza od pewnego współczynnika (0,051), pomnożonego przez różnicę kwadratów szybkości przepływu w rurociągu i szybkości swobodnego wypływu z leja. Uwzględniając wzór (2) dla oznaczenia wielkości u_e , można dla tych warunków określić wysokość lustra cieczy w leju, która dla różnych szybkości przepływu cieczy w rurociągu u zapobiegnie wdarciu się powietrza do jego wnętrza. Odpowiednia zależność dla przypadku skrajnego

$$h_1 - h_2 = 0,0324 u^2 \quad (7)$$

przedstawiona na wykresie (rys. 3) wykazuje, że powietrze przerywa się przez warstwę cieczy dopiero wówczas, gdy jej lustro utrzymujące się w leju spadnie bardzo silnie. Znaczący to, że podciśnienie w dolnym przekroju leja najpierw przyspieszać będzie wypływ z leja, a dopiero wówczas, gdy zasilanie nie nadąży za ubytkiem i lustro spadnie poniżej wielkości krytycznej, powstaje możliwość dostania się powietrza do rurociągu.

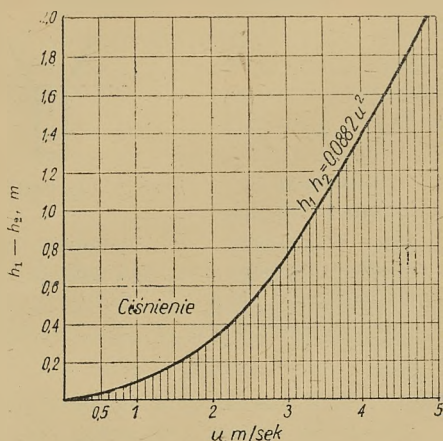
Tak więc przeprowadzone rozumowanie doprowadza nas do wniosku, że dostanie się powietrza do rurociągu

¹⁾ Zaniedbując opory i różnicę niwelacyjną między obu przekrojami.

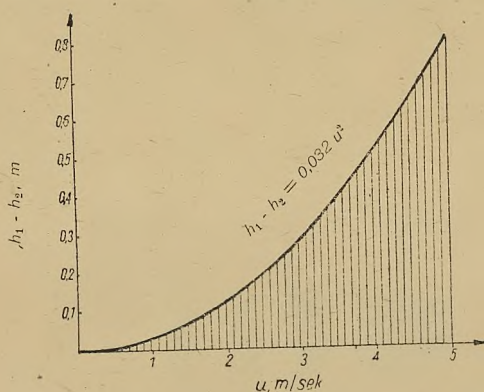
¹⁾ Faza jest to część układu odgraniczona dostrzeżalną powierzchnią od jego reszty¹¹⁾.

²⁾ Jednostki techniczne: m, kG, sek.

gu poprzez lej, związane jest z niedostatecznym zasilaniem. Przy dostatecznie intensywnym zasilaniu, które w dalszych rozważaniach nazywać będziemy zasilaniem maksymalnym, dostanie się powietrza do rurociągu jest niemożliwe. Profil jego jest wówczas na



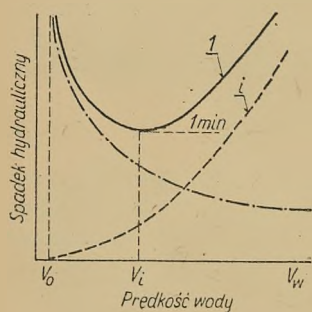
Rys. 2. Zależność między szybkością swobodnego wypływu z leja i położeniem lustra



Rys. 3. Wysokość lustra cieczy w leju zabezpieczająca przed przerwaniami powietrza do rurociągu dla różnych szybkości przepływu

całej długości wypełniony przepływającą mieszaniną dwufazową. Wydajność rurociągu Q odpowiadającą maksymalnemu zasilaniu nazywać będziemy wydajnością maksymalną Q_{max} .

Wniosek ten znajduje potwierdzenie w podstawowych prawach hydromechaniki i w podanej przez prof. Budryka zależności między spadkiem hydraulicznym a prędkością wody w mieszaninie podsadzkowej (rysunek 4). Skoro po przekroczeniu pewnej prędkości zwanej prędkością idealną opory ruchu rosną, i to rosną szybko, to zwiększając ilość mieszaniny dostarczonej do rurociągu zawsze dojdziemy w końcu do takiej wielkości,



Rys. 4. Spadek hydrauliczny w zależności od prędkości wody (według Budryka)

przy której opory ruchu i odpowiadająca im wysokość naporu będą równe rozporządzalnej wysokości instalacji podsadzkowej, a zwierciadło cieczy znajdzie się w leju.

Dalszy wniosek, który wynika z rozważań nad wyidealizowanym przez nas rurociągiem, jest następują-

cy: Zasilanie niedostateczne i związane z tym przepływ powietrza rurociągiem, może mieć miejsce nie tylko wówczas gdy zdolność produkcyjna (wydajność) urządzeń zasilania jest zbyt mała. Również wówczas gdy średnia wydajność tych urządzeń ¹⁾ równa jest lub nawet przewyższa maksymalną wydajność rurociągu, mogą zaistnieć warunki, w których mieszanina nie potrafi dostać się do rurociągu a na jej miejsce wejdzie tam powietrze.

Obserwacje poczynione w kopalniach i na szklanym modelu rurociągu podsadzkowego ²⁾ wykazują, że to zjawisko, uniemożliwiające maksymalne wykorzystanie rurociągu, zachodzi najczęściej przy nierównomiernym dopływie mieszaniny i przy nienależytej konstrukcji leja podsadzkowego. W pierwszym przypadku jest ono związane z chwilowymi wahaniami w dopływie mieszaniny np. przeniesieniem strumienia wody z monitora na wyższe partie usypiska w zbiorniku i związanym z tym spadkiem zwierciadła cieczy w leju. W drugim przypadku wiąże się ze sprawą wymiarów i konstrukcji leja, które zabezpieczałyby przed burzeniem się zwierciadła cieczy i przed powstawaniem wirów.

Ostatni wniosek, który wynika z przeprowadzonego rozumowania byłby więc następujący: Aby uniknąć porywania powietrza w głąb rurociągu tam gdzie wydajność urządzeń zasilających (zmywczych) jest dostateczna, wielkość leja powinna być dobrana do warunków przepływu mieszaniny w rurociągu i do charakterystyki pracy urządzeń zmywczych. Dla urządzeń zmywczych zdolnych zapewnić stały dopływ mieszaniny i dla rurociągów, w których przepływ odbywa się bez wahań prędkości, wymiary leja, zwłaszcza gdy będzie on zabezpieczony przed powstawaniem wirów, mogą być stosunkowo nieznaczne. Dla instalacji nie spełniających tych warunków, a zwłaszcza dla instalacji o dużej rozporządzalnej wysokości naporu, i dużej szybkości przepływu leje podsadzkowe powinny być odpowiednio zwiększone.

Dotychczasowe sposoby zmniejszania rozporządzalnych spadków hydraulicznych

Według dotychczasowych poglądów wysokie rozporządzalne spadki naporu, z którymi mamy do czynienia zwłaszcza w kopalniach głębokich, określane są jako zjawisko raczej niekorzystne a często, po przekroczeniu pewnych wielkości, jako wręcz szkodliwe.

Pogląd ten ugruntowany jest na następujących znanych faktach:

1. Wydajność maksymalna (tzn. wydajność uzyskiwana przy dostatecznym zasilaniu), dla rurociągów charakteryzujących się dużymi rozporządzalnymi spadkami naporu jest bardzo duża. W rurociągach takich, gdyby pracowały one na maksymalnym zasilaniu panowałyby ciśnienia zbyt wielkie w porównaniu z wytrzymałością używanych rur i uszczelek, a ponadto ilość opuszczanej wody przekraczałaby zdolność przepustową urządzeń odprowadzających wodę podsadzkową z mulonych wyrobisk.

¹⁾ Mówiąc o zasilaniu mamy na myśli mieszaninę, która dostaje się do rurociągu. Mówiąc o wydajności zasilania, lub wydajności urządzeń zasilania, mamy na myśli mieszaninę, która spływa w kierunku leja.

²⁾ Model rurociągu podsadzkowego zbudowany w GIG przez inż. J. Wyszomirskiego.

2. Gdy instalacje podsadzkowe charakteryzujące się dużymi rozporządzalnymi spadkami naporu pracują na niepełnym zasilaniu, — co jest zjawiskiem najczęściej, wprost powszechnie spotykanym — wszystkie ujemne skutki przepływu, trójfazowego, takie jak wzrost szybkości przepływu, nierównomierność ruchu itd., występują w nich bardzo jaskrawo.

W związku z tym, zagadnienie zwalczania ujemnych skutków tzw. „nadmiernych rozporządzalnych spadków naporu“ uważane jest za jedno z trudniejszych zagadnień projektowania urządzeń podsadzkowych dla głębokich kopalni.

Walkę tę jak dotychczas prowadzono dwiema metodami:

1. przez zwiększenie oporów przepływu lub
2. przez obniżenie rozporządzalnej wysokości naporu urządzenia podsadzkowego.

Pierwsza metoda najprostsza, można by powiedzieć najbardziej prymitywna, polega na wprowadzeniu do instalacji podsadzkowej elementu, który dławiąc przepływ, wytworzonym tarcie równoważy nadmiar rozporządzalnej wysokości naporu. Energia przepływu zużywana jest na zdzieranie zastosowanej zwężki lub spirali oporowej i zwiększenie tarcia międzycząstkowego przepływającej mieszaniny. Warunki przepływu zbliżają się wówczas do warunków odpowiadających zasilaniu maksymalnemu Q_{max} , mimo że wielkość zasilania nie została zwiększona. Zasadniczą wadą metody poza jej rażącą „nieekonomicznością“ jest wzrost ciśnień w rurociągu, większa czułość na zmiany gęstości zasilania, zwiększone niebezpieczeństwo zatkania, związanych z tym uderzeń hydraulicznych itp.

Druga metoda może być zrealizowana albo przez obniżenie punktu, w którym wytwarza się mieszaninę, tj. punktu zmywania, albo przez przerwanie na pewnej wysokości rurociągu pionowego, czyli zastosowanie tzw. przesiadki.

Obniżenie punktu zmywania wymaga zastosowania zbiorników wglębnych (zbiornik podsadzkowy w formie głębokiego „szybika“), albo zainstalowania urządzeń transportujących piasek do specjalnych podziemnych zbiorników podsadzkowych. Mogą to być albo przewody rurowe do opuszczania suchego piasku, albo rurociągi, którymi zmywa się piasek do zbiornika podziemnego.

Punkt „przesiadkowy“ może być wykonany w formie leja zasilającego dolny rurociąg podsadzkowy mieszaniną podawaną z rurociągu górnego.

Trzeba stwierdzić, że żadne z tych rozwiązań nie jest rozwiązaniem uniwersalnym. Zbiorniki wglębne obniżają punkt zmywania o stosunkowo krótki odcinek (około 50 m), a zatem tam, gdzie wymaga się obniżen rzędu 100 ÷ 300 m, nie spełniają swego zadania. Transport piasku suchego rurami łączącymi zbiornik podziemny z powierzchnią nie gwarantuje dostatecznej pewności ruchu. Zmywanie rurociągiem pomocniczym wymaga wykonania skomplikowanych urządzeń odwadniających piasek gromadzony w zbiorniku podziemnym, a ponadto wymaga urządzeń zmywowych na powierzchni i na dole. W ogóle budowa podziemnego zbiornika podsadzkowego, mimo że objętość jego może być stosunkowo nieduża (główny zbiornik piasku znajduje się na powierzchni), jest zagadnieniem trudnym i kosztownym. Przy stosowaniu przesiadki regulacja szybkości przepływu w pod i nadprzesiadkowymi

odeinku rurociągu wymaga specjalnych urządzeń dławiających i specjalnej sygnalizacji.

Tymi ujemnymi stronami omówionych i innych możliwych rozwiązań tłumaczyć należy fakt, że rozwiązania te jakkolwiek znane w technice podsadzania niedoczekwały się dotychczas, o ile mi wiadomo, ani teoretycznego opracowania, ani praktycznego zastosowania. Wyjątek stanowi koncepcja zbiornika wglębnego, zastosowana w kopalni Miechowice. Jednakże, zgodnie z tym cośmy wyżej powiedzieli, przy głębokości podsadzania przekraczającej 500 m zbiornik wglębny obniżający punkt zasilania o 54 m, zagadnienia nadmiernych spadków hydraulicznych nie rozwiązał, tak że urządzenie podsadzkowe w dalszym ciągu pracuje albo w trudnych warunkach wysokich ciśnień i szybkich przepływów odpowiadających maksymalnej wydajności rurociągu charakteryzującego się znaczną rozporządzalną wysokością naporu, albo, co często jest jeszcze gorsze, w warunkach niedostatecznego zasilania.

Przy zasilaniu niedostatecznym, jak podkreślaliśmy to w rozdziale poprzednim, do rurociągu dostaje się powietrze a przepływ jest przepływem trójfazowym. *Wydajność rurociągu jest w związku z tym oczywiście mniejsza od wydajności maksymalnej i równa się wydajności zasilania.* Znaczy to po prostu, że przy niedostatecznym zasilaniu wydajność rurociągu równa jest nie jakiejś wyliczonej czy projektowanej wielkości, ale ilości mieszaniny zmywanej do leja. Aby rozumieć zagadnienie regulacji szybkości przepływu mieszaniny w rurociągach podsadzkowych, o czym mówić będziemy w rozdziale następnym, z faktu tego trzeba sobie dokładnie zdawać sprawę. *Dla zasilania niedostatecznego trzeba koniecznie oddzielić sprawę szybkości przepływu mieszaniny — oczywiście mowa tu o jakiejś średniej szybkości przepływu, gdyż wielkość jej dla zasilania niedostatecznego jest różna dla każdego punktu na długości rurociągu — od wydajności podsadzania. Szybkość przepływu mieszaniny nie jest w tym przypadku związana bezpośrednio z wydajnością podsadzania* znanym wzorem

$$u = \frac{Q}{F}$$

Szybkość ta dla rurociągu jako całości zmienia się i ustala każdorazowo na innym poziomie w zależności od ilości płynącego w mieszaninie powietrza i sposobu rozmieszczenia tego powietrza na trasie rurociągu (duże worki czy drobne pęcherzyki, ciągły dopływ powietrza czy periodyczny itd.). Jednak wydajność podsadzki, tzn. ilość przeprowadzanego materiału podsadzkowego, jest równa zasilaniu.

O tym jak kształtuje się szybkość przepływu w zależności od ilości prowadzonego rurociągiem powietrza wiemy bardzo mało. Wiemy, bo wynika to z porównania objętości obu przepływów, że szybkość ta dla określonej wydajności podsadzania jest większa od szybkości jaka miałyby miejsce w rurociągu, dla którego ta sama wydajność byłaby wydajnością maksymalną.

Jednakże dokładne określenie różnicy wchodzących w grę wielkości, określenie rozkładu prędkości w rurociągu i inne tym podobne parametry, mogłaby dać dopiero odpowiednio rozwinięta teoria ruchu mieszaniny trójfazowej, złożonej z piasku, wody i powietrza. Teorii takiej dotychczas nie znamy, a prawa przepływu normalnej mieszaniny podsadzkowej jak stwierdził to ich autor prof. Budryk, ze względu na odmien-

ny średni ciężar właściwy, a przede wszystkim ze względu na zależność gęstości od ciśnienia, nie mogą mieć w tym przypadku ścisłego zastosowania. Ujemne strony przepływu, w którym bierze udział powietrze nie polegają jednak na samym tylko zwiększeniu prędkości przepływu.

Punkt ciężkości zagadnienia leży właśnie w tym, że prawa przepływu mieszaniny trójfazowej są inne, że rozkład szybkości i gęstości mieszaniny jest zmienny, że w związku z tym zwiększa się prawdopodobieństwo zatkania rurociągu, a całość urządzenia traci niezbędną pewność działania.

Tak więc, zatrzymując się nieco dłużej nad zagadnieniem przepływu przy niedostatecznym zasilaniu, wyjaśniliśmy przyczyny, dla których idea zbiornika wgłębnego nie rozwiązuje zagadnienia nadmiernych spadków hydraulicznych. Inne z omówionych wyżej rozwiązań za wyjątkiem idei stosowania tarcia, którą należałoby uznać za przestarzałą, otwierają w tej dziedzinie większe możliwości jednak poza wymienionymi już cechami ujemnymi mają jedną wspólną wadę: Skazują instalację podsadzkową na pracę przy jednej niezmienniej wydajności Q_{max} i szybkości przepływu, określonej charakteryzującą dany rurociąg wysokością naporu, albo też w przypadku zasilania niedostatecznego odbierają mu niezbędną pewność ruchu. Wówczas gdy wysokość ta, wynikająca z położenia „przesiadki” lub podziemnego zbiornika podsadzkowego, dobrana jest do charakterystyki rurociągów długich, obsługujących odległe pola eksploatacyjne, w rurociągach krótkich mogą wystąpić znowu nadmierne spadki hydrauliczne i zjawiska związane z niedostatecznym zasilaniem. Odwrotnie: gdy wysokość ta dobrana jest do rurociągów krótkich, wydajność (maksymalna) rurociągów długich może okazać się zbyt mała i nie pokrywać wymagań ruchowych.

Dążeniem techniki podsadzania powinno być zatem opracowanie innych metod zmniejszania tzw. nadmiernych rozporządzalnych spadków hydraulicznych, takich mianowicie które pozwoliłyby na dowolne regulowanie wykorzystywanej wysokości naporu jak również związanej z tym wydajności instalacji podsadzkowych.

Regulacja wydajności podsadzania i szybkości przepływu

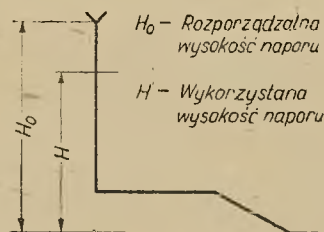
Podane wyżej ujęcie zjawisk związanych z przepływem mieszaniny podsadzkowej w rurociągach streścić można następująco: Im większy jest dopływ mieszaniny do rurociągu, tym większa jest panująca w nim szybkość i związane z tym opory, a tym samym większa wysokość naporu. Zwiększając zasilanie dochodzimy do momentu gdy osiąga ona wartość zasilania dostatecznego. Rurociąg osiąga wówczas wydajność maksymalną Q_{max} , to znaczy wydajność takiego przepływu, przy którym całkowity spadek hydrauliczny równy jest rozporządzalnej wysokości instalacji, a lustro mieszaniny przenosi się do leja.¹⁾ Zmniejszając zasilanie również dochodzimy do pewnej skrajnej wielkości, przy której dla danej wyjściowej gęstości mieszaniny każde

dalsze zmniejszenie zasilania praktycznie rzecz biorąc, powoduje zatkanie rurociągu.¹⁾ Między obu wartościami skrajnymi wydajność podsadzania zależy od wielkości zasilania i jest z nią jednoznaczna.

Z takiego ujęcia praw przepływu wynika bezpośredni wniosek, że gdybyśmy potrafili skonstruować taki rurociąg w którym powietrze nie byłoby porywane mimo że lustro mieszaniny utrzymywałoby się gdzieś w jego głębi, powiedzmy o sto metrów poniżej leja, to wówczas regulując wielkość zasilania, regulowalibyśmy nie tylko wydajność podsadzania ale i szybkość przepływu mieszaniny.

Ponieważ dla większości instalacji podsadzkowych ujemne oddziaływanie dużych rozporządzalnych wysokości naporu objawia się ujemnymi skutkami przepływu trójfazowego, a nie skutkami uzyskiwanego na nich maksymalnego zasilania, znaczy to, że stosując zasilanie niedostateczne i eliminując związany z nim przepływ trójfazowy możemy w walce z tzw. nadmiernymi spadkami naporu osiągnąć te same rezultaty co przy zastosowaniu metod omówionych w rozdziale poprzednim. Były one, jak pamiętamy nastawione w gruncie rzeczy na likwidację zasilania niedostatecznego przez przejście bądź też zbliżenie się do zasilania maksymalnego.

Czy konstrukcja rurociągu zapewniającego eliminację przepływu trójfazowego jest możliwa? Wydaje się że tak.



Rys. 5. Rurociąg podsadzkowy — zasilanie nie pełne

Weźmy pod uwagę rurociąg (rys. 5), w którym wysokość lustra (zwierciadła) mieszaniny ustaliła się na wysokości H . Na odcinku $H_0 - H$ istnieje tendencja do utrzymywania się stałego worka powietrznego. Znacząco to, że mieszanina wypływająca z leja, na to aby dostać się na poziom lustra cieczy musi przepłynąć przez odcinek rurociągu wypełniony powietrzem. Płynąc przez ten odcinek mieszanina może w przypadkach skrajnych albo całkowicie „wyminać” się z powietrzem, albo też płynąc pełnym przekrojem może cały worek powietrzny zepchnąć w głąb rurociągu.

Pierwszy przypadek zachodzi wówczas, gdy struga mieszaniny wypływająca z leja i opadająca w warunkach zbliżonych do opadania swobodnego nabierze takiej szybkości, że jej sumaryczny przekrój zmniejsza się znacznie i nie pokrywa średnicy rurociągu. Z równania ciągłości cieczy

$$u_1 \cdot \gamma_1 \cdot F_1 = u_2 \cdot \gamma_2 \cdot F_2 = u_3 \cdot \gamma_3 \cdot F_3 \quad (8)$$

wynika bezpośrednio, że dwukrotnie lub trzykrotnie

¹⁾ Pojęcie lustra (zwierciadła) mieszaniny jest używane również w przypadkach przepływu trójfazowego, gdy lustro to traci charakter gładkiej powierzchni cieczy i stale przerywane jest przez płynące w głąb rurociągu bańki i worki powietrzne.

¹⁾ Teoretycznie przy założeniu jednorodności mieszaniny wydajność minimalna może być bliska zeru. W rzeczywistości wydajność podsadzania, przy której pewność ruchu jest niedopuszczalnie niska, — a zatem wydajność którą określiliśmy jako wydajność minimalną — jest większa od zera i może być dość znaczna.

zwiększenie szybkości strugi mieszaniny opadającej na odcinku $H_0 - H$ w tym samym stosunku zmniejsza jej sumaryczny przekrój. Oczywiście w takich warunkach „wymijanie się” cieczy i powietrza jest zrozumiałe.

Drugi przypadek zachodzi gdy w pewnej chwili, gwałtownie zwiększając zasilanie, napełniliśmy lej do takiej wysokości, że wypływ swobodny z leja jest szybszy od szybkości ustalonej w całym rurociągu, a warstwa cieczy w leju jest na tyle duża, że powietrze uwieszone na odcinku $H_0 - H$ nie zdąży przez nią się przedrzeć.

Miedzy pierwszym a drugim przypadkiem może zachodzić, i w praktyce zachodzi, cały szereg stanów pośrednich, charakteryzujących się częściowym porywaniem powietrza w głąb rurociągu i częściowym „wymijaniem”.

O tym jaki procent worka powietrznego odrywany jest i unoszony w głąb rurociągu lub inaczej, jaka jest ogólna ilość powietrza samoczynnie prowadzonego rurociągiem decyduje:

1. skład mieszaniny,
2. intensywność i nierównomierność zasilania,
3. konstrukcja leja i średnica rurociągu.

Dla określonego składu mieszaniny, zwiększenie intensywności i nierównomierności zasilania sprzyja porywaniu worków powietrznych. Dla leja o danej konstrukcji zwiększanie średnicy rurociągu na odcinku $H_0 - H$ sprzyja wzajemnemu „wymijaniu” powietrza i mieszaniny.

Tak więc dochodzimy do wniosku, że rozszerzenie wylotu leja i całego górnego odcinka rurociągu, co do którego decydujemy, że nie zawsze będzie on wykorzystywany dla uzyskiwania potrzebnej wysokości naporu, jest zabiegiem umożliwiającym zlikwidowanie zjawiska porywania worków powietrznych. Oczywiście zabieg ten nie stworzy warunków, w których przepływ powietrza przez rurociąg byłby w ogóle niemożliwy, tak jak to ma miejsce np. przy pełnym zasilaniu. Mieszanina uderzająca z dużą energią w lustro cieczy, utrzymujące się w rurociągu, będzie porywać ze sobą pewną ilość powietrza. Można jednak przypuszczać, że ilość ta w związku ze stosunkowo małą szybkością przepływu w odcinku rozszerzonym i w związku z równomiernym rozłożeniem powietrza w całym rurociągu będzie nieznaczna i nieszkodliwa. Gdy średnica rozszerzonego odcinka będzie dostatecznie duża wówczas w odcinku tym, tak jak i w dostatecznie dużym leju zmywczym (patrz rozdział na stronie 261) szybkość wypływu baniek o średnicy δ , określona dla „łańcuchowego” przepływu burzliwego znanym wzorem [4]

$$u = \sqrt{\frac{\delta(\gamma_m - \gamma_p)g}{2\gamma_m}} \quad (8a)$$

będzie większa od szybkości opadania mieszaniny, w związku z czym ilość porywanego powietrza zbliży się do zera.

Tak więc doszliśmy do wniosku, że likwidacja nadmiernych rozporządzalnych spadków naporu jest możliwa nie tylko dotychczasowymi metodami, obciążonymi zresztą całym szeregiem wad, ale również metodą o wiele prostszą, która umożliwia jednocześnie dowolne regulowanie wydajności podszadzenia. Metoda polega na niedopuszczeniu do porywania powietrza mimo, że lustro mieszaniny znajduje się w głębi ruro-

ciągu i na wykorzystaniu faktu, że przy niedostatecznym zasilaniu wydajność rurociągów pokrywa się z wydajnością zasilania.

Analogiczne wyniki uzyskać możemy na jeszcze innej drodze, która po tym cośmy tu powiedzieli po prostu się narzuca.

Przyjmijmy rurociąg podszadzkowy, w którym na podszybie zainstalowaliśmy separator płynącego w nim powietrza. Jeżeli separator będzie odbierał całość zasyanego powietrza, wówczas poniżej punktu odprowadzenia, przepływ w rurociągu będzie się odbywał z szybkością odpowiadającą zasilaniu.

Znowu osiągnęliśmy więc nasz zasadniczy cel, (tzn. sprowadziliśmy szybkość przepływu do wielkości odpowiadającej zasilaniu) uzyskując przy tym dodatkowy zysk wyrażający się pewną ilością sprężonego powietrza.

Teraz nasuwa się pytanie: czy regulacja zasilania jest możliwa i czy jest możliwe odprowadzanie powietrza płynącego rurociągami podszadzkowymi.

Oczywiście odpowiedź musi być twierdząca. To że przy istniejących urządzeniach zasilających nie mamy najczęściej żadnych przyrządów do mierzenia ilości wody dostarczonej do monitorów, to że nie stosujemy żadnych urządzeń dla regulacji ilości tej wody i gęstości mieszaniny co w łącznym działaniu najłatwiej zapewnia regulację wydajności podszadzenia, to wreszcie, że nie mamy dotychczas wypróbowanych i sprawnie działających separatorów powietrza podszadzkowego, wynika z niedociągnięć w projektowaniu i z niedostatecznego zrozumienia wagi tych zagadnień.

Pełne wykorzystanie rurociągów podszadzkowych

Dochodząc w rozdziale poprzednim do wniosku, że dla regulacji szybkości przepływu mieszaniny w rurociągach podszadzkowych może być wykorzystana stwierdzona przez prof. Budryka możliwość ich odpowietrzania, zrobiliśmy pierwszy krok w kierunku przezwyciężenia przestarzałego poglądu, że występowanie, zwłaszcza w głębokich kopalniach, dużych rozporządzalnych spadków naporu jest zjawiskiem niekorzystnym.

Żeby lepiej to zrozumieć prześledźmy następujące rozumowanie. Od dobrze zaprojektowanego i dobrze funkcjonującego urządzenia podszadzkowego wymagamy aby:

1. zapewniało odpowiednią wydajność tzn. aby dostarczało w sposób ciągły potrzebną ilość materiału podszadzkowego w jednostce czasu, i aby
2. pracowało ekonomicznie tzn. przy najmniejszym jednostkowym koszcie produkcji.

Wymagania ruchowe odnośnie wydajności zmieniają się w zależności od wielkości pustek przeznaczonych do podszadzenia, od ilości czasu, którym dysponujemy w harmonogramach produkcyjnych i na ogół idą w kierunku wydajności dużych. Z ruchowego punktu widzenia wydajność podszadzenia ograniczona jest, przy dotychczasowej technice mulenia, możliwością odprowadzenia wody i związanymi z tym trudnościami.

Z ekonomicznego punktu widzenia wydajność powinna oczywiście zaspakajać potrzeby ruchowe, ale ponadto dochodzą tu dodatkowe warunki. Tak np. żądamy aby przepływ mieszaniny odbywał się z szybkością niezbędną dla bezawaryjnego transportu materiału podszadzkowego, aby szybkość ta nie była zwią-

zana z nadmiernym zdzieraniem rurociągów i nadmiernymi oporami (ciśnieniami), aby wydatek wody był możliwie najmniejszy itd. Możemy również odnośnie systemu urządzeń podszadzkowych jako całości stawiać pewne wymagania mające na celu podniesienie sumarycznego efektu ekonomicznego kopalni stępującej podszadzkę.¹⁾ Mimo iż zagadnienia te nie są dotychczas należycie opracowane przyjmujemy, że znamy już dla rurociągów o dowolnym profilu i średnicy zależność między ilością prowadzonej mieszaniny dwufazowej a zdzieraniem rur, optymalnym wydatkiem wody itd. Przyjmujemy również, że mamy już kryteria dla wyznaczenia optymalnej ilości opuszczanej mieszaniny, tzn. wielkości wypośrodkowanej między wymaganiami ruchowymi i dodatkowymi wymaganiami ekonomicznego wykorzystania rurociągów. Przy porównaniu wysokości naporu potrzebnej dla uzyskania tak określonej optymalnej wydajności rurociągu z rozporządzalną wysokością naporu, mogą zachodzić trzy wypadki:

1. wysokość ta jest zbyt mała — wówczas nie potrafimy osiągnąć wydajności optymalnej mimo dostatecznego zasilenia,
2. rozporządzalna wysokość naporu pokrywa się z wysokością potrzebną dla uzyskania optymalnej wydajności — wówczas pracując na dostatecznym zasilaniu uzyskamy optymalne wyniki, lub też,
3. dysponujemy pewną nadwyżką rozporządzalnej wysokości naporu, co oznacza że rozporządzamy pewnym, luźnym niejako, zasobem energii potencjalnej mieszaniny.

W tym ostatnim przypadku pracując na dostatecznym zasilaniu urządzenie będzie przeciążone co obniży pewność ruchu całej instalacji, a pracując na zasilaniu optymalnym, które będzie oczywiście zasilaniem niedostatecznym, nawet wówczas gdy na podszybiu odprowadzać będziemy samoczynnie porywane powietrze, urządzenie będzie niewykorzystane.

Całkowite wykorzystanie urządzenia uzyskamy dopiero wówczas gdy do rurociągu pod lejem celowo doprowadzać będziemy powietrze, wykorzystując nadwyżkę rozporządzalnej wysokości naporu na jego sprężenie. Zasilanie, przy którym do rurociągu celowo doprowadza się powietrze i to w takiej ilości aby lustro mieszaniny znajdowało się w leju i aby poprzez to lustro powietrze nie było porywane w głąb rurociągu, nazywać będziemy zasilaniem pełnym.

Można je uzyskać dostarczając do rurociągu poniżej leja określoną, jak gdyby uzupełniającą, ilość powietrza, które po odprowadzeniu już jako powietrze sprężone skierowane będzie do przemysłowego wykorzystania.

Dla utrzymania ilości dostarczonego powietrza na maksymalnym uzupełniającym poziomie może być wykorzystane np. urządzenie pływakowe połączone z odpowiednim zaworem, zmniejszającym lub zwiększającym dopływ powietrza.

Ilość powietrza uzyskana na tej drodze będzie większa od ilości uzyskanej przy zasilaniu niedostatecznym. Wzrost ten wynikać będzie z eliminacji omawianego już zjawiska „wymijania“ powietrza i mieszaniny następującego w worku powietrznym pod lejem, oraz

z pełnego wykorzystania instalacyjnej wysokości rurociągu.

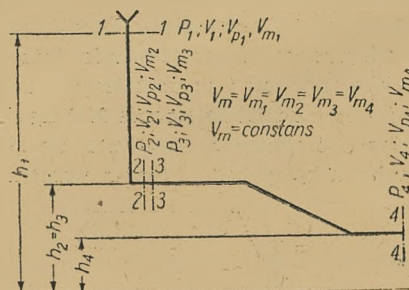
Tak więc dochodzimy do wniosku, że skoro możemy regulować wydajność podszadzania, skoro potrafimy utrzymywać ją na poziomie optymalnym i skoro umiemy wykorzystać nadmiar rozporządzalnej wysokości naporu, nawet bardzo znaczna instalacyjna wysokość rurociągów nie jest zjawiskiem niekorzystnym. Przeciwnie im głębsza jest kopalnia, tzn. im większa jest energia potencjalna opuszczanej na tą głębokość mieszaniny, tym korzystniejszy może być ekonomiczny bilans podszadzki płynnej.

Całkowite przewyciężenie przestarzałego poglądu o szkodliwości tzw. nadmiernych spadków naporu zależy będzie od produkcji dostatecznie wytrzymałych rur i uszczelek. Przejście na przepływ dwufazowy i na zasilenie pełne będzie bowiem związane ze wzrostem ciśnienia w rurociągach. Wydaje się jednak, że nawet przy zastosowaniu materiałów o dotychczasowej wytrzymałości, ilość szybów, w których całkowite wykorzystanie energii potencjalnej mieszaniny mogłoby napotkać na trudności, jest stosunkowo nieznaczna.

Twierdzenie to nie może być niestety poparte żadną ze znanych formuł określających zjawiska zachodzące w rurociągach podszadzkowych. Istniejąca teoria ruchu mieszaniny podszadzkowej dotyczy przepływów dwufazowych a zatem przy zasilaniu pełnym nie może być wykorzystana. Celowe stosowanie przepływów trójfazowych wymaga więc, opracowania nowych wzorów i zależności, które pozwoliłyby projektować i obliczać urządzenia podszadzkowe, nastawione na celową produkcję powietrza sprężonego.

Główną trudnością na jaką natrafia się przy wszelkich próbach ustalania takich wzorów i zależności, jest mała znajomość parametrów przepływu trójfazowego i brak konkretnych danych pomiarowych. Zmusza to do stosowania szeregu uproszczeń i przybliżeń przez co rzecz oczywista obniża się praktyczna wartość uzyskanych wyników.

Aby zilustrować to na przykładzie i wskazać na niektóre trudności w ujmowaniu zjawisk związanych z odpowietrzaniem rurociągów przytacza się niżej rozumowanie przeprowadzone w oparciu o mechanikę płynów rzeczywistych.



Rys. 6. Szkic do bilansu dynamicznego, przepływu trójfazowego

Bilans dynamiczny przepływu mieszaniny trójfazowej między przekrojem 1 i 2 (rys. 6) wyrazić można równaniem Bernaulliego dla ściśliwych płynów rzeczywistych [5]

$$h_1 + \frac{u_1^2}{2g\alpha_1} = \int_1^2 v dp + h_2 + \frac{u_2^2}{2g\alpha_2} + Z_{1-2} \quad (9)$$

¹⁾ Mamy tu na myśli zaproponowane przez inż. M. Słomczyńskiego zastosowanie hydrocyklonów w podszadce płynnej.

Przyjmując dla ruchu turbulentnego wartość współczynnika nierównomiernego rozkładu prędkości w przekroju rury $\alpha = 1$ i porządkując wyrazy otrzymamy

$$h_1 - h_2 + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = \int_1^2 v dp + Z_{1-2} \quad (10)$$

Oznaczając przez ε — stosunek wagowy mieszaniny podsadzkowej o objętości właściwej v_m i powietrza o objętości właściwej v_p ,

$$\varepsilon = \frac{x}{y} \quad (11)$$

gdzie

x — ilość kg powietrza przypadająca na y kg mieszaniny dwufazowej (piasku i wody)
objętość właściwą mieszaniny trójfazowej określi się wzorem

$$v = \frac{v_m + \varepsilon v_p}{1 + \varepsilon} \quad (12)$$

Podstawiając wartość (12) do równania (10),

$$h_1 - h_2 + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = \frac{1}{1 + \varepsilon} \int_1^2 (v_m + \varepsilon v_p) dp + Z_{1-2} \quad (13)$$

zakładając nieściśliwość mieszaniny podsadzkowej jako ciężkiej cieczy zawieszinowej,

$$v_m = \text{constans} \quad (14)$$

uwzględniając prawo gazowe

$$pv = RT \quad (14a)$$

i całkując otrzymamy

$$h_1 - h_2 + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = \frac{v_m (p_2 - p_1)}{1 + \varepsilon} + \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} RT \ln \frac{p_2}{p_1} + Z_{1-2} \quad (15)$$

Wychodząc z równania nierozzerwalności strumienia (8) i uwzględniając, że $F_1 = F_2 = F_3$ (przekrój rury stały) i że

$$\gamma_1 = \frac{1}{v_1}; \quad \gamma_2 = \frac{1}{v_2}; \quad \gamma_3 = \frac{1}{v_3} \quad (16)$$

otrzymamy

$$\frac{u_1}{v_1} = \frac{u_2}{v_2} = \frac{u_3}{v_3} \quad (17)$$

Dla rozpatrywanego, trójfazowego układu, wykorzystując zależność (12) i (17), możemy napisać

$$u_1 = u_2 \frac{v_1}{v_2} = u_2 \frac{v_m + \varepsilon v_{p1}}{v_m + \varepsilon v_{p2}} \quad (18)$$

lub biorąc pod uwagę, że

$$v_{p2} = v_{p1} \frac{p_1}{p_2} \quad (19)$$

$$u_1 = u_2 \frac{v_m + \varepsilon v_{p1}}{v_m + \varepsilon v_{p1} \frac{p_1}{p_2}} \quad (20)$$

Podstawiając wartość (20) do równania (15) otrzymamy następującą postać bilansu dynamicznego dla przepływu między przekrojami 1 i 2

$$h_1 - h_2 + \frac{u_2^2}{2g} \left[\frac{(v_m + \varepsilon v_{p1})^2}{\left[v_m + \varepsilon v_{p1} \frac{p_1}{p_2} \right]^2} - 1 \right] = \frac{v_m (p_2 - p_1)}{1 + \varepsilon} + \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} RT \ln \frac{p_2}{p_1} + Z_{1-2} \quad (21)$$

Równanie *Bernaulliego*, będąc pewną formą prawa zachowania energii, jest słuszne, tak jak i to prawo tylko wówczas, gdy zmiany masy układu badanego, są w czasie rozważanych procesów niedostrzegalne.

W związku z tym, dla przepływu między przekrojem 2 i 3, gdzie odprowadzone jest powietrze, równanie to nie może mieć ścisłego zastosowania.

Upraszczając zagadnienie przyjmujemy, że odprowadzenie powietrza z rurociągu między przekrojem 2 i 3, odbywa się przy stałym ciśnieniu

$$p_2 = p_3 \quad (22)$$

tzn., że po odprowadzeniu powietrza na odcinku między przekrojem 2 ÷ 3 zmieni się tylko szybkość, a ciśnienie pozostanie niezmienione.¹⁾ Przyjmujemy również, że opory ruchu na tym odcinku są na tyle małe, że możemy je zaniedbać

$$Z_{2-3} = 0 \quad (22a)$$

Posługując się znowu równaniem ciągłości cieczy i zaniedbując fakt ubytku masy napiszemy

$$\frac{u_2}{v_2} = \frac{u_3}{v_3}; \quad u_2 = u_3 \frac{v_3}{v_2} \quad (23)$$

Uwzględniając, że objętość właściwa mieszaniny po odprowadzeniu powietrza równa jest objętości właściwej mieszaniny piasku i wody

$$v_3 = v_1 = v_m; \quad \gamma_3 = \gamma_1 = \gamma_m \quad (24)$$

i że dla przepływu mieszaniny nieściśliwej

$$u_3 = u_1 \quad (25)$$

oraz wykorzystując zależności (12) i (19) otrzymamy

$$u_2 = u_1 \frac{v_m + \varepsilon v_{p1} \frac{p_1}{p_2}}{v_m (1 + \varepsilon)} \quad (26)$$

Równanie (21) po podstawieniu tej wartości przybierze postać

$$h_1 - h_2 + \frac{u_1^2}{2g v_m^2 (1 + \varepsilon)^2} \left[\frac{(v_m + \varepsilon v_{p1})^2}{\left[v_m + \varepsilon v_{p1} \frac{p_1}{p_2} \right]^2} - 1 \right] = \frac{v_m (p_2 - p_1)}{1 + \varepsilon} + \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon} RT \ln \frac{p_2}{p_1} + Z_{1-2} \quad (27)$$

Tak więc doszliśmy do przybliżonych równań (21, 27) z pomocą których, dla przyjętych warunków, zakładając lub mierząc jedno np. p_2 lub u_4 , otrzymać możemy pozostałe parametry przepływu np. ε .

¹⁾ Dokładniejsze wyniki można otrzymać przyjmując $p_3 = f(p_2)$ albo $p_2 = k \cdot p_3$, gdzie k pewien współczynnik korygujący.

Jak już zaznaczyliśmy, równanie to ze względu na szereg wprowadzanych uproszczeń traktować należy jedynie jako próbę znalezienia formuł niezbędnych przy projektowaniu pracy rurociągów na pełnym zasilaniu.

Całość przytoczonego rozumowania wydaje się wykazywać, że formuły te niezależnie od tego na jakiej uzyskane zostaną drodze, na ogół nie będą proste i że przystosowanie ich do praktycznego zastosowania wymagać będzie wielkiej pracy eksperymentalnej.

Kończąc omawianie kwestii opracowania wzorów i zależności, które pozwoliłyby obliczać i projektować urządzenia podsadzkowe dostosowane do celowej produkcji powietrza sprężonego, podamy ocenę ilości powietrza, która dla różnej wydajności zasilania może być sprężona w rurociągu.

Warunek porywania powietrza dostarczanego do rurociągu wyrazić możemy następującą zależnością

$$u_s < u_0 = u_1 \quad (28)$$

Znaczy to, że przepływ dwufazowej mieszaniny podsadzkowej w górnej części rurociągu nad punktem doprowadzenia powietrza u_0 musi być szybszy od swobodnego przepływu powietrza przez warstwę tej mieszaniny u_s .

Dla dostatecznie dużych szybkości objętościowych dostarczanego gazu $V_p \text{ m}^3/\text{sek}$ przy ruchu łańcuszkowym pęcherzyków zachodzi [4]

$$V_p = \frac{\pi}{6} \delta^2 u_s \quad (29)$$

Średnicę płynących do góry pęcherzyków gazu δ dla ruchu burzliwego przy grupie ekspansyjnej $E_x = 2$, możemy określić za Ciburowskim następującym wzorem

$$\delta = \left[\frac{72 \cdot \gamma_m}{\pi^2 \cdot g (\gamma_m - \gamma_p)} \right]^{0.2} \cdot V_p^{0.4} \quad (30)$$

Stąd

$$u_s = \frac{6 V_p}{\pi \delta^2} = \frac{6 \cdot g^{0.4}}{\pi^{0.2} \cdot 72^{0.4}} V_p^{0.2} \left[\frac{\gamma_m - \gamma_p}{\gamma_m} \right]^{0.4} \quad (31)$$

wykorzystując zależność (28) i przyjmując dla uproszczenia

$$\gamma_m - \gamma_p \approx \gamma_m \quad (32)$$

otrzymamy po przekształceniu, ponieważ dla porywania w głąb rurociągu całości dostarczanego powietrza musi zachodzić

$$V_p < 0,0217 u_1^5 \text{ m}^3/\text{sek} \quad (33)$$

lub

$$V_p < 78,12 u_1^5 \text{ m}^3/\text{godz} \quad (33a)$$

Wyniki przeprowadzonej oceny, przedstawione na wykresie (rys. 7) wykazują, że ilości powietrza, które możemy uzyskać wykorzystując nadwyżki rozporządzalnych spadków naporu są bardzo znaczne.

Nadwyżki te, które dla dotychczas projektowanych instalacji były źródłem zwiększania szybkości przepływu, źródłem niszczenia rurociągów i ich awaryjności, mogą się stać, jak wskazywał to w r. 1953 na zjeździe podsadzkowym prof. Budryk, poważnym czynnikiem podnoszącym rentowność zastosowania podsadzki. Wy-

korzystanie nadmiaru energii potencjalnej, którym dysponujemy opuszczając podsadzkę na znaczne głębokości, przez stosowanie zasilania pełnego¹⁾, nie wyklucza regulowania wydajności a tym samym i szybkości przepływu mieszaniny poniżej punktu odprowadzenia powietrza. Wręcz przeciwnie gdybyśmy dokładnie ustalili i sprawdzili w praktyce wzajemną zależność między ilością doprowadzanego powietrza i ilością mieszaniny, właśnie „dopelniającym” powietrzem moglibyśmy w ramach pełnego zasilania regulować wydajność mulenia, utrzymując ją w granicach wielkości optymalnej.

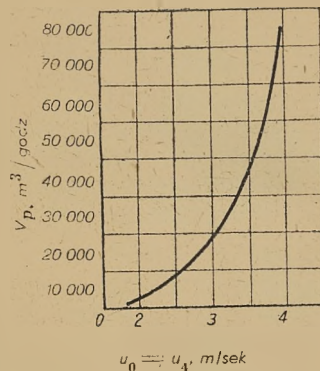
Wydaje się, iż w świetle tego co tu powiedziano o likwidacji ujemnych skutków niedostatecznego zasilania i o możliwości wykorzystania nadwyżek energii potencjalnej, którymi rozporządzamy na głębokich kopalniach, konieczność zmiany kierunku i metod walki z tzw. nadmiernymi spadkami hydraulicznymi może być uznana za bezsporną.

Zakończenie

Z coraz szerszym zastosowaniem podsadzki w górnictwie węglowym i z olbrzymim rozmachem prowadzonych na tym odcinku inwestycji, co jest dowodem wielkiego postępu naszej techniki eksploatacji złóż, nie idzie w parze postęp w dziedzinie projektowania i eksploatacji nowych urządzeń podsadzkowych oraz w dziedzinie unowocześniania tych urządzeń. Gospodarka podsadzkowa oparta na dotychczasowym systemie urządzeń podsadzkowych ma szereg zasadniczych wad, a przede wszystkim:

1. stwarza dla ścian podsadzkowych zbyt długi nie zharmonizowany zresztą czynności cykl mulenia,
2. obciąża ruch kopalniany wielkim balastem prymitywnej i przestarzałej gospodarki wodnej,
3. nie umożliwia zmniejszenia zużycia deficytowego surowca jakim jest drewno i tak deficytowego środka działalności jakim jest praca robotnika dołowego.

Zagadnienie wprowadzenia podsadzki na drogę postępu technicznego, którą kroczą zdecydowanie pozostałe dziedziny górnictwa w kierunku podniesienia wydajności i rentowności naszych kopalń, jest w chwili obecnej jednym z ważniejszych zagadnień techniki górniczej. Dobitnie świadczy o tym fakt, że udział podsadzki płynnej w koszcie własnym przemysłu węglowego określony jest wskaźnikiem $\approx 13\%$, że $\approx 30\%$ naszego wydobycia pochodzi z eksploatacji na zamułkę



Rys. 7. Zależność między szybkością przepływu mieszaniny dwufazowej a ilością powietrza sprężonego w rurociągu

¹⁾ Przypominamy, że przez zasilanie pełne rozumiemy takie zasilanie, przy którym mimo doprowadzenia powietrza pod lejem, przez lustro cieczy, które utrzymuje się w leju nie jest samoczynnie przerywane powietrze. Zasilanie pełne tak jak i zasilanie maksymalne jest zasilaniem dostatecznym. Przy zasilaniu niedostatecznym powietrze samoczynnie przerywane jest przez lej i porywane w głąb rurociągu.

i że wskaźnik ten na koniec planu 5-letniego wyrazi się cyfrą $\approx 38\%$.

Do najpilniejszych zadań na tych odcinkach gospodarki podszadzkowej, które omówione zostały w rozdziałach poprzednich, trzeba zaliczyć:

1. Likwidację skutków niedostatecznego zasilania, związanego najczęściej z tak zwanymi nadmiernymi spadkami hydraulicznymi albo przez zapobieganie zjawisku samoczynnego porywania powietrza w głąb rurociągu, albo też, przez odpowietrzanie rurociągów podszadzkowych.
2. Wyposażenie urządzeń podszadzkowych w przyrządy rejestrujące i regulujące ilość dostarczanej wody i gęstość mieszaniny, lub mówiąc ogólniej w przyrządy umożliwiające regulację wielkości zasilania i utrzymywanie go na poziomie optymalnym.
3. Przejście na pełne wykorzystanie rozporządzalnych spadków naporu przez celowe doprowadzenie do rurociągów powietrza i wykorzystanie ich jako sprężarek hydraulicznych.

Aby zadania te wykonać, trzeba podjąć konkretne prace w kierunku budowy i wdrażania sprawnie działających separatorów powietrznych oraz urządzeń zasilających rurociągi w powietrze przeznaczone do sprężania. Trzeba usprawnić i dostosować do wymagań ruchowych urządzenia do rejestracji i regulacji wydajności monitorów i gęstości mieszaniny oraz wyszkolić załogę, tak aby umiała wykorzystywać je dla podniesienia efektywności podszadzania.

Trzeba rozszerzyć prace zapoczątkowane w GIG przez inż. Wyszomirskiego nad dokładnym eksperymentalnym ustaleniem całego szeregu parametrów przepływu niezbędnych przy ustalaniu optymalnej wielkości zasilania.

Trzeba wreszcie, i to jest zadanie bodaj najważniejsze, przestawić się na tory nowego, postępowego projektowania. *Postęp techniczny, który w podszadce płynnej powinien się wyrazić przejściem na racjonalną i celową, na ściśle kalkulowaną gospodarkę energią potencjalną mieszaniny podszadzkowej opuszczanej ru-*

rociagami, musi się stać nieustanną troską każdego projektanta.

Jeżeli w projektowaniu będziemy mieli odwagę iść naprzód, jeżeli to projektowanie oprzemy o szeroko pomyślane prace eksperymentalne i badawcze to nie należy wątpić, że zarówno wymienione jak i inne zadania wyłaniające się w podszadce płynnej, będą wykonane, a podszadzka płynna stanie na takim poziomie jakiego wymaga nasze wielkie socjalistyczne górnictwo.

Literatura

1. W. Budryk: Ruch podszadzki płynnej w rurociągach zamuleniowych. Przegląd Górniczo-Hutniczy 1929.
2. W. Budryk: Naukowe zagadnienia ruchu mieszaniny podszadzkowej w przewodach. Przegląd Górniczy nr 10, 1953.
3. W. Budryk: Odpowiedź na uwagi kandydata nauk technicznych W. Dobrowolskiego i inż. S. Korżajewa. Przegląd Górniczy, nr 4, 1954.
4. I. Ciborowski: Inżynieria chemiczna. PWT. Warszawa 1952.
5. I. Ciborowski: Problemy rachunkowe w inżynierii chemicznej. PWT. Warszawa 1954.
6. W. Dobrowolski — S. Korżajew: O teorii ruchu mieszaniny podszadzkowej w rurociągach opracowanej przez prof. dr inż. W. Budryka. Przegląd Górniczy, nr 4, 1954.
7. F. Jopek: Podszadzanie wyrobisk. PWT. Katowice, 1950.
8. B. Krupński: Rozwój podszadzki płynnej w Polsce. Przegląd Górniczy, nr 10, 1953.
9. I. Kornecki — A. Lisowski: Założenia do projektu podszadzki dla kopalni Dymitrow (nie publikowane).
10. A. G. Kasatkin: Podstawowe procesy i aparaty w technologii chemicznej. PWT. Warszawa 1954.
11. W. Tomassi: Podstawy termodynamiki chemicznej. PWN. Warszawa 1953.
12. L. B. Scivier: Hydraulic Transport of Coal. Colliery Guard, t. 186, nr 4807, 16 kw. 53 s. 491.

622.273.22:658.56

SZEROKOŚĆ ŚCIAN A WYDAJNOŚĆ WĘGLOWA

Mgr inż. Romuald Elszak

Treść: Zależność doboru systemu eksploatacji od warunków geologiczno-technicznych oraz stopnia bezpieczeństwa pracy i wpływu doboru systemu wybierania na wydajność. Zależności robót przygotowawczych i szerokości ścian i ich wpływ na wydajność węglową. Wpływ wzrostu szerokości ścian na koncentrację robót i wydajność ogólną.

Wstęp

Wielka różnorodność warunków zalegania poszczególnych pokładów węglowych w głównej mierze zdecydowała o powstaniu całego szeregu zupełnie odmiennych systemów eksploatacji złoża.

Do pewnych ściśle określonych warunków dobieramy system wybierania najbardziej odpowiedni pod względem techniczno-ekonomicznym.

Wybrany system można w ogólności scharakteryzować odpowiednimi wskaźnikami zarówno techniczny-

mi jak też ekonomicznymi. W szczególności każdy system eksploatacji cechuje pewna wartość osiąganą w danym systemie wydajności zarówno węglowej, jak też ogólnej oddziałowej. Niejednokrotnie czynnikiem dominującym przy doborze właściwego systemu wybierania są naturalne warunki występowania i zalegania pokładu (grubość, nachylenie, charakter skał otaczających, wpływ eksploatacji na powierzchnię itp.) oraz stopień bezpieczeństwa zatrudnionych ludzi.

W związku z tym w większości przypadków obrany na tych zasadach system eksploatacji umożliwia osią-

gnięcie pewnej charakterystycznej dla danego systemu wydajności, na którą ma oczywiście wpływ strona techniczno-organizacyjna całego procesu produkcyjnego.

W poszczególnych oddziałach w kopalni X, stosującej zarówno system filarowy ślaski do pokładów o grubości 2,5 ÷ 5,0 m oraz system ścianowy z zawalem stropu dla pokładów o grubości 1,0 ÷ 1,5 m, zanotowano następujące kształtowanie się wydajności oddziałowej i węglowej na podstawie obserwacji poczynionych na przestrzeni dostatecznie długiego okresu.

I. Wydajność ogólna oddziałowa

- a. pokłady cienkie (system ścianowy) 1800 ÷ 2500 kg/rdn,
- b. pokłady średnie i grube (system ślaski) 3000 ÷ 4500 kg/rdn.

II. Wydajność węglowa

- a. pokłady cienkie (system ścianowy) 5500 ÷ 7000 kg/rdn,
- b. pokłady średnie i grube (system ślaski) 6500 ÷ 9500 kg/rdn.

Jak widać z powyższych liczb kopalnia ta osiąga wyższe wskaźniki wydajnościowe zarówno wydajności węglowej, jak i ogólnej w oddziałach produkcyjnych, pracujących systemem ślaskim. Tak więc przy znacznej przewadze, pod względem udziału w ogólnym wydobyciu, systemu ślaskiego kopalnia może osiągać wysokie wskaźniki wydajnościowe. Natomiast konieczność zwiększenia procentowego udziału w wydobyciu z pokładów cienkich, systemem ścianowym, podyktowana jakimikolwiek względami powoduje w tej kopalni spadek wskaźników wydajności węglowej i oddziałowej, obniżając tym samym ogólną wydajność kopalni. Zachodzi pytanie jak temu zaradzić?

Szerokość ścian

Analizując system ścianowy, jako pierwszy wskaźnik techniczny nasuwa się szerokość (długość) ścian. Przepisy Technicznej Eksploatacji Kopalń Węgla stoją na stanowisku stosowania szerokości ścian: 60 m, 100 m oraz wielokrotności tych liczb, tj. 120, 180, 200 m itd. W praktyce jednak można zaobserwować dosyć znaczną dowolność pod tym względem.

W omawianej kopalni X średnia szerokość ścian wynosi około 75 m (60 ÷ 90 m). Są natomiast kopalnie, które pod tym względem znacznie przekroczyły 100 a nawet 150 m.

Rozważając szerokość ścian zastosowanych do wybierania pokładu stwierdzić należy, że wskaźnikami odwrotnie proporcjonalnymi do szerokości ścian są: natężenie robót przygotowawczych w m/1000 t oraz % wydobycia z robót przygotowawczych. A zatem zwiększając szerokość ścian zmniejsza się wartość wskaźnika natężenia robót przygotowawczych i udziału procentowego z robót przygotowawczych.

Dla przykładu rozważmy wskaźnik natężenia m/1000 t oraz procentowy udział w wydobyciu z robót przygotowawczych w zależności od szerokości ścian dla pokładu o grubości 1,2 m oraz wysokości pochyłej piętra około 500 m i wybiegu ścian 300 m.

Jak wynika z załączonego rys. 1 podział pokładu na pola o wymiarach około 500 m × 300 m można dokonać w kilku alternatywach.

I. Podział na osiem ścian po 60 m.

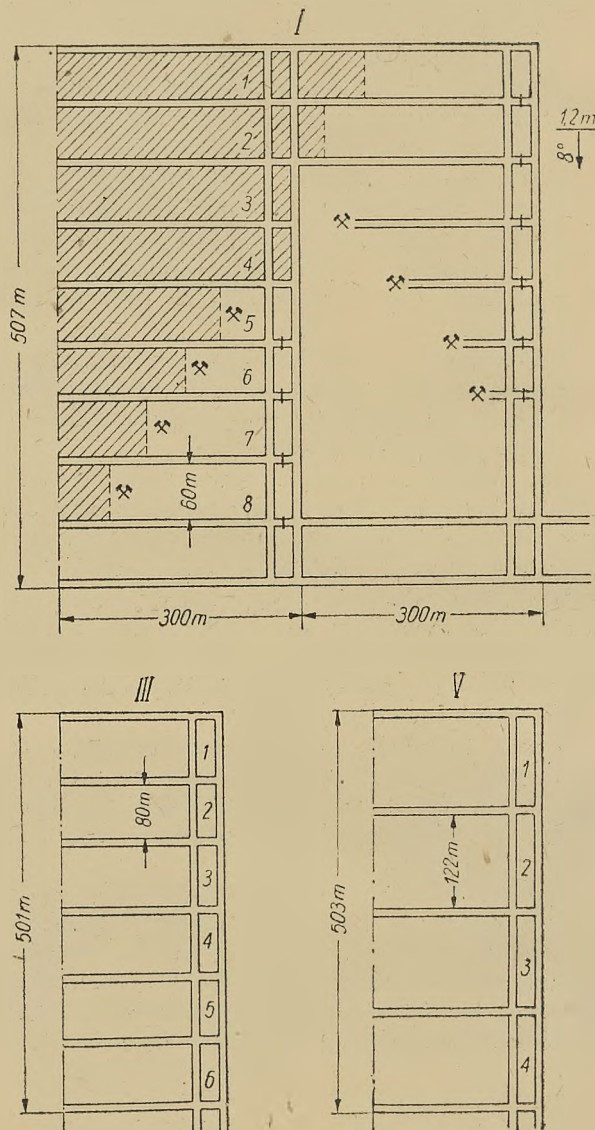
II. Podział na siedem ścian po 68 m.

III. Podział na sześć ścian po 80 m.

IV. Podział na pięć ścian po 97 m.

V. Podział na cztery ściany po 122 m.

VI. Podział na trzy ściany po 164 m.



Rys. 1. Schemat rozcięcia pokładu na pola o wymiarach około 500 × 300 m w alternatywach I, III i IV

W każdym z powyższych przypadków ilość metrów chodników, niezbędna do wybrania pola przedstawia inną wartość.

Spełniając więc warunek, że roboty przygotowawcze muszą w czasie postępować z takim nasileniem, aby utrzymać zdolność produkcyjną oddziału oraz zakładając, że w czasie wybrania przygotowanego pola należy przygotować pole następne, otrzymamy dla każdego przypadku inną wartość procentowego udziału wydobycia z robót przygotowawczych oraz inne natężenia robót przygotowawczych.

Przeliczono powyższe wartości dla pokładu grubości 1,2 m przy założeniu, że szerokość wszystkich chodników jest stała i wynosi 3,00 m oraz z uwzględnieniem rezerwy w formie strat substancji węglowej przyjętej w wysokości 10 % zasobów wybieranych ścianami.

Uzyskane tą drogą wyniki ilustruje tablica 1. Jak widać z niej procentowy udział wydobycia z robót

Tablica 1

Wyszczególnienie	Jednostek	I	II	III	IV	V	VI
Szerokość frontu jednej ściany	m	60	68	80	97	122	164
Liczba ścian w polu	jednostek	8	7	6	5	4	3
Długość głównych dowierzchni	m	1 014	1 000	1 002	1 006	1 006	1 008
Długość chodników przyścianowych	m	2 700	2 400	2 100	1 800	1 500	1 200
Całkowita długość chodników węglowo-kamiennych	m	3 714	3 400	3 102	2 806	2 506	2 208
Wydobycie z robót przygotowawczych	tonn	17 381	15 912	14 517	13 132	11 728	10 333
Wydobycie z robót wybierkowych	tonn	197 906	196 279	197 956	200 045	201 308	202 985
Całkowite wydobycie z pola	tonn	215 287	212 191	212 473	213 177	213 036	213 318
Udział wydobywania z robót przygotowawczych	%	8,07	7,50	6,83	6,16	5,51	4,84
Wskaźnik natężenia robót przygotowawczych	m/1000 t	17,25	16,02	14,60	13,16	11,76	10,35

przygotowawczych oraz natężenie tychże robót wykazują poważny spadek w miarę zwiększenia szerokości ścian w oddziale.

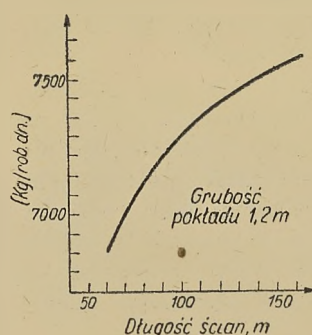
Wydajność węglowa na robotach przygotowawczych, a szczególnie na węglowo-kamiennych (stosowanych w powyżej rozważanym przypadku) jest niewspółmiernie niska w porównaniu z wydajnością węglową, osiąganą w ścianach. W oparciu o normy pracy, przy założeniu jednakowego przekroczenia norm, efektywnego czasu pracy 360' oraz wymiarów chodników 3,00 × 2,5 m, dla rozważanego pokładu grubości 1,2 m otrzymujemy wydajność węglową:

dla chodników 1 449 kg/rdn,
dla ścian 10 058 kg/rdn.

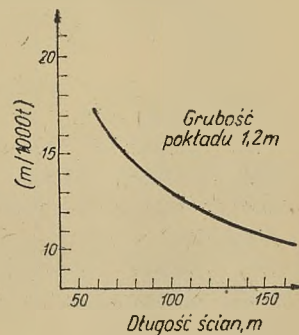
Zakładając powyższe wydajności w odniesieniu do wydobywania z robót przygotowawczych i wybierkowych podanego w tablicy 1 otrzymujemy niezbędną liczbę ludzi na węglu oraz wydajność węglową całego oddziału dla sześciu rozważanych długości ścian (tablica 2).

Uzyskane wartości wydajności węglowej w oddziale dla sześciu różnej szerokości ścian świadczą dobitnie o korzyściach wydajnościowych tkwiących w eksploatacji cienkich pokładów możliwie długimi ścianami.

Kształtowanie się natężenia robót przygotowawczych, jak wynika z wykresu (rys. 2), odbywa się w sposób analogiczny, lecz w zależności odwrotnie proporcjonalnej do szerokości ścian (wzrost szerokości ścian powoduje spadek wskaźnika natężenia robót przygotowawczych).



Rys. 2. Wykres wydajności węglowej oddziału ścianowego w zależności od szerokości ścian



Rys. 3. Wykres natężenia robót przygotowawczych w oddziale ścianowym w zależności od szerokości ścian

Tablica 2

Wyszczególnienie		I	II	III	IV	V	VI
Liczba dniówek na węglu na robotach	przygotowawczych	11 995	10 981	10 019	9 063	8 094	7 131
	wyberkowych	19 676	19 515	19 681	19 889	20 015	20 181
	ogółem	31 671	30 496	29 700	28 952	28 109	27 312
Wydajność węglowa w oddziale, kg rdn		6 798	6 958	7 154	7 363	7 579	7 810

Ponadto trzeba zwrócić uwagę na pewne momenty kształtowania się wydajności węglowej w oddziale oraz na wskaźnik natężenia robót przygotowawczych, co w graficznym ujęciu przedstawiono na wykresach (rysunek 2 i 3).

Największy wzrost wydajności węglowej w oddziale występuje przy przejściu na szersze ściany o szerokościach począwszy od 60 m. W miarę natomiast wzrostu szerokości ścian, wzrost wydajności stopniowo maleje (nachylenie krzywej maleje).

Wzrost jednostkowy wydajności węglowej w oddziale (kg/m powiększenia szerokości ściany) przedstawia się następująco:

Tablica 3

Wzrost szerokości ścian w oddziale		Wzrost wydajności węglowej na każdy metr wzrostu szerokości ściany
Szerokość początkowa	Szerokość końcowa	
m		kg/m
60	68	20,0
68	80	16,3
80	97	12,3
97	122	8,6
122	164	5,5

Uwagi końcowe

Wzrost wydajności węglowej w oddziale ścianowym przy przejściu na możliwie szersze ściany zgodnie z niniejszymi uwagami jest oczywisty. Rozcięcie pokładu na ściany szerokości 160 m w porównaniu ze ścianami szerokości 60 m wyraża się efektem wzrostu wydajności węglowej w oddziale o około 1000 kg/rdn.

Zagadnienie sięga jednak głębiej. Wzrost szerokości ścian w oddziale wpływa zdecydowanie na cały szereg innych czynników, a w konsekwencji wpływa na wzrost wydajności ogólnej oddziału.

Dla przykładu zastanówmy się nad pracą trzech oddziałów ścianowych: I — o ścianach szerokości 60 m, II — 80 m i III — 120 m.

- Przy założeniu dwóch czynnych ścian o postępie 1,6 m/dobę w pokładzie grubości 1,2 m, produkcja dzienna frontu wybierkowego poszczególnych oddziałów wyniesie: oddział I — 300 t/dobę, oddział II — 400 t/dobę, oddział III — 600 t/dobę.
- Przy założeniu równego poziomu produkcji z robót wybierkowych np. 600 t/dobę, przy stałym postępie ścian np. 1,6 m/dobę, ilość czynnych ścian w oddziałach wynosi: oddział I — cztery ściany, oddział II — trzy ściany, oddział III — dwie ściany.

Porównanie pracy oddziału I i III przy założeniu tej samej liczby czynnych ścian (punkt a) wypada na korzyść oddziału III. Stwierdzamy bowiem dwukrotny wzrost produkcji, obsada natomiast poszczególnych stanowisk pozaprzedkowych (obsługa taśm, wysypów itp.) pozostaje niezmienną w porównaniu z oddziałem I. Większa koncentracja robót w oddziale III wpływa zdecydowanie na wzrost wydajności ogólnej w oddziale.

Założenie tej samej wysokości produkcji dziennej (punkt b) stwarza konieczność prowadzenia dwukro-

tnie większej liczby czynnych ścian oraz większego nałożenia robót przygotowawczych w oddziale I w porównaniu z oddziałem III.

W konsekwencji większa dekoncentracja robót w oddziale I powoduje konieczność większego zatrudnienia na poszczególnych stanowiskach pracy. (Budowa ustosów chroniących chodniki przyścianowe, transport urobku i materiałów, wszelkie usługi itp.).

Powyższe uwagi w ogólnym zarysie obrazują możliwość uzyskania wyższej wydajności w przykładowym oddziale III w porównaniu z oddziałem I.

Głęboka analiza pracy kilku oddziałów ścianowych — o różnych wartościach, stosowanych przez nie szerokości ścian, z punktu widzenia zatrudnienia i obsady poszczególnych stanowisk, wykazuje pod względem wskaźników techniczno-ekonomicznych wybitną przewagę oddziałów stosujących ściany szerokie (powyżej 100 a nawet 150 m) w porównaniu z oddziałami o ścianach krótkich szerokości 60 ÷ 80 m).

Na podstawie powyższych rozważań można wyciągnąć następujący wniosek: Czynnikiem wpływającym w dużym stopniu na zwiększenie wydajności zarówno węglowej, jak i ogólnej w oddziałach ścianowych jest możliwie maksymalne zmniejszenie ilości robót przygotowawczych, które cechuje w porównaniu z robotami wybierkowymi niewspółmiernie wysoka pracochłonność.

Postulat ten może być oczywiście realizowany przy bezwzględnym zapewnieniu utrzymania, a nawet wzrostu zdolności produkcyjnej czynnego frontu, co można osiągnąć drogą bardziej racjonalnego rozcięcia pokładu.

Jest to sprawa istotnej wagi dla kopalń, które stosują ściany wąskie o szerokości poniżej 80 m.

Zastosowanie szerszych ścian zapewni uzyskanie niezbędnych podstaw do osiągnięcia większej koncentracji robót oraz wyższych wskaźników wydajnościowych.

622 284.3:622.273.22

STROPNICE CZŁONOWE W WYROBISKACH ŚCIANOWYCH

Mgr inż. Leonard Pluta

Treść: Próby Instytutu Mechanizacji Górnictwa urabiania ścian krótkimi zabiorami uwzględniają stosowanie stropnic członowych. Konstrukcja stropnicy członowej obecnie stosowanej nie jest ostateczna. W związku z możliwością podjęcia i wysunięcia przez ruch wynalazczy nowych koncepcji autor podaje ogólne wymagania stawiane nowoprojektowanym stropnicom członowym z punktu widzenia zabezpieczenia wyrobiska ścianowego w przodku zmechanizowanym.

Rozwój stropnic członowych w zasadzie zapoczątkowany został równolegle z wprowadzeniem przenośników pancernych w wyrobiska ścianowe. Właściwą wytyczną przy zastosowaniu tychże stropnic było:

- uzyskanie możliwości przesuwu przenośnika pancernego w całości oraz
- praca urabiania z wolnym frontem roboczym

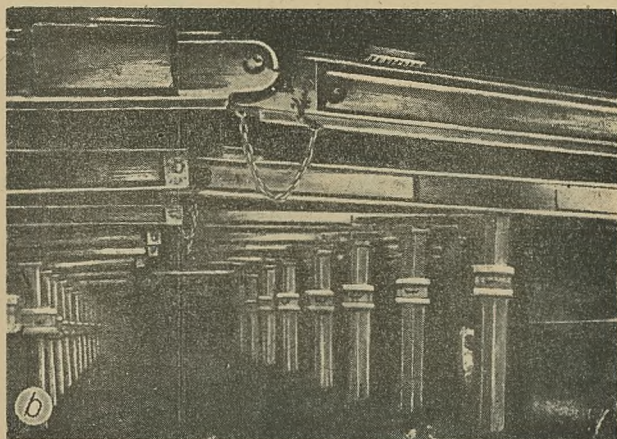
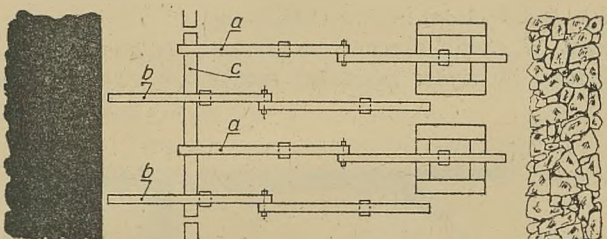
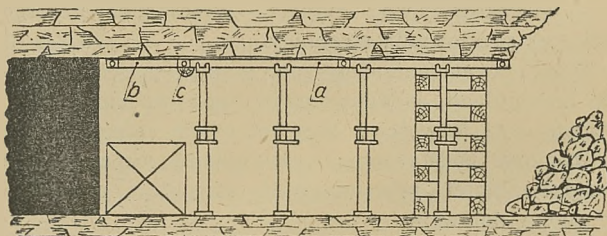
Według pierwotnej konstrukcji stropnic członowych wysuniętej przez Haarmanna nie były one usztywniane w złączu a wykonanie złącza było właściwie tylko przegubne przy czym zabudowanie wzajemne stropnic było nieosiowe lecz obok siebie (rys. 1).

Z biegiem czasu warunki dołowe wyłaniały coraz dalej idące wymagania. Stropnice łączone obok siebie okazały się za mało odporne na skręcanie a tym samym wysunięto szereg konstrukcji stropnic współpracujących w jednej linii. Podciągi, którymi podpierano wysięgnikowe stropnice okazały się kłopotliwe. Zapropnowano więc usztywnianie złącza, wskutek czego przedłużono część stropnicy pracującej wysięgnikowo. Długość stropnicy 1,60 m, która w pierwszym okresie została użyta z uwagi na stosowane tej szerokości zabiorry, okazała się w swym wykonaniu za ciężka, mało poręczna. W konsekwencji dążono do skrócenia po-

szczególnych członów przy równoczesnym zwężeniu zaboru.

Wymagania jakie ostatnio stawia się stropnicom członowym można ująć następująco:

1. Wystarczająca wytrzymałość na odkształcenia i gięcie stropnicy oraz dostateczna sztywność połączenia, kształt symetryczny lub niesymetryczny.
2. Łatwość zabudowy spod zabezpieczonego stropu.
3. Niski ciężar oraz łatwość manipulacji.
4. Jak najmniejsza liczba części luźnych.



Rys. 1. Stropnice zabudowane obok siebie

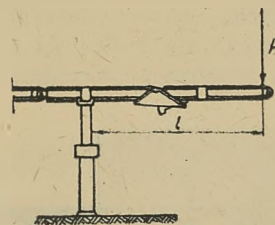
5. Możliwość odchyłek w płaszczyźnie pionowej oraz poziomej od osi stropnicy.
6. Łatwość rabowania.
7. Zapewnienie dobrego połączenia stropnic po poluzowaniu złącza.
8. Prosta w konstrukcji, nie wymagająca dużej dokładności w wykonaniu przy stosunkowo niewielkiej konserwacji.

Problem doboru odpowiedniej wytrzymałości stropnic członowych jest zasadniczej wagi. Z jednej strony przemawiają za tym względy bezpieczeństwa, z drugiej natomiast organizacja i wydajność pracy. Zasadniczymi założeniami odnośnie wytrzymałości są:

1. uzyskanie dostatecznej wytrzymałości na deformację trwałą przy obciążaniu wysięgnika stropnicy siłą skupioną na końcu stropnicy,
2. wystarczająca sztywność złącza poszczególnych stropnic przy czym W_x przekroju złącza musi być większe a co najmniej równe W_x przekroju belki stropnicy,

3. odpowiednia odporność na skręcenie.

Z zasady wysięgnikową część stropnicy o długości od 2 m obciążano siłą skupioną do 2 tonn (rys. 2). Bio-



Rys. 2. Schemat obciążeń stropnic wysięgnikowych siłą skupioną

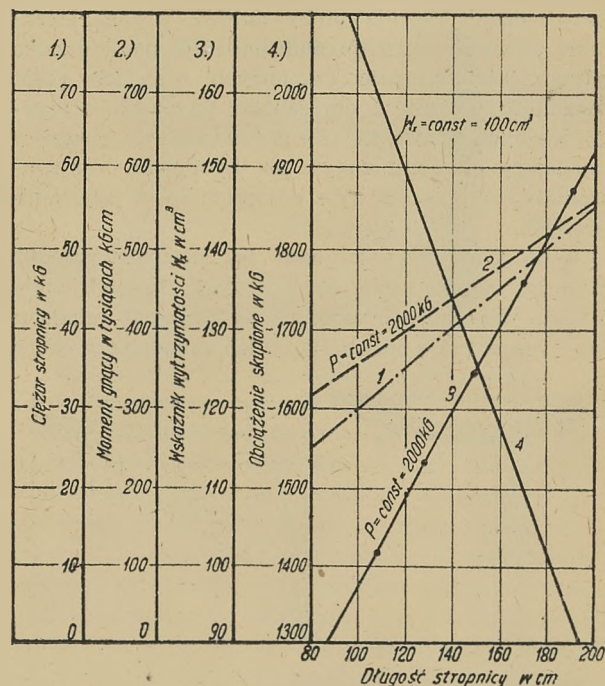
rac stropnicę stalową wysokości 100 mm o wskaźniku przekroju W_x 100 cm^3 momencie bezwładności $I_x = 500 \text{ cm}^4$ oraz materiał o granicy plastyczności 35 kg/mm^2 uzyskujemy przy wysięgniku 2 m według zależności

$$P = \frac{a \cdot W_x \cdot \sigma_{pf}}{l}$$

możliwość obciążania siłą 2,4 t, pracując w zakresie elastycznych odkształceń. Współczynnik wydłużenia a w oparciu o prowadzone doświadczenia można przyjmując 1,3 [5].

Należy jednak zaznaczyć, że przy stropnicach członowych obliczenia nie są całkowicie ścisłe, gdyż nie uwzględniają ewentualnych luzów złącza jak również działania sprężystego materiału w punktach silnie obciążonych.

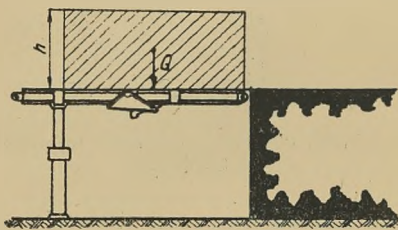
Z przedstawionych wykresów uwidacznia się zależność nośności stropnic od długości wysięgników przy stałym W_x oraz ewentualną zmienność ciężaru przy W_x dostosowanym do stałego obciążenia (rys. 3).



Rys. 3. Zależność P , W_x oraz ciężaru stropnic od długości stropnicy

Samo złącze stropnic członowych w większości przypadków charakteryzuje się większym wskaźnikiem przekroju, aniżeli sam przekrój stropnicy.

Doświadczenia oraz obserwacje uzyskane w okresie dziesięcioletniej pracy stropnic członowych za granicą pozwalają na wyciągnięcie wniosku, że wyżej przyjęte założenia dotyczące wytrzymałości przy badaniu pracy stropnic członowych są zbyt wygórowane, co tłumaczy się czystym niszczeniem klinów przy próbach laboratoryjnych nie spotykanym w warunkach dołowych.



Rys. 4. Określenie wysokości zdolności nośnej stropnic wysięgnikowych

W przeliczeniu na wysokość rozluźnionej skały w stropie, obciążającej bezpośrednio wysięgnikową część stropnicy, wynikałoby przy uwzględnieniu wycinka wyrobiska o szerokości 1 m, że wysokość ta wynosi

$$h = \frac{P_1}{\gamma \cdot l \cdot b} = \frac{4,8}{2,4 \cdot 2,0 \cdot 1,0} = 1,00 \text{ m}$$

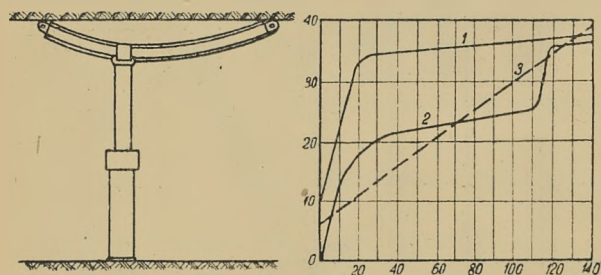
przy czym $\gamma = 2,4 \text{ t/m}^3$ — ciężar właściwy skał.

Z tak wysokim wypiętrzeniem się stropu przy zastosowaniu stropnic członowych, nie należy się liczyć uwzględniając zarazem redukujące w czasie obluźwania się skały siły tarcia.

Wymagania odnośnie stropnic członowych, w badaniach laboratoryjnych prowadzonych przez IMG, zostały w wstępnej fazie produkcyjnej obniżone do działania siły skupionej 1,5 t na wysięgnik o długości 1,65 m licząc od punktu podparcia.

Prowadzone obecnie próby dołowe wskażą ewentualną słusność dalszego obniżania lub podwyższania wytrzymałości stropnic członowych oraz ich łącz. Równolegle bowiem z obniżeniem wymagań wytrzymałościowych obniża się ciężar jednostkowy stropnicy posiadający olbrzymi wpływ na wydajność oraz synchronizację prac obudowy z postępem robót zmechanizowanych.

Co do symetryczności bądź też niesymetryczności stropnicy, zdania literatury światowej są podzielone. W wielu przypadkach zalecane są stropnice członowe symetryczne, które pozwalają na ich zabudowę w dwóch

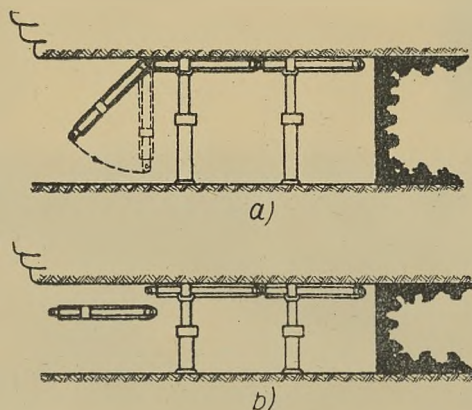


Rys. 5. Zniekształcenie charakterystyki stojaka przez zdeformowaną stropnicę (wg Fröhlicha)

tworu. Metoda ta, choć z punktu ruchowego ma tę dogodną stronę, że obniża ilość transportów obudowy, jednak z punktu widzenia bezpieczeństwa pracy oraz utrzymania całości stropu jest ona niewłaściwa. Nie ulega bowiem wątpliwości, że zabudowywanie stropnicy wygiętej powoduje w trakcie jej prostowania duże uelastycznienie obudowy. Zmiany charakterystyki stojaka przy tego rodzaju prostowaniu stropnic przedstawione zostały przez Fröhlicha na wykresie (rys. 5) gdzie 1 podaje charakterystykę stojaka wczesnopodporowego, 3 — późnopodporowego a 2 — zdeformowaną charakterystyką stojaka wczesnopodporowego wskutek prostowania stropnicy.

Dalsze wymagania dotyczące małego ciężaru, łatwości manipulacji, zabudowywania spod zabezpieczonego stropu oraz łatwości i bezpieczeństwa rabowania są w zasadzie podstawowymi czynnikami rozpatrywania zastosowalności proponowanej stropnicy członowej w ruchu dołowym.

Zagadnienie ciężaru poszczególnych członów stropnic jest w dużej mierze uzależnione od przyjętej długości. W chwili obecnej czynione są starania, by zabudowa stropnicy członowej mogła być wykonywana



Rys. 6. Rabowanie stropnicy członowej; a — swobodny zwis stropnicy, b — swobodny opad stropnicy

przez jednego człowieka. Aby dotrzymać tego założenia ciężar stropnicy nie może przekraczać $25 \div 40 \text{ kg}$, co odpowiada długości stropnic maks. 1,20 m albo też wprowadzenia stropnic z metali lekkich.

Spełnienie warunku zabudowy stropnicy spod osłoniętego stropu wymaga odpowiedniego opracowania konstrukcyjnego pozwalającego na swobodne zawieszenie stropnicy, podciągnięcie pod strop, a następnie usztywnienie w złączu. Ta zasada tylko w nielicznych konstrukcjach została dotychczas uwzględniona, większość natomiast stropnic zabudowywanych jest w kierunku od ociosu.

Znacznie większe znaczenie ma kierunek rabowania stropnic członowych, na co niewątpliwie należy zwrócić specjalną uwagę. Rabowanie stropnic członowych następuje przy poluzowanym złączu przez wybicie stojaka. Złącze stropnicy członowej musi zapewniać po wyrobieniu stojaka albo swobodny zwis (a) albo też swobodny opad (b) (rys. 6). W przypadku pierwszym przy założeniu wysokości wyrobiska wyższej aniżeli długość stropnicy odczepianie nie będzie przedstawiało żadnych trudności niezależnie od rozwiązania konstrukcyjnego złącza. W przypadku jednak gdy długość stropnicy jest większa od wysokości wy-

położeniach. Podstawą do zalecenia, jest możliwość prostowania stropnic wygiętych na miejscu, w wyrobisku ścianowym przy wykorzystaniu ciśnienia góro-

robiska koniec rabowanej stropnicy oprze się o spąg względnie o skarpe przesypanej z zawału skały zawalowej i usuwanie jej może być wykonane wyłącznie od strony samego złącza bez jakiegokolwiek ruchu stropnicy do zawału. Liczyć się bowiem należy z tym, że niezależnie od występujących oporów skały luźno rozkruszonej może nastąpić natychmiast obwał stropu uniemożliwiający całkowicie jakiegokolwiek ruchy stropnicy ku zrobom.

Bezwzględnie ważnym przy stropnicach członowych jest możliwość dostosowania się do nierówności stropu. Może to nastąpić wyłącznie przy konstrukcjach stropnic członowych o małych długościach, posiadających możliwości wychylenia w płaszczyźnie pionowej o około $\pm 15^\circ$, a w płaszczyźnie poziomej około $\pm 6^\circ$.

W przypadku użycia stropnic długich dostosowanie się do nierówności stropu jest bardzo trudne. Stropnica nie pracuje całą powierzchnią a raczej tylko w kilku punktach. Na skutek obciążeń skupionych podlega tym samym częstej deformacji.

Warunek możliwości wychylania stropnicy członowej w płaszczyźnie pionowej w pewnych granicach jest ruchowo nieodzowny. Pomijając nawet nierówności stropowe, ścienienia, wyklinowania itp. musimy uwzględnić charakter pracy stojaków stalowych wykazujących pewien zsuw przy ich obciążeniu. W związku z tym linia ugięcia się stropu przedstawia się linią nachyloną pod pewnym kątem (kąt ujemny) do linii stropu nowoodkrywanego (rys. 7).

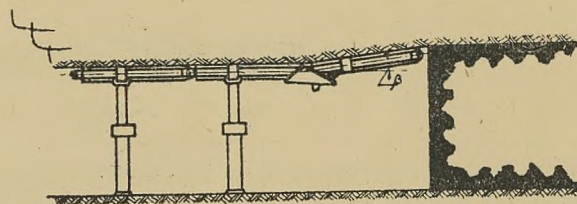
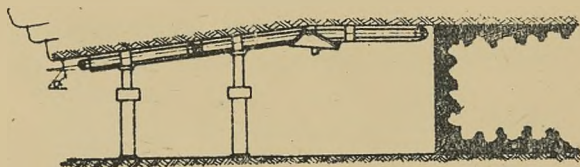
W przypadku stosowania stropnic o wiązaniu osiowym zachodzi możliwość, że dla stropnicy braknie miejsca na jej prawidłowe umieszczenie, a tym samym stanie się ona nieużyteczna, powodując w konsekwencji duże zaburzenia w całokształcie robót. Przy uwzględnieniu obniżania się stropu przy cieniowaniu pokładu lub wykrzywienia końca stropnicy ciągu poprzedniego w dół, zabudowanie osiowe następnej stropnicy aczkolwiek możliwe wymagałoby dodatkowego wypełniania przestrzeni nadstropnicowej oraz zmniejszenia efektywnej wysokości roboczej wyrobiska ścianowego, co przy niskich wyrobiskach jest bardzo niepożądane. W celu uniknięcia tego rodzaju przeszkód ruchowych wymagana jest możliwość odchyłki stropnicy w kącie dodatnim w płaszczyźnie pionowej (rys. 7b).

Podobna sytuacja wyłania się przy nieuwzględnieniu odchyłek w płaszczyźnie poziomej. Położenie stropnic zabudowywanych w nowym polu jest ściśle uzależnione od położenia stropnic pola poprzedniego.

Ich położenie jako również szeregowo uzależnione od poprzednich oraz częściowo zmienione w swym pierwotnym położeniu ewentualnymi suwami stropu, będzie w wielu przypadkach powodowało skupianie odległości ciągów stropnic przy równoczesnym poszerzaniu innych pól międzystropnicowych. Takie sytuacje niedogodne dla ruchu, bezpieczeństwa pracy, jak również dla całości utrzymania stropu z uwagi na nierównomierność rozkładu podpór w wyrobisku zmuszają do zapoczątkowania stale nowych ciągów komplikujących obudowę wyrobiska zwiększających równocześnie nakład pracy wpływający hamująco na tok innych prac.

W odniesieniu do punktu 7 wymagań stawianych stropnicom członowym należy podkreślić podwójne znaczenie złącza. W pierwszym przypadku przy wysięgnikowym zabudowaniu stropnic, złącze ma za za-

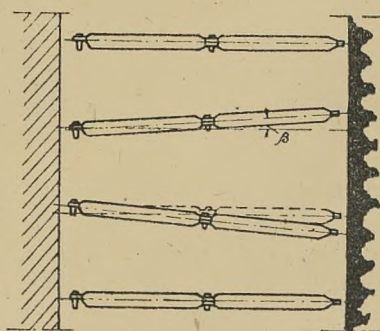
danie usztywnić stropnicę członową. Z chwilą przesuwu przenośnika pancernego do ociosu oraz podparciu stropnic wysięgnikowych stojakami zachodzi konieczność rozklinowania złącza, co w konsekwencji powoduje, że miejsce połączenia staje się przegubem zezwalającym na częściowo niezależną pracę stropnicy, w zależności od podatności stojaków.



Rys. 7. Wychylenie stropnic w płaszczyźnie pionowej

Należy jednak podkreślić dalszą współpracę stropnic członowych w poszczególnych liniach, która powoduje zwiększenie stateczności obudowy, odporności na wykręcanie stropnic i ich deformację jak również zwiększanie nośności wysięgnikowych części stropnic.

Praca ta jest uwarunkowana odpowiednią konstrukcją złącza zapewniającą po jego odsztywnieniu przenoszenie osiowych obciążeń bez ztracenia łączności między stropnicami.



Rys. 8. Zbijanie się ciągów stropnicowych

Łączenie stropnic z sobą oraz przenoszenie sił osiowych ma równocześnie duże znaczenie dla korzystnych warunków utrzymywania stropu. Uwzględniając bowiem tendencję pelzania stropu do zrobów przy równoczesnym luzowaniu i otwieraniu się warstw wzdłuż płaszczyzn łupliwości, przy obudowie krzyżowej zachodziło przesuwanie stropnic przy równoczesnym przechyleniu stojaków z ewentualnością ich wywrócenia. Przez zastosowanie łączonych stropnic przeciwdziała się w dużym stopniu tym ruchom luzowania stropu oraz dodatkowego obciążania obudowy.

W sumie wymagania ruchowe stawiane stropnicom członowym winny gwarantować całkowitą pewność ruchu, obniżanie nakładu pracy obudowy oraz pełne bezpieczeństwo przy jak najracjonalniejszym prowa-

dzeniu gospodarki stropem. Przy ich właściwym wykorzystaniu oraz sprzężeniu organizacyjnym z pozostałą częścią roboczych czynności cyklu ścianowego pozwolą one niewątpliwie na szybki wzrost mechanizacji ścian oraz prowadzenia ścian metodami wielkokocykliczności.

Literatura

1. Fröhlich K.: Strebausbau für eine stempelfreie Abbaufrent. Glückauf 1943, zes. 37/38, str. 433 — 438.
2. Spruth F.: Strebausbau in Stahl. Glückauf 1948.
3. Jaconi O.: Zapfengelenkkappe der Gutehoffnungshütte als Beispiel einer technischen Entwicklungsarbeit. Glückauf, 1949, zes. 25/26, str. 439.

4. Vidal V.: Vier Jahre Erfahrungen mit Gelenkkappen an der Saar. Internationale Tagung über Gebirgsdruck und Ausbau am Abbaustosse. Annales des Mines 1951.

5. Fröhlich K.: Beitrag zur Frage der Verwendung von Stahl und Leichtmetall-Kappen im Strebausbau. Internationale Tagung über Gebirgsdruck und Ausbau am Abbaustosse. Annales des Mines 1951.

6. Zyzak J.: Obudowa przodków zmechanizowanych (wykłady mechanizacyjne). PWT 1952.

7. Rabsztyn J.: Obudowa metalowa wyrobisk ścianowych. PWT 1952.

8. Piuta L.: Systemy stalowej obudowy ścian zmechanizowanych. Komunikat nr 3 IMG. 1953.

389.6:622

POLSKIE NORMY GÓRNICZE

Mgr inż. Florian Zajdel

Treść: *Normalizacja jest ważnym czynnikiem postępu technicznego. Pomimo specyficznych trudności, ma ona w górnictwie poważne osiągnięcia. Dorobek normalizacji państwowej obejmuje 129 PN/G. Normy te uporządkowały całkowicie lub częściowo wiele istotnych zagadnień, szczególnie w przemyśle węglowym. W przyszłości należy pogłębiać ich tematykę, wykorzystując w jak najszerszym zakresie doświadczenia normalizacji resortowej.*

Specyficzny charakter normalizacji w górnictwie

Normalizacja jest dzisiaj potężnym ruchem o zasięgu międzynarodowym, widocznym we wszystkich dziedzinach gospodarki i techniki. W polskim górnictwie ma ona już pewną tradycję i znaczne osiągnięcia w postaci norm państwowych (PN/G), resortowych (RN/MG), zakładowych (ZN/MG) i warunków technicznych (WT/MG). Ich stosowanie wywiera coraz większy wpływ na życie gospodarcze i realizację zadań produkcyjnych. Rozwój normalizacji w górnictwie postępuje jednakże stosunkowo wolniej niż w innych przemysłach, co w dużej mierze jest spowodowane specyficznym charakterem norm górniczych.

Szczególnie trudne jest opracowywanie norm dotyczących jakości kopaliny użytecznych jak węgiel kamienny i brunatny, rudy żelaza i metali nieżelaznych, łupek ogniotrwałe, baryt itp. Jakość takich produktów jak stal, cement czy chemikalia zależy w znacznym stopniu od właściwego przebiegu procesów technologicznych i może być przez wytwórcę regulowana niemal w dowolnych granicach. Inaczej jest z kopaliną. Wpływ czynnika ludzkiego na jej jakość jest bardzo ograniczony. Zależy ona bowiem od warunków geologicznych, od całego szeregu czynników naturalnych, na które górnik przeważnie nie ma większego wpływu. Jakość niemal każdej kopaliny zmienia się całkiem wyraźnie nie tylko w obrębie danego zagłębia, rejonu czy kopalni, ale nawet w granicach jednego pokładu, gniazda czy żyły. Odbiorca zaś żąda produktu o z góry ustalonych wymaganiach technicznych, o ściśle określonej jakości, co oczywiście nie jest proste i łatwe, a czasami wręcz niemożliwe do wykonania.

Specyficzny charakter ma również normalizacja górniczych procesów technologicznych, zwłaszcza z zakresu eksploatacji złóż. Górnik musi stale walczyć z niedostatecznie jeszcze poznanymi siłami przyrody. Nauka

górnictwa nie wyjaśniła jeszcze wielu zjawisk towarzyszących procesom górniczym, nie dała dotąd dokładnej odpowiedzi na wiele istotnych pytań. Stąd też w normalizacji górniczych procesów produkcyjnych odczuwa się częstokroć brak naukowo i teoretycznie uzasadnionych wskaźników, w związku z czym nierzadko musi się formułować postanowienia normy wyłącznie tylko na podstawie praktyki i obserwacji ruchowych.

Z podobnych względów również ustalenie postanowień norm klasyfikacyjnych stanowiących punkt wyjścia przy opracowywaniu norm szczegółowych napotyka na duże trudności, powodując stosunkowo niski ich stopień zaawansowania w górnictwie.

Normalizacja wyrobisk górniczych nie ma ścisłych odpowiedników w innych działach techniki. Normy z tego zakresu muszą być opracowane wyłącznie tylko przez specjalistów górników, znających doskonale ich zadania i przeznaczenie oraz powiązania funkcjonalne ze stosowanymi w nich maszynami i urządzeniami górniczymi.

Również normalizacja maszyn górniczych, sprzętu i narzędzi ręcznych czy maszynowych ma w górnictwie nieco odmienny charakter niż w innych przemysłach. Praca górnika pod ziemią odbywa się w warunkach znacznie trudniejszych niż na powierzchni. Ograniczona przestrzeń wyrobisk górniczych, gorsze oświetlenie miejsc pracy, gazy kopalniane i tym podobne okoliczności wymagają dokładnego rozpatrzenia i odpowiedniego uwzględnienia w normach projektowania, konstrukcji oraz budowy maszyn, urządzeń, sprzętu i narzędzi górniczych. Nie jest to jedyna trudność w tej dziedzinie. Do wybuchu II wojny światowej przemysł budowy maszyn górniczych był u nas bardzo słaby. Czynnych było zaledwie kilka fabryk, które produkowały około 4000 t maszyn i urządzeń rocznie. W Polsce Ludowej natomiast, dzięki uspołecznieniu przemysłu budowy maszyn górniczych, rozwija się on w szybkim

tempie i obecnie dostarcza już górnictwu około 2000 asortymentów w ilości ponad 50 000 t rocznie. Jest jednakże rzeczą jasną, że nie zawsze dysponujemy w tym względzie dostatecznym doświadczeniem niezbędnym do tworzenia norm. Na razie więc normami objęliśmy przede wszystkim elementy maszyn i mechanizmów. Dopiero w przyszłości można będzie przystąpić do normalizacji podstawowych zagadnień dotyczących maszyn górniczych.

W rozwiązywaniu wszystkich problemów, obok własnych doświadczeń, staramy się w jak najszerszym zakresie korzystać z zagranicznej dokumentacji normalizacyjnej, a przede wszystkim radzieckiej. Należy jednakże podkreślić, że możliwość adaptacji norm radzieckich (GOST i OST) jest w górnictwie mniejsza niż gdzie indziej. Ze względu na odmienne warunki geograficzne i geologiczne, inne surowce, inne urządzenia produkcyjne, inny przebieg procesów technologicznych, radzieckie znormalizowane maszyny i sprzęt nie zawsze mogą u nas znaleźć zastosowanie. Stąd też korzystanie z radzieckich opracowań normalizacyjnych jest w górnictwie dość ograniczone. I tak np. na skutek odmiennych warunków geologicznych i innych właściwości węgla obydwu krajów, opracowaliśmy własną klasyfikację węgla kamiennego; ze względu na różne w ZSRR i w Polsce szerokości torów kopalnianych mamy inne niż w Związku Radzieckim wymiary wozów i lokomotyw kopalnianych, a tym samym również inne przekroje poprzeczne wyrobisk korytarzowych.

Powstawanie polskich norm górniczych

W latach 1946 ÷ 1953 opracowywaniem polskich norm górniczych zajmowała się wyłącznie tylko Komisja Normalizacyjna Przemysłu Węglowego. Działała ona początkowo w ramach organizacyjnych Centralnego Zarządu Przemysłu Węglowego, później zaś weszła w skład Polskiego Komitetu Normalizacyjnego. Po jej rozwiązaniu w październiku 1953 r. główny ciężar tworzenia państwowych norm górniczych spadł na resortowe komórki normalizacyjne Ministerstwa Górnictwa.

Opracowany przez resort górnictwa projekt Polskiej Normy po zaakceptowaniu go przez Ministra Górnictwa jest przekazywany do PKN, który uzgadnia go z wszystkimi zainteresowanymi ministerstwami i ustala ostateczny tekst normy. Normę tę, z kolei Przewodniczący PKPG zatwierdza bądź jako obowiązującą bądź jako zalecaną.

Dotychczas PKN ustalił 129 norm górniczych, z których 116 jest owocem prac wspomnianej już Komisji, pozostałe zaś zostały opracowane przez Dział Normalizacji Głównego Instytutu Górnictwa.

Tematyka tych norm zaczerpnięta jest z różnych dziedzin górnictwa.

Gospodarka węglem

Spośród polskich norm górniczych najwięcej znane są z zakresu gospodarki węglem: klasyfikacja węgla, pobieranie i przygotowanie próbek węgla kamiennego do analizy technicznej i elementarnej oraz magazynowanie węgla kamiennego.

Klasyfikacja węgla kamiennego obejmuje podział na sortymenty, typy i klasy. Sprawa ta jest szczególnie ważna dla gospodarki narodowej. Przemysł węglowy pokrywa zapotrzebowanie rynku wewnętrznego i eksportu, obejmuje kilka tysięcy zarówno wielkich jak

i średnich i mniejszych odbiorców, wśród których znajomość węgla nie zawsze jest dostateczna. W tej sytuacji normy klasyfikacji węgla stały się cennymi dokumentami, umożliwiającymi szybkie porozumienie się użytkownika z producentem. Stanowią one podstawę zamówień oraz wyraźne oparcie dla komórek kontroli technicznej. Niejednokrotnie stanowią też podstawę rozstrzygnięcia w przypadkach spornych. Przez przyjęcie odpowiednio wysokich i mobilizujących postanowień, przyczyniają się również do podniesienia jakości węgla.

Stosowana zaraz po wojnie polska systematyka węgla oparta na wzorach niemieckich, nie ujmowała zagadnienia w sposób ścisły i nie odpowiadała wymaganiom dzisiejszej techniki i potrzebom szerokich rzesz konsumentów węgla. Ilość np. sortymentów węgla była niewystarczająca. Została więc zwiększona w nowej klasyfikacji. Norma PN/G-97001 wprowadziła 11 sortymentów zasadniczych oraz 8 sortymetnów połączonych. Granice poszczególnych sortymentów są określone wymiarami kwadratowych oczek sił kontrolnych. Norma uporządkowała gruntownie zagadnienie, ustalając sortymenty odpowiadające możliwościom produkcyjnym naszych kopalń i zaspakajające całkowicie potrzeby odbiorców.

Norma PN/G-97002 wprowadziła 10 typów węgla kamiennego, oznaczonych wskaźnikami złożonymi z dwóch cyfr. Pierwsza określa grupę w zależności od stopnia uwęglenia, druga zaś cyfra charakteryzuje miejsce w danej grupie. Czym wyższa cyfra tym wyższy stopień uwęglenia. Za podstawę podziału przyjęto następujące naturalne właściwości węgla, decydujące o jego przydatności technologicznej: zawartość części lotnych, zdolność spiekania, ciśnienie rozprężania i parametry plastometryczne.

W PN/G-97003 przeprowadzono podział polskiego węgla kamiennego na klasy według jego przydatności do celów przemysłowo-handlowych. Norma wyróżnia dwie grupy węgla: węgle gazownicze i koksownicze, scharakteryzowane zawartością popiołu oraz węgle energetyczne, określone najniższą wartością opałową i najwyższą zawartością popiołu.

Stosowany u nas poprzednio podział na klasy miał charakter wyłącznie tylko opisowy. Klasy nie były scharakteryzowane liczbowymi parametrami, a więc niemożliwe było dokładne porównanie różnych węgla. Powodowało to duże trudności, zwłaszcza na terenie międzynarodowym. W normie klasy określono liczbowymi symbolami, dającymi się sprawdzić metodami analitycznymi, co zapewnia porównywalność wyników. Poza tym, stosownie do obecnych potrzeb, zwiększono ilość klas. W miejsce trzech dotychczasowych wprowadzono dziewięć klas, a to sześć klas węgla energetycznego oraz trzy klasy węgla gazowniczego i koksowniczego.

Polskie Normy klasyfikacji węgla stanowią cenny wkład naszej nauki w światową normalizację paliw stałych.

Pobieranie próbek węgla kamiennego. Wiadomo, iż partię węgla można ocenić tylko na podstawie wyników badań, pobranych z niej próbek. Aby ocena ta była słuszna, próbka musi reprezentować średnie, przeciętne właściwości partii. Pobranie odpowiedniej dla danego celu próbki i właściwe jej przygotowanie jest zagadnieniem niezmierznie ważnym, skomplikowanym i trudnym.

Na razie rozwiązano dopiero sprawę pobierania próbek węgla kamiennego do analizy technicznej i elementarnej. Zagadnienie zostało ujęte 6 normami: PN/G-04500 do PN/G-04504 oraz PN/G-09601. Normy podają wyczerpujący podział próbek, ich wagę oraz omawiają sposób pobierania i wszystkie etapy przygotowania próbek jednostkowych, ogólnych, laboratoryjnych aż do otrzymania próbki analitycznej, z której bezpośrednio wykonuje się oznaczenia.

Spśród oryginalnych cech tych norm można wymienić:

1. ustalenie wielkości próbki ogólnej niezależnie od wielkości partii węgla, przy założeniu, że partia nie może przekroczyć 1000 t;
2. uniezależnienie wielkości próbki ogólnej od zawartości popiołu w węglu, co uzyskano zakładając różną wielkość dopuszczalnego błędu w zależności od zawartości popiołu;
3. dwukrotne zmniejszenie wagi próbki ogólnej węgla zawierającego poniżej 2% skały pionnej tj. węgla wzbogaconego mechanicznie w płuczkach lub w wialniach;
4. na ogół większa niż w normach zagranicznych ilość próbek pierwotnych przy zmniejszonej wadze próbki pierwotnej;
5. możliwość pomniejszania próbki na kilku stożkach w przypadku gdy ilość węgla w próbce ogólnej jest tak duża, że pomniejszanie od razu całej próbki byłoby zbyt trudne.

Ukazanie się tych norm jest ważnym wydarzeniem w naszej normalizacji. Są to bowiem normy nowoczesne, oparte na polskich pracach teoretycznych prof. Budryka, na wynikach badań przeprowadzonych przez Główny Instytut Górnictwa oraz na bogatym doświadczeniu naszych ruchowców.

Magazynowanie węgla kamiennego. Zwiększające się wydobywanie węgla, ogromny wzrost ilości magazynów państwowej i spółdzielczej sieci dystrybucyjnej wymagały jak najszybszego ustalenia wytycznych właściwego przechowywania węgla. Rzecz tę uregulowano trzema normami: PN/G-07010, PN/G-07021 oraz PN/G-07025. Przeprowadzono w nich podział magazynów węgla, podano ogólne zasady ich budowy, oraz ustalono najważniejsze w naszych warunkach sposoby magazynowania węgla. Tym samym normy te przyczyniają się do zmniejszenia strat powstałych wskutek nieodpowiedniego magazynowania, a więc zapobiegają w skali ogólnopństwowej marnotrawstwu tak cennego produktu.

Wyrobyiska górnicze

Szyby górnicze. Postawione przed przemysłem węglowym zadania wymagają budowy nowych kopalń i poziomów, a więc poważnych robót inwestycyjnych, wśród których głębienie szybów stanowi istotną pozycję. Szyby muszą być wykonywane szybko i zgodnie z postępem technicznym. Celowi temu służy norma PN/G-06001. Podaje ona podstawowe wymagania techniczne obudowy szybów z cegły i z betonu, określa jakość potrzebnych materiałów budowlanych (cegła, cement, kruszywo, woda) oraz warunki wykonania, a między innymi sposób wznoszenia muru i jego związanie z ociosem, sposoby wyznaczania osi szybu; precyzuje dopuszczalne odchyłki pionowości szybu oraz grubości obudowy itp.

Norma jest więc niewątpliwie czynnikiem postępu technicznego w budowie szybów. Stanowi ona początek serii norm z tej dziedziny.

Ścieki kopalniane. Drugim opracowaniem z zakresu wyrobisk górniczych jest norma ścieków kopalnianych prostokątnych PN/G-52280. Ustalając wymiary przekroju poprzecznego ścieków (4 wielkości) oraz podając wzory, i wykresy potrzebne do obliczania ilości wody przepływającej w ściekach czystych i częściowo zamułonych, jest ona bardzo przydatna zarówno projektantom jak i wykonawcom, szczególnie w przedsiębiorstwach robót górniczych.

Przewietrzanie kopalń

Przewietrzanie kopalń, jako związane bezpośrednio z bezpieczeństwem i komfortem pracy górnika w podziemiach kopalń jest otoczone specjalną opieką i troską Władzy Ludowej.

W związku z tym również normalizacja poświęciła tej sprawie wiele uwagi, co wyraża się opracowaniem całego szeregu norm.

Lutnie powietrzne. Wydano drukiem 6 norm lutni wsuwanych (PN/G-43000 do PN/G-43006), 8 norm lutni z luźnymi kołnierzami (PN/G-43020 do PN/G-43027) oraz 1 normę lutni płóciennych (PN/G-43041).

Przez normalizację ograniczono dużą ilość konstrukcji lutni, wybierając spośród dotychczas stosowanych najlepsze rozwiązania. Tym samym usprawniono ich produkcję i zaopatrzenie, co w końcowym efekcie przyczynia się do poprawy przewietrzania, a tym samym do poprawy zdrowotnych warunków pracy górnika.

Stacje pomiarowe powietrza. Normy dotyczą stacji pomiarowych powietrza, wykonanych z drewna. W chodnikach, w których prędkość powietrza jest mniejsza od 1 m/sek przewidziano stacje z deskowaniem na dodatkowym budynku (PN/G-53052). Przy większych prędkościach powietrza należy stosować stacje z deskowaniem na obudowie chodnika, wykonane zgodnie z PN/G-53051.

Osobną pozycję stanowi *tablica kontrolna* (PN/G-53061) do zapisywania wyników pomiarów powietrza, przepływającego przez stację pomiarową oraz do notowania innych danych, związanych z przewietrzaniem.

Powyższe normy przyczyniają się do ujednolicenia warunków i sposobów pomiaru wydatku powietrza w chodnikach, zapewniając ponadto porównywalność wyników. Jest to więc jeszcze jeden krok zmierzający do usprawnienia wentylacji i polepszenia warunków pracy w podziemiach kopalń.

Tamy przeciwpożarowe zabezpieczające. Buduje się je zwykle z cegły lub betonu. Ich wielkość i sposób wykonania zależą od miejscowych warunków a przede wszystkim od wymiarów wyrobiska i ciśnienia górotworu. Wobec tego z ich ujednoliceniem nie można się posuwać zbyt daleko. Szczegółowymi normami objęto więc tylko odrzwia (PN/G-60005, PN/G-60006, PN/G-60007) oraz drzwi (PN/G-60011, PN/G-60012, PN/G-60013). Pozwoli to na wymianę drzwi w razie potrzeby, czego dotychczas ze względu na różnorodność ich wymiarów i konstrukcji nie można było uczynić, a co w akcji przeciwpożarowej ma duże znaczenie. Tym sposobem zaoszczędza się wiele czasu, robocizny i materiałów oraz zwiększa się bezpieczeństwo pracy do-

Tamy ogniowe. W tej dziedzinie prace normalizacyjne zostały dopiero zapoczątkowane normą *tablicy*

kontrolnej (PN/G-60051), przeznaczonej do zapisywania dziennych wyników obserwacji tamy ogniowej.

Podsadzka płynna

Zwiększające się w szybkim tempie w Polsce Ludowej zastosowanie podsadzki płynnej w kopalniach węgla kamiennego spowodowało również w tej dziedzinie znaczny rozwój prac normalizacyjnych, obejmujących zarówno urządzenia na powierzchni jak i w podziemnych kopalniach.

Jednym ze środków zmierzających do usprawnienia eksploatacji piasku na piaskowniach była normalizacja czerparek, używanych do mechanicznego urabiania i ładowania piasku. Było to konieczne ze względu na dużą różnorodność spotykanych konstrukcji i wielkości. Przewidziano 2 rodzaje czerparek: łyżkowe i łańcuchowe.

Czerparki łyżkowe (PN/G-45401) są używane do robót pomocniczych jak wyrównywanie terenu, zbieranie nadkładu, głębienie rowów odwadniających itp. Czerparki łańcuchowe (PN/G-45411), zwane niekiedy błędnie czerparkami wiaderkowymi, w zasadzie są przeznaczone do właściwej eksploatacji piasku, zwłaszcza zaś do eksploatacji długim frontem prostoliniowym.

Normy ustaliły zasadnicze wielkości charakterystyczne oraz nomenklaturę zespołów i głównych części składowych, ułatwiły więc pracę ruchowcom, konstruktorom, planistom, zaopatrzeniowcom itp.

Ze sprawą transportu piasku podsadzkowego wiąże się seria 6 norm torów przesuwnych dla czerparek łańcuchowych (PN-53/G-47201, PN-53/G-47203 do PN-53/G-47207). Dla usprawnienia pracy czerparki łańcuchowej na piaskowni przewidziano specjalny układ torów, umożliwiający mechaniczne odsuwanie torów od skarpy bez potrzeby równoczesnego zatrzymywania pracy czerparki. Układ ten wymaga również specjalnego rozmocowania szyn do podkładów, nie spotykanego ani na kolejach normalno- ani wąskotorowych. Ten sposób budowy torów zdał już na piaskowniach egzamin przydatności ruchowej, przynosząc piaskowniom pewne obniżenie kosztów własnych.

Rurociągi podsadzkowe zwykłe. Z chwilą zakończenia działań wojennych używano w naszych kopalniach węgla ponad 30 odmian rurociągów podsadzkowych, różniących się wymiarami, kształtem, materiałem i sposobem wykonania. Było to wynikiem szerokiej konkurencji prywatnych przedsiębiorstw, co w gospodarce planowej nie może mieć miejsca. Ponieważ zapotrzebowanie rur podsadzkowych jest olbrzymie, bo wynosi około 100 000 m na rok, już w roku 1946 przystąpiono do ich normalizacji. Opracowano 13 Polskich Norm (PN-53/G-44001 do PN-53/G-44008, PN-53/G-44010 do PN-53/G-44013 oraz PN-53/G-44015).

Po gruntownej analizie potrzeb kopalń i po uwzględnieniu możliwości hutnictwa, ustalono dwa typy rur podsadzkowych: rury złączkowe i kołnierzowe. Do zabudowania w szybach przewidziano rury wspornikowe. Przyjęto tylko dwie średnice nominalne: 150 i 185 mm.

Normalizacja spowodowała bardzo daleko idące uproszczenie produkcji, usprawniła gospodarkę rurami podsadzkowymi wraz z osprzętem i przyczyniła się do poprawy zaopatrzenia na tym odcinku.

Tamy podsadzkowe. Z dołowych urządzeń podsadzkowych Polskimi Normami objęto jeszcze ścianowe tamy czołowe (PN/G-60401 oraz PN/G-60411). Sformułowano wytyczne budowy i rozbiórki tychże tam. Ich za-

stosowanie skraca czas budowy, dając zarazem pewne oszczędności w materiale drzewnym i robociźnie.

Miernictwo górnicze

Miernictwo górnicze dysponuje skromnym dorobkiem Polskich Norm. Wydano drukiem trzy normy: zawiesie punktów poligonowych (PN/G-70005) oraz formularze pomiarowe teodolitem stojącym (PN/G-09301) i teodolitem wiszącym (PN/G-09302).

Transport kopalniany

Transport jest w kopalniach czynnością bardzo pracochłonną mającą duży wpływ na koszty własne. Porządkowanie i usprawnianie są więc tutaj szczególnie pilne i potrzebne. Dlatego też prace normalizacyjne w tej dziedzinie należą do najwcześniejszych.

Problemem, któremu poświęcono wiele uwagi były wozy kopalniane. Ich roczne zapotrzebowanie sięga dziesiątek tysięcy sztuk. Otrzymany w spadku po gospodarce kapitalistycznej tabor wozów był nader niejednolity. Jak wykazała ankieta z 1947 r. istniało w kopalniach węgla 21 różnych kształtów skrzyń, 38 różnych długości, 33 szerokości i 24 wysokości wozów. Poza tym wozy różniły się jeszcze licznymi szczegółami jak wykonanie zestawów kołowych, zderzaków i sprzęgieł. Faktycznie więc prawie każda kopalnia miała po kilka odmian wozów.

W pierwszym etapie znormalizowano tzw. małe wozy kopalniane (PN/G-46002 do PN/G-46012) tj. wozy o pojemności do 1,5 m³, przeznaczone na tor o szerokości do 700 mm. Przyjęto tylko jeden kształt skrzyni, jeden typ zestawów kołowych, jedno rozwiązanie sprzęgła oraz dwie odmiany zderzaków.

W drugim rzucie opracowano serię norm średnich wozów kopalnianych nieresorowanych (PN/G-46031 do PN/G-46052). Ich pojemność jest większa od 1,5 m³ a mniejsza od 3 m³. Podobnie jak wozy małe, są one przewidziane tylko na istniejące kopalnie, gdzie mają kursować łącznie z wozami nieznormalizowanymi, znajdującymi się jeszcze w ruchu. Kształtem nie różnią się zasadniczo od małych wozów. Inne są tylko pewne szczegóły konstrukcyjne jak np. wykonanie zderzaków zawieszenie sprzęgła itp.

Należy podkreślić, że znormalizowane wozy stosuje się już prawie we wszystkich kopalniach węgla kamiennego, w kilku kopalniach węgla brunatnego i soli. Dzięki normalizacji poprawiła się jakość wozów, a ich wytwórnia zwiększyła swoją wydajność o kilkanaście procent przy równoczesnej obniżce kosztów własnych.

Narzędzia i sprzęt górniczy

Należy tutaj wspomnieć przede wszystkim o elementach rurociągów powietrznych kopalnianych, doprowadzających sprężone powietrze do wiertarek, młotków mechanicznych, napędów powietrznych itp.

Znormalizowano: kurki przelotowe (PN/G-43330 do PN/G-43337), zawory samoczynne (PN/G-43340 do PN/G-43345), łączniki węzłów gumowych (PN/G-43350 do PN/G-43354), końcówki węzłów gumowych (PN/G-43355 do PN/G-43357), zaciski węzłów gumowych (PN/G-43359), nakrętki dociskowe (PN/G-43358), łączniki gwintowane (PN/G-43360) oraz sprawdziany otworów stożkowych (PN/G-43391 oraz PN/G-43392).

W dziedzinie tej istniała w górnictwie ogromna różnorodność spowodowana daleko idącą konkurencją prywatnych firm krajowych i zagranicznych, produkujących osprzęt. Podobnie jak narzędzia i maszyny powietrzne, tak i osprzęt miał różną konstrukcję i wielkość. Uwidaczniało się to np. w takich szczegółach jak rodzaj i długość gwintu, kąt pochylenia końcówek stożkowych itp. Normy ograniczyły tę niepotrzebnie dużą ilość typów i odmian zmniejszyły ilość rozwiązań konstrukcyjnych, a więc przyczyniły się do usprawnienia produkcji zaopatrzenia i gospodarki osprzętem. Nie jest to bez znaczenia ze względu na masowe zapotrzebowanie osprzętu przez górnictwo.

Prace normalizacyjne w dziedzinie narzędzi do urabiających maszyn górniczych zapoczątkowano wydaniem normy grotu do powietrznych młotków mechanicznych (PN/G-56305). Inne fragmenty maszyn urabiających objęto normami resortowymi.

Ogólna charakterystyka polskich norm górniczych

Z krótkiego przeglądu wydanych drukiem polskich norm górniczych widać, iż przedstawiają one poważny dorobek. Niektóre z nich rozwiązują całe zagadnienie, inne są pewnymi fragmentami prac częstokroć o zasadniczym znaczeniu dla polskiego górnictwa i całej gospodarki narodowej. Wiele norm jest całkowicie oryginalnych, opartych wyłącznie tylko na naszych koncepcjach, bez korzystania z wzorów krajowych czy zagranicznych.

Tematyka jest bardzo różnorodna. Przeważają normy przedmiotowe, jako najpilniejsze i najpotrzebniejsze w okresie odbudowy i organizowania przemysłu górniczego, zdewastowanego przez okupanta. Są również normy czynnościowe, normy metod badań, normy klasyfikacyjne i znaczeniowe.

Ilość opracowanych do tej pory PN/G jest jeszcze nie duża, gdyż stanowi około 2,5 % wszystkich PN. Zostało to spowodowane przez kilka przyczyn.

Po pierwsze: wspomniany już specyficzny rodzaj tematyki i połączona z tym trudność zagadnienia. Z tej właśnie przyczyny zarówno w państwach socjalistycznych jak i kapitalistycznych ilość norm górniczych jest również stosunkowo mała. W ZSRR np., podobnie jak i u nas, ilość norm wszechzwiązkowych GOST oraz OST z zakresu górnictwa wynosi zaledwie około 2 % całkowitej ilości tychże norm.

Po drugie: postanowienia projektów PN/G nie rzadko wyprzedzały stan techniki istniejący w danej dzied-

zinie, a wobec tego częstokroć musiały dłuższy czas czekać na egzamin życiowy, na stwierdzenie ich praktycznej przydatności.

Po trzecie: brak odpowiedniej pomocy ze strony Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, który nie mając u siebie ani jednego górnika, pomimo dobrych chęci, zagadnieniom górniczym nie mógł poświęcić dostatecznej uwagi.

Po czwarte: częste zmiany wytycznych redagowania norm w pierwszym okresie powojennym utrudniały ostateczne uzgodnienie tekstu między górniczymi organizacjami normalizacyjnymi w Stalinogrodzie a Polskim Komitetem Normalizacyjnym w Warszawie. Ze względów formalnych, kolejność ustalania norm nie zawsze szła w parze z ich ważnością i pilnością.

Wytyczne na przyszłość

Przed normalizacją w górnictwie stają olbrzymie zadania. Tempo rozwoju naszej gospodarki narodowej, wzrost wydobywania kopalin użytecznych, zmiana techniki i metod pracy w górnictwie stwarzają zapotrzebowanie na coraz to nowe normy.

Szczególnie pilne są normy z zakresu projektowania, eksploatacji i wykonawstwa inwestycyjnego tak w przemyśle węglowym jak i w innych gałęziach górnictwa.

Przy układaniu planu opracowania Polskich Norm Górniczych należy dążyć do tworzenia serii norm, rozwiązyujących możliwie całkowicie dany problem. Praktyka wykazuje bowiem, że norma dotycząca tylko jednego wycinka zagadnienia niezbyt chętnie jest stosowana, a więc nie daje tych korzyści, których się od niej oczekuje.

Problematyka PN/G powinna obejmować przede wszystkim sprawy leżące w sferze zainteresowań co najmniej dwóch resortów. Należy pogłębiać i rozszerzać dotychczasową tematykę PN/G, trzeba w coraz większym stopniu korzystać z doświadczeń normalizacji resortowej. Normy resortowe o ogólniejszym zasięgu o poważnym znaczeniu dla gospodarki narodowej, trzeba podnieść do rzędu norm państwowych.

Pracownicy dozoru, górniczy aktyw techniczny, wszyscy inżynierowie i technicy powinni żywo interesować się Polskimi Normami Górniczymi, posługiwać się nimi w swojej codziennej pracy zawodowej, pamiętając, iż normy te są wyrazem osiągnięć nauki i techniki górniczej, prawdziwą dźwignią postępu technicznego.

674.04:634.983.7

NOWY IMPREGNAT PRZECIWGRZYBOWY DLA KOPALNIAKÓW

Mgr inż. Bronisław Zyska

Treść: Podano warunki jakim powinien odpowiadać impregnat dla drewna kopalnianego. Omówiono wyniki badań krajowego fluorokrzemianu magnezowego jako nowego impregnatu przeciwgrzybowego dla drewna kopalnianego oraz korzyści wynikające z jego zastosowania w przemyśle węglowym.

Impregnacja drewna kopalnianego związkami chemicznymi, wykluczającymi jego szybkie zbutwienie posiada duże znaczenie w gospodarce materiałowej resortu górnictwa, szczególnie wobec konieczności osz-

czędzania drewna w skali ogólnokrajowej. Proces impregnacji drewna kopalnianego polega na wprowadzeniu do drewna pewnej ilości związków chemicznych rozpuszczalnych w wodzie. Impregnat dla drewna ko-

palnianego powinien spełniać szereg warunków, a mianowicie:

1. wykazywać wysoką toksyczność wobec grzybów,
2. nie ulegać wyługowaniu z drewna pod wpływem wód kopalnianych,
3. obniżyć palność drewna,
4. nie działać na organizm człowieka,
5. nie obniżać mechanicznych własności kopalniaków,
6. nie działać korozyjnie na metale.

Konieczne jest podkreślenie, że nie dysponujemy jeszcze impregnatem, który by w tym samym stopniu spełniał wszystkie warunki, a w szczególności był impregnatem przeciwgrzybowym i równocześnie skutecznie zabezpieczał drewno przed pożarem. Zaopatrzenie przemysłu węglowego w impregnaty przeciwgrzybowe natrafia od 1951 r. na trudności w związku ze zwiększeniem się na nie zapotrzebowania. Krajowy produkt *fluralsil* pokrywał zapotrzebowanie w połowie, tak że niedobory impregnatów musiały być uzupełniane importowanym fluorkiem sodowym.

W 1954 r. w jednej z fabryk podjęto próby produkcji fluorokrzemianu magnezowego dla celów fluoryzacji betonów. Fluorokrzemian magnezowy jest jednak również znany w literaturze jako dobry impregnat przeciwgrzybowy, równoważący z fluorokrzemianem cynkowym, który jest podstawowym składnikiem *fluralsilu*, a także z fluorkiem sodowym. Z badań O. Günthera [1] i B. Schulzego [2] wynikało jednak, że fluorokrzemian magnezowy powoduje bardzo silną korozję stali. W temperaturze 80 °C w roztworze 10 % koroduje on w ciągu 24 godzin z 1 m² blachy 250 g stali. W Głównym Instytucie Górnictwa podjęto więc badania nad opracowaniem inhibitorów, które by obniżały korozyjny wpływ tego impregnatu na stal, a równocześnie nie wpływały ujemnie na jego własności toksyczne wobec grzybów. Wyniki wpływu [3] fluorokrzemianu magnezowego, technicznego ze wspomnianej fabryki były nieoczekiwane. Próbką fluorokrzemianu magnezowego w roztworze 10 % w temperaturze 80 °C skorodowała 59 g stali z 1 m² blachy, czyli tylko 23,5 % ilości stali, którą skorodował preparat zagraniczny w badaniach B. Schulzego [2]. Także porównawczo z fluorokrzemianem cynkowym i *fluralsilem*, produkowanymi w kraju, korozja powodowana przez fluorokrzemian magnezowy jest znacznie mniejsza i wynosi tylko 29 % korozji fluorokrzemianu cynkowego oraz 50 % korozji *fluralsilu*. Dochodząc przyczyn tak małej korozji fluorokrzemianu magnezowego krajowego stwierdziliśmy, że decyduje o tym obecność niewielkich ilości związków fosforu, które w toku produkcji w fabryce dostały się do preparatu. Strącenie tylko rozpuszczalnych związków fosforowych zwiększało korozję fluorokrzemianu magnezowego 2,5-krotnie, a więc do wartości podawanej przez B. Schulzego [2]. Z wyników tych ostatnich badań należy wyciągnąć wniosek, że w warunkach technicznych zasadniczą własnością nowego impregnatu dla kopalniaków jest obecność fosforanów przeliczonych na pięciotlenek fosforu. We fluorokrzemianie magnezowym dostarczanym w formie soli powinno ich być nie mniej jak 0,5 %, a w preparacie dostarczanym w roztworze 30 % nie mniej jak 0,2 %.

Podstawowa cecha fluorokrzemianu magnezowego, którą jest toksyczność wobec grzybów kształtuje się

według danych różnych badaczy podobnie jak dla fluorokrzemianu cynkowego, sodowego i glinowego. Graniczna zawartość fluorokrzemianu magnezowego, przy której nie zachodzi butwienie drewna w badaniach laboratoryjnych wynosi więc około 1,4 kg tej soli na 1 m³ bielu sosnowego. Dla fluorku sodowego wartość ta wynosi 1 kg/m³ bielu sosnowego. Badania próbek fluorokrzemianu sodowego z omawianej fabryki, przeprowadzone na grzybach występujących w drewnie kopalnianym (*Coniophora cerebella*) wykazują, że graniczna zawartość impregnatu, przy której nie zachodzi butwienie drewna w próbach laboratoryjnych wynosi 1,5 kg soli na 1 m³ bielu sosnowego.

W praktyce kopalnianej norma zużycia impregnatu na 1 m³ kopalniaków wynosi zarówno dla fluorku sodowego jak i *fluralsilu* 5 kg soli na 1 m³ drewna. Taka norma, wyższa od laboratoryjnie stwierdzanej jest konieczna ze względu na zapewnienie pewnego zapasu impregnatu w drewnie w przypadku ługowania go z kopalniaka przez wodę w warunkach dołowych. Obserwacje nasze w szeregu kopalniach wykazały, że przy dawce fluorokrzemianów 2,0 — 2,5 kg / 1 m³ kopalniaków następuje już po 1,5 ÷ 2 latach butwienia drewna w miejscach najbardziej eksploatowanych na wyługowanie impregnatu. Porównawczo więc można ustalić również dla fluorokrzemianu magnezowego w formie uwodnionej $Mg Si F_6 \cdot 6 H_2O$ normę zużycia 5 kg na 1 m³ kopalniaków.

Oдноśnie wpływu fluorokrzemianu magnezowego z omawianej fabryki na ewentualne obniżenie palności drewna stwierdzamy na podstawie badań, że zachowuje on się neutralnie, podobnie jak fluorokrzemian cynku i *fluralsil*. Laboratoryjnie zaobserwowane obniżenie palności drewna, wyrażające się obniżeniem się temperatury nad spalaną próbką drewna nasyconą fluorokrzemianem magnezowym o 100 °C w porównaniu z drewnem nienasyconym, nie może mieć wpływu na przebieg ewentualnego spalania się kopalniaka nasyczonego tym impregnatem w warunkach dołowych.

Oдноśnie działania fluorokrzemianu magnezowego na organizm człowieka stwierdza się, że zachowuje się on identycznie jak inne związki fluorokrzemowe i fluorowe a mianowicie drewno nasycone tym związkiem nie stwarza niebezpieczeństwa dla górnika. Jedynie należy zwracać uwagę na to, aby żywność nie stykała się z drewnem impregnowanym. Fluorokrzemian magnezowy podobnie jak fluorokrzemian cynkowy i fluorek sodowy, nie obniża mechanicznych własności drewna. Potwierdzają to badania B. Schulzego i J. Stamera [4].

Fluorokrzemian magnezowy jako impregnat dla kopalniaków jest wysoce przydatny, przy założeniu wspomnianej uprzednio nieznacznej zawartości związków fosforowych. Stosowanie tego krajowego produktu w nasycalniach resortu górnictwa rozwiąże całkowicie problem niedoborów impregnatu i pozwoli na zaoszczędzenie znacznych ilości dewiz.

Literatura

1. Günther O.: Der Holzschutz, Halle (1937).
2. Schulze B.: Chemiker Ztg., 75, 25, 456 ÷ 457 (1951).
3. Zyska B.: Biuletyn GIG 1 (15), 8 (1954).
4. Schulze B., Stamer J.: Wiss. Abh. DMPA, II, 7, 113 ÷ 123 (1950).

BADANIA NAD TARCIEM LINY O WYKŁADZINY KÓŁ PĘDNYCH

Mgr inż. Zygmunt Kawecki, mgr inż. Juliusz Stachurski

Treść: Podano wielkości współczynnika tarcia pomiędzy liną wyciągową a wykładziną koła pędnego, uzyskane na podstawie badań, przy których wzięto pod uwagę zależność współczynnika tarcia od rodzaju materiału wykładziny, konstrukcji liny, wielkości nacisku i warunków zewnętrznych. Podkreślono zalety wykładziny gumowej i gumy kładzonej na przemian ze skórą z uwagi na wysoki współczynnik tarcia. Stwierdzono, że wielkość współczynnika tarcia suchej liny po gumie lub smarowanej liny po skórze, drewnie i gumie wzrasta wraz z pelzaniem liny po kole pędnym, które występuje w ruchu każdego urządzenia wyciągowego. W związku z tym niebezpieczeństwo poślizgu liny przy rozruchu naczynia wydobywczego z podszymbia jest mniejsze niż dotychczas przypuszczano na podstawie założeń, że współczynnik tarcia w czasie ruchu jest stały.

Wypożyczenie maszyn wyciągowych w koła pędne zamiast w bębny jest stosowane w coraz szerszym zakresie z uwagi na następujące zalety kół pędnych:

1. niski koszt inwestycyjny i prostota wykonania,
2. mały moment zamachowy,
3. możliwość stosowania do średnich i dużych głębokości,
4. ruch liny w jednej płaszczyźnie.

Nowoczesne urządzenia wyciągowe wielolinowe, górnicze nad stosowanymi dotychczas jednolinowymi przez zmniejszenie średnicy organu pędnego, zmniejszenie momentu rozruchowego, zwiększenie pewności na wypadek zerwania liny, możliwość stosowania do bardzo dużych głębokości, konstruowane są przeważnie przy zastosowaniu kół pędnych. Koła pędne są również stosowane przy napędach linociągów i kolei linowych, gdzie duża odległość transportu i system liny bez końca nie pozwala na użycie bębnow. Koła pędne stosowane są również przy napędach wyciągów osobowych i towarowych w budynkach.

Za podstawową wadę urządzeń wyciągowych z kołem pędnym uważany jest stosunkowo luźny związek pomiędzy liną a kołem, który utrzymuje się przez tarcie liny o rowek koła. Wadą ta w pewnych wypadkach staje się jednak zaletą, gdyż w ten sposób uzyskuje się niejako elastyczne sprzęgło pomiędzy silnikiem a liną, które w wypadku zaczepienia naczynia wydobywczego na torze przejazdu może zmniejszyć jego skutki. Dalszą wadą kół pędnych jest potrzeba stosowania liny wyrównawczej, której zadaniem jest zmniejszenie stosunku sił działających w obu gałęziach liny. Podawana dotychczas za wadę trudność kontroli stanu liny wobec niemożności odcięcia jej końca przy zawiesiu w celu poddania badaniom wytrzymałościowym, jak to ma miejsce przy wyciągach bębnowych, należy uważać obecnie za mało istotną na skutek udoskonalenia pośrednich metod badań lin stalowych (metoda magnetyczna).

Związek liny z kołem pędnym odbywa się poprzez tarcie. Znana z mechaniki formuła podaje, że przy opasaniu liną nieruchomego koła przy obciążeniu końców liny siłami, ruch liny w stosunku do koła nie nastąpi, dopóki stosunek większej siły do mniejszej nie przekroczy wartości

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \alpha}$$

Wielkość kąta opasania α jako konstrukcyjna jest dla

danego urządzenia stała. Zazwyczaj w wyciągach kopalnianych kąt α wynosi dla maszyn położonych obok szybu $\alpha = \pi$, a dla maszyn zabudowanych na wieży wyciągowej $\alpha = 1,2 \pi$. Wobec tego, że kąt opasania dla danego urządzenia nie może ulec zmianie, tarcie liny o koło pędne zależeć będzie od współczynnika tarcia μ . Wielkość tego współczynnika nie jest stała i zmienia się w szerokim zakresie, a wypadki poślizgu lin w urządzeniach transportowych kończące się nieraz poważnymi następstwami są przeważnie skutkiem nie tyle zbyt dużej różnicy naciągów lin, lecz spowodowane są zbyt dużym obniżeniem wartości współczynnika tarcia wskutek zmiany warunków zewnętrznych. Dla możliwości najlepszego wyeliminowania wpływu warunków zewnętrznych na współczynnik tarcia w wyciągach stosowanych w budynkach zastosowano tarcze cierne żeliwne, przy czym specjalny kształt rowka powoduje klinowanie się i zaciskanie liny w rowku. W wyciągach kopalnianych takie rozwiązanie nie jest możliwe z uwagi na dużą szybkość jazdy i znaczną średnicę liny. Dla uzyskania jak największego tarcia liny o rowek koła stosuje się wykładziny z materiału o dużym współczynniku tarcia w stosunku do stalowej liny, przy czym jako najlepszy na wykładzinę materiał uważana była dotychczas skóra układana na sztorc w rowku koła pędnego.

Na wykładziny używane jest również drzewo różnych gatunków, stop aluminium tzw. becorit oraz ostatnio dokonywane są próby z gumą. Wielkość współczynnika tarcia stalowej liny o wykładzinę w zależności od materiału wykładziny i pewnych warunków zewnętrznych wyznaczono na podstawie szeregu doświadczeń. Wyniki te zebrane z literatury podano na tablicy 1. Analiza wartości współczynników tarcia według powyższego zestawienia pozwala wyciągnąć następujące wnioski: Wartości współczynnika tarcia podane przez różnych autorów różnią się znacznie, przy czym Herbst i Hitchen podaje wartości współczynnika tarcia trzykrotnie wyższe, niż to podaje Bauman. Ponadto nie wzięto pod uwagę zależności współczynnika tarcia od nacisku jednostkowego liny na wykładzinę. Jak się okazuje, wpływ ten jest bardzo znaczny. Jako oryginalne wyniki należy uznać wartości współczynnika tarcia podawane przez Bauman, Koettgena, Popowicza, Herbst i Hitchena. Wyniki Baumana uzyskane przy systematycznych badaniach z linami okrągłymi o średnicy 16 do 31 mm w warunkach niekorzystnych

Tablica 1

Nazwisko	Rok	Stan liny	Skóra	Żeliwo	Dąb	To-pola	Wiąz	Buk	Tka-nina prze-poj-na ży-wicą	Guma z wkła-dką teks-tylną	Stop glinu	Wiąz ze skórą
Bauman	1883	smarowana	0,163	0,129	0,158	0,20						
Koettgen	1902	smarowana			0,20							
Kaufhold	1907	smarowana					0,20					0,20
Milkowski	1923	smarowana	0,163	0,129	0,158	0,20		0,13				
Herbst	1931	sucha	0,4		0,45		0,45	0,45	0,42	0,60	0,70	0,20
		smarowana	0,25		0,40		0,40	0,40	0,40	0,65		
Hütte	1936		0,163	0,09	0,158	0,18						
Hoffman	1941		0,2									
Popowicz	1946	sucha	0,467		0,423						0,711	
		mokra	0,425		0,331						0,594	
		smarowana	0,294								0,386	
		smarowana i mokra	0,267		0,229						0,256	
Hitchen	1947	smarowana					0,635					
Kisielew	1952		0,15		0,20	0,20						
Obrąpalski	1954		0,163	0,128	0,158			0,15				0,20
Przepisy Górnicze (polskie)	1953		0,2									

(obfite smarowanie) powtarzane są jeszcze do dzisiaj przez wielu autorów. Wyniki Koettgena są mało istotne, gdyż otrzymane były w badaniach z linami płaskimi, które w wyciągach z kołami pędnymi nie są stosowane jako liny nośne. Bardzo interesujące są wyniki opublikowane przez Herbst w 1931 r., które zostały otrzymane przy próbach w czasie ruchu. Badania Popowicza wykonywane w 1945 r. w Instytucie Naukowo-Badawczym Przemysłu Węglowego podają podobnie jak wyniki Herbst znacznie wyższe wartości współczynnika tarcia niż to podaje Baumann. Przyczyną tego, w pomiarach Popowicza może być jednak ta okoliczność, że wykonywano je przy stosowaniu niskich nacisków nie przekraczających 2 kg/cm^2 , podczas gdy średnie naciski na kole pędnym wynoszą 10 do 18 kg/cm^2 . Hitchen podaje wartość współczynnika tarcia liny zamkniętej po wykładzinach z wiązu na podstawie badań wykonanych na istniejącym od kilkunastu lat urządzeniu wyciągowym w kopalni w Murton. W czasie prób usiłowano wywołać poślizg liny przez nagłe zahamowanie jadącej w dół załadowanej klatki. Ponieważ poślizgi były bardzo niewielkie, obliczone wartości współczynnika tarcia uznał Hitchen za minimalne. Górnicze przepisy bezpiecznego prowadzenia kopalń wydane w roku 1953 podają wartość współczynnika tarcia jaką należy stosować do obliczania opóźnienia krytycznego na kołach pędnych równą 0,2. Wartość ta bez podania rodzaju wykładzin

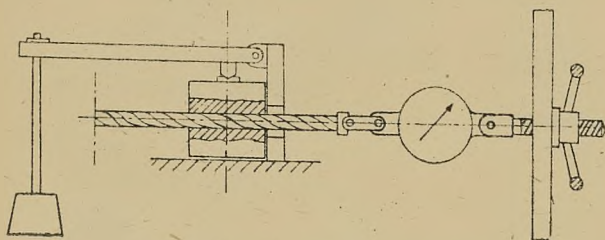
i bliższego określenia warunków pracy wydaje się być niedostatecznie uzasadniona.

Biorąc pod uwagę duże rozbieżności w podanych wyżej wynikach i z uwagi na potrzebę dokładnego określenia wielkości współczynnika tarcia, zwłaszcza przy zastosowaniu kół pędnych do szybów o niewielkiej głębokości, kiedy przy krótkich, a przez to lekkich linach stosunek naciągu większego do mniejszego przyjmuje wyższe wartości, autorzy podjęli na Akademii Górniczo-Hutniczej badania nad wyznaczeniem wielkości współczynnika tarcia w zależności od następujących czynników:

1. rodzaju materiału wykładziny,
2. konstrukcji liny,
3. wielkości nacisku,
4. warunków zewnętrznych (smarowanie, wilgoć itp.).

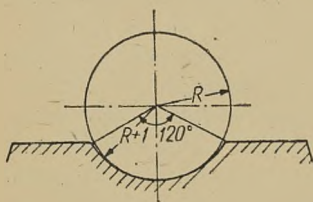
Postanowiono szczególnie zbadać zachowanie się wykładziny gumowej wobec bardzo obiecującego doświadczenia uzyskanego z tego rodzaju wykładzinami przez kolej linową na Kasprowy Wierch w Zakopanem, gdzie racjonalizator Trybus zastąpił drogą wykładzinę skórzaną gumą pochodzącą z wykładziny rolek prowadzących gaśienice ciągników (remanenty powojenne). Przez zastosowanie znacznie tańszej od skóry wykładziny gumowej uzyskano tu wystarczająco duże tarcie liny, znacznie dłuższy czas pracy wykładziny, korzystniejsze warunki pracy w przypadku oblodzenia

liny (przy wykładzinie skórzanej następowało zatykanie się rowka koła pędnego lodem, skutkiem czego zdarzył się wypadek zesunięcia się liny z koła). Również w urządzeniach wyciągowych kopalń węgla znane są przypadki stosowania wykładziny z taśmy gumowej (z przenośników taśmowych), z samej gumy, ewentualnie z gumy na przemian ze skórą (np. nowe maszyny wyciągowe produkcji CKD). Badanie współczynnika tarcia liny o wykładzinę przeprowadzono na Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie na specjalnie do tego celu zbudowanym urządzeniu. Aby zbliżyć się jak najwięcej do warunków istniejących w ruchu, w celu wyznaczenia wypadkowego współczynnika tarcia, który uwzględniać będzie nie tylko samo tarcie stalowych drutów liny o wykładzinę, ale również opory wynikłe z odkształcania podatnej wykładziny przez linę, ściśnięto linę w szczękach wyłożonych badaną wykładziną i dokonywano pomiaru siły potrzebnej do przesunięcia liny w szczękach. Odnośnie wpływu opo-



Rys. 1. Schemat urządzenia do badania tarcia liny o wykładzinę kół pędnych

rów odkształcania wykładziny przez linę na wynik współczynnika tarcia, należało się spodziewać, że opór ten wystąpi wiele silniej przy linach skrętkowych współwitych, gdzie druty stykają się na dużej długości z rowkiem koła pędnego i przebiegają skośnie do kierunku ewentualnego poślizgu. Zasadę działania urządzenia podaje rys. 1. Lina o średnicy 22 mm została obustronnie ściśnięta w szczękach wyłożonych badaną wykładziną na długości 80 mm. Docisk szczęk



Rys. 2. Profil rowka badanej wykładziny

odbył się poprzez dźwignię, przy czym średnie naciski jednostkowe można było dowolnie zmieniać. Jeden z końców liny zakończony uchwytem połączony był ze sprężynowym dynamometrem o zakresie pomiaru 250 kG, z kolei dynamometr był ciągni-

$$\mu = \frac{P}{2pF}$$

gdzie

P — siła wg wskazania dynamometru, kG,

p — średni nacisk jednostkowy, kG/cm²,

F — rzut powierzchni styku liny z wykładziną, cm².

Pomiary zostały przeprowadzone

1. z liną współwita ϕ 22 mm o konstrukcji $6 \times \times (1 \times \phi 1,8 + 9 \times \phi 0,91 + 9 \times \phi 1,95)$,

2. z liną przeciwwitą ϕ 22 mm o konstrukcji $6 \times \times (37 \times \phi 1,0)$,
3. z gładkim prętem stalowym ϕ 22 mm (pręt ten miał zastąpić linę o konstrukcji zamkniętej).

W pomiarach stosowano następujące materiały wykładzin:

- a. skóra kładzona na sztorc,
- b. drzewo dębowe o słojach przebiegających prostopadle do osi liny,
- c. guma otrzymana z kolei linowej na Kasproy Wierch,
- d. taśma gumowa z przekładkami bawełnianymi (z przenośnika taśmowego) kładzona na sztorc,
- e. guma na przemian ze skórą,
- f. becorit.

Stosowano następujące warunki zewnętrzne pomiarów:

1. badanie na sucho (lina i wykładzina wymyte i wysuszone),
2. badanie na mokro (lina i wykładzina obficie zlane wodą),
3. badanie z liną smarowaną smarem do lin pracujących na kołach pędnych (smar produkcji CPN pomimo 48-godzinnej przerwy po nasmarowaniu pozostał w stanie ciekłym o gęstej konsystencji).
4. badanie z liną nasmarowaną lakiem do lin według recepty GIG (lak wyschnięty po kilku godzinach pokrywał cienką warstwą linę),
5. badanie z liną nasmarowaną lakiem na mokro (nasmarowana jak wyżej lina obficie zlewana wodą).

Przy badaniach stosowano następujące średnie naciski liny na wykładzinę

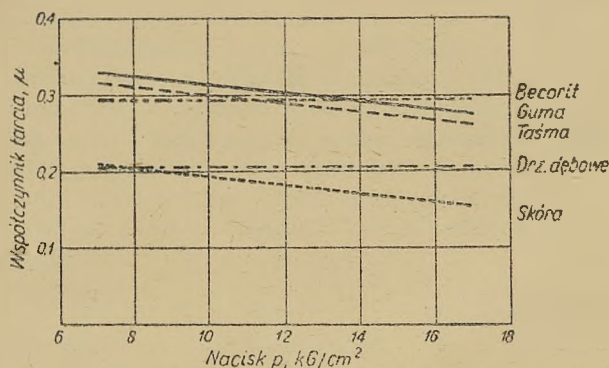
$$p_1 = 7,8 \text{ kG/cm}^2, p_2 = 10,9 \text{ kG/cm}^2, p_3 = 12,5 \text{ kG/cm}^2, p_4 = 16,2 \text{ kG/cm}^2.$$

Każdy z pomiarów wykonywano w tych samych warunkach trzykrotnie i do wykresów brano wartości średnie. Wyniki pomiarów przedstawione są na rys. 3 do 14. Powyższe badania przy wykładzinie skórzanej, z drzewa dębowego i z becoritu wykonywano w ten sposób, że urządzeniem śrubowym wolno napinano linę aż do zaistnienia poślizgu, przy czym wielkość siły wskazanej przez dynamometr w chwili poślizgu (wartość mniej więcej stała w czasie trwania poślizgu) brano do obliczania współczynnika tarcia. W przypadku wykładziny z gumy, lub z taśmy gumowej nie można było w ten sposób postępować, gdyż przy pewnej wartości naciągu występowało zjawisko pełzania gumy (ale jeszcze nie poślizgu), trudne do ścisłego wyznaczenia. W czasie trwania tego zjawiska wskazówka dynamometru zaczynała się cofać nieznacznie, ale przy dalszym ruchu urządzenia śrubowego zwiększanie naciągu było możliwe do więcej niż dwukrotnej wartości od chwili zauważenia zjawiska pełzania. Dla ustalenia możliwie jednakowych warunków pomiarów przyjęto zasadę, że napinano linę do wartości odpowiadającej szybkości pełzania około 0,5 mm/sek, po czym wyczekiwano aż wskazówka dynamometru opadnie do wartości ustalonej i pełzanie zaniknie. Dopiero taki odczyt brano za podstawę do obliczania współczynnika tarcia. Oczywiście przy dopuszczeniu niewielkiego pełzania wartość współczynnika tarcia była znacznie wyższa niż podano na wykresie. Analiza wyników pomiarów dokonanych na sucho (rys. 3, 4 i 5) pozwoliła wy-

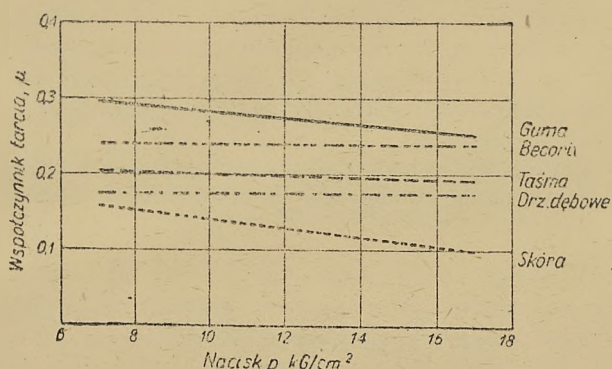
ciągnąć wnioski, że liny przeciwzwite, jak to można było przewidzieć, nie są odpowiednie na liny napędowe w urządzeniach z kołem pędnym, gdyż ich współczyn-

stwierdzono, że wielkość współczynnika tarcia jest silnie zależna od nacisku jednostkowego i wbrew przewidywaniom ze wzrostem nacisku maleje. Wysokie wartości współczynnika tarcia dla gumy oraz znaczny dalszy wzrost przy niewielkim peźnaniu daje bezwzględne pierwszeństwo stosowaniu gumy w warunkach suchej liny.

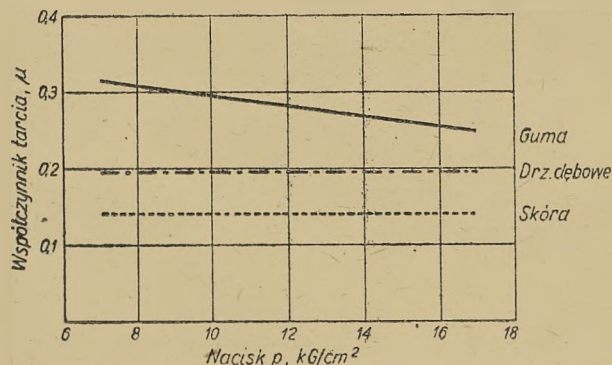
Następna seria doświadczeń dotyczyła badania na mpkro (rys. 6 i 7). Charakterystyczny dla tych warun-



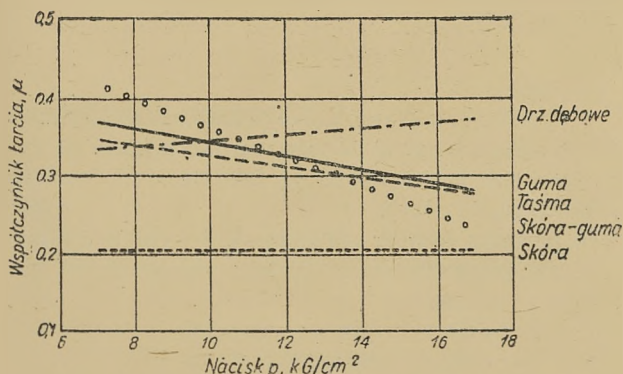
Rys. 3. Pomiary na linie współzwitej suchej



Rys. 4. Pomiary na linie przeciwzwitej suchej

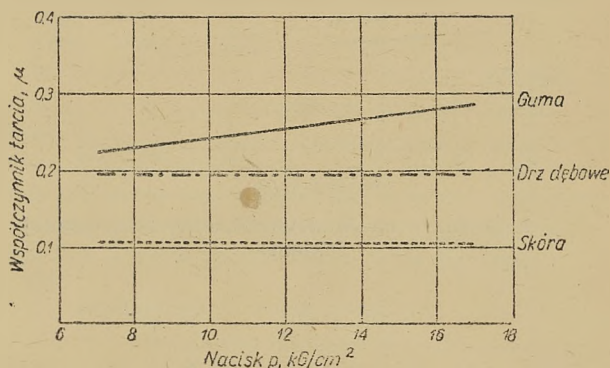


Rys. 5. Pomiary na pręcie stalowym suchym



Rys. 6. Pomiary na linie współzwitej mokrej

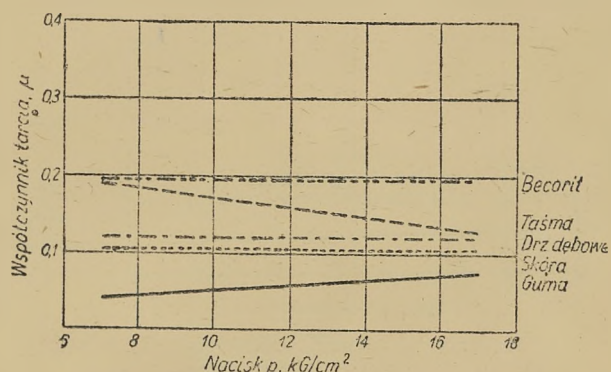
niki tarcia są znacznie niższe niż przy linach współzwitych i zamkniętych. Wobec tego przy dalszych badaniach nie brano pod uwagę tego typu lin. Dalej



Rys. 7. Pomiary na pręcie stalowym mokrym

ków jest silny wzrost współczynnika tarcia dla wykładziny drewnianej w przypadku liny współzwitej. Tak dużego wzrostu nie stwierdzono jednak na pręcie stalowym, jak również przy próbach prowadzonych z liną przeciwzwitą. Wniosek z wyżej przytoczonych pomiarów odnośnie gumy jest taki, że guma równie dobrze pracuje na mokro, jak i na sucho.

Wyniki pomiarów przeprowadzonych na linie współzwitej smarowanej smarem CPN przedstawiono na rys. 8. Badanie to wykazało gwałtowne obniżenie współczynnika tarcia zwłaszcza dla gumy, wobec tego zaprzestano z tym smarem dalszych prób i zastoso-

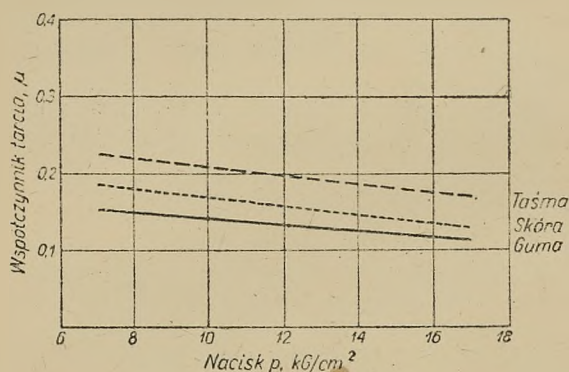


Rys. 8. Pomiary na linie współzwitej smarowanej smarem z CPN

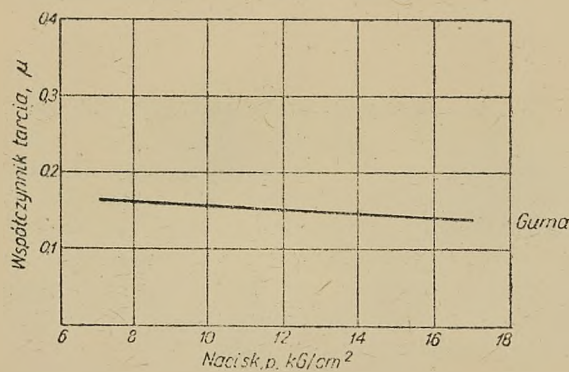
wano smarowanie lakiem do lin według recepty GIG (rys. 9 i 10).

Opisane poprzednio zjawisko wzrostu współczynnika tarcia przy niewielkim peźnaniu wystąpiło przy tych badaniach bardzo silnie i to zarówno przy wykładziny gumowej, jak i skórzanej. Przy peźnaniu z prędkością około 0,5 mm/sek wartość współczynnika tarcia dla skóry przekroczyła 0,5, a dla gumy była wyższa od 0,7. Dalsza seria pomiarów dotyczyła tarcia liny współzwitej oraz pręta stalowego smarowanych smarem z GIG na mokro (rys. 11). Otrzymane wartości współczynnika tarcia dla wykładziny gumowej i skórzanej były równie niekorzystne, jak w przypadku

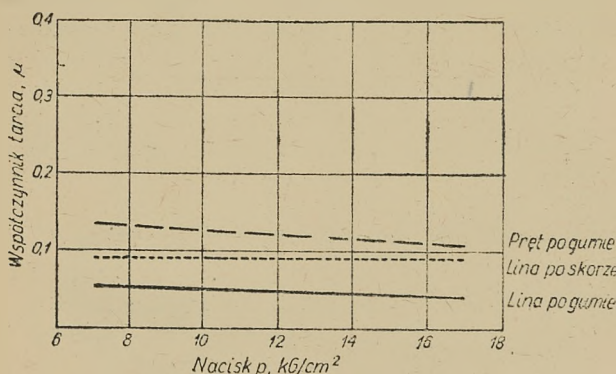
smarowania liny smarem z CPN. Wprawdzie przy niewielkim pełzaniu współczynnik tarcia przyjmował wyższe wartości, jednak dla urządzenia wyciągowego



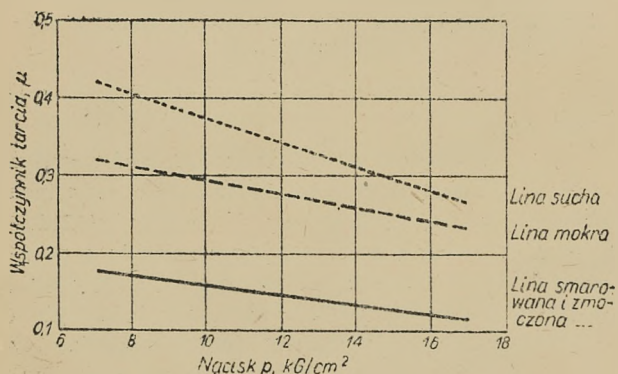
Rys. 9. Pomiary na linie współzwitej smarowanej lakiem



Rys. 10. Pomiary na pręcie stalowym smarowanym lakiem



Rys. 11. Pomiary na pręcie stalowym i linie współzwitej smarowanej lakiem i zmoczonej



Rys. 12. Pomiary na linie współzwitej suchej, mokrej, smarowanej i zmoczonej wodą dla wykładziny skóra-guma

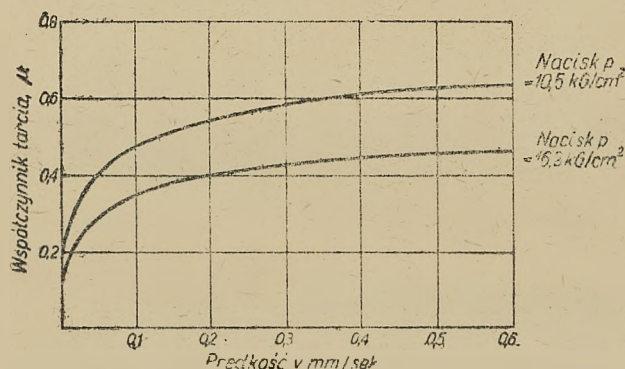
z kołem pędnym niezbędne jest otrzymywanie wartości współczynnika tarcia większej od 0,1. Wobec tego zastosowano do prób wykładzinę ze skóry i gumy kładzioną na przemian co 20 mm (rys. 12).

Uzyskane w tym badaniu wyniki wskazują na pełną przydatność wykładziny z gumy i skóry kładzionej na przemian dla napędu z kołem pędnym. Nawet w najgorszym przypadku uzyskano wartość współczynnika tarcia równą 0,12, a dla nacisku poniżej 10 kg/cm² większą od 0,15. Oczywiście przy minimalnym pełzaniu współczynnik tarcia przyjmował znacznie wyższe wartości. Wzrost ten w zależności od prędkości pełzania podaje rys. 13. Wybrano tu przypadek, gdy warunki są najmniej korzystne (badanie na linie smarowanej i zmoczonej).

Analiza wyżej podanych wykresów, pomimo że nie wykonano jeszcze wszystkich możliwych kombinacji pozwala na wyciągnięcie następujących wniosków:

1. Skóra nie jest dla każdego warunków najlepszym materiałem na wykładzinę i ustępuje nieraz wykładzinie drewnianej, a najczęściej wykładzinie gumowej. W najniekorzystniejszych dla tarcia warunkach najlepsza okazała się wykładzina ze skóry i gumy kładzionych na przemian.

2. Najbardziej odpowiednie dla wyciągów z kołem pędnym są liny współzwite. Z braku liny o splotach



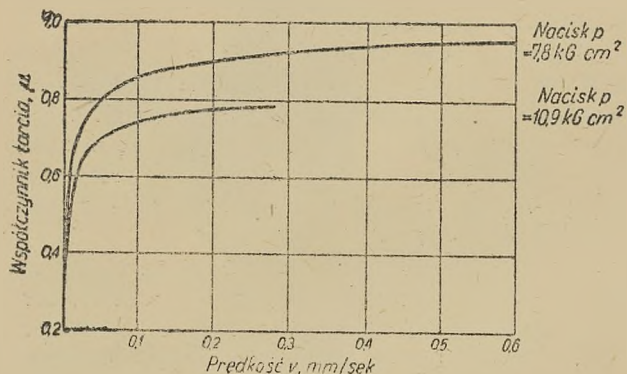
Rys. 13. Pomiary wzrostu współczynnika tarcia w zależności od prędkości pełzania dla wykładziny skóra-guma, lina współzwita smarowana i zmoczona

trójkątnych ϕ 22 mm nie rozstrzygnięto, które z lin współzwitych są bardziej odpowiednie z uwagi na uzyskanie dużego współczynnika tarcia. Najmniej odpowiednimi linami dla urządzeń z kołem pędnym są liny przeciwwzite.

3. Wzrost nacisku wpływa na zmniejszenie współczynnika tarcia. Należy stosować naciski poniżej 16 kg/cm².

4. Uzyskane w czasie badań wartości współczynnika tarcia wskazują na to, że jego wartość zależnie od warunków jest często niższa od 0,2. Na ogół wartości współczynnika tarcia w spoczynku są bardzo niskie i do pewnego stopnia zgadzają się z wynikami otrzymanymi przez Baumaną. Należy jednak wziąć pod uwagę bardzo istotne zjawisko zwiększania się współczynnika tarcia w miarę występowania poślizgu. Zjawisko to występuje szczególnie wyraźnie przy smarowanej linie, gdzie mamy niejako półpłynne tarcie i wg znanej zasady mechaniki, siła tarcia jest proporcjonalna do prędkości poślizgu. Wartości otrzymane przy niewielkim pełzaniu będą znacznie wyższe i zgodne z wielkościami podanymi przez Herbsta.

5. Wzrost wypadkowego współczynnika tarcia w przypadku poślizgu liny na suchej wykładzinie gumowej wynikły z pracy odkształcania wykładziny jest bardzo znaczny. Rys. 14 przedstawia wielkość współczynnika tarcia jako funkcję prędkości pełzania v . Charakterystyczne tu jest zjawisko, że ze wzrostem prędkości pełzania współczynnik tarcia zbliża się do wartości około 1, a przy prędkości dochodzącej do 0,02 mm/sek współczynnik tarcia jest już dwukrotnie wyższy niż w stanie spoczynku.



Rys. 14. Pomiary wzrostu współczynnika tarcia w zależności od prędkości pełzania dla wykładziny gumowej, lina współzwita sucha

Pełzanie liny na kole pędym musi występować przy ruchu każdego urządzenia wyciągowego. Jest ono spowodowane zmianą wydłużenia sprężystego liny na obwodzie koła od różnicy naprężeń rozciągających w linie. Wiadomo, że na przykład przy ciągnięciu urobku w górę nabiegająca na koło pędne lina jest znacznie więcej wydłużona od liny zbiegającej i w związku z tym musi w czasie ruchu na obwodzie koła ulec skurczeniu. Ponieważ naprężenie liny nabiegającej, obciążonej ciężarem użytecznym w chwili rozruchu wynosi w przybliżeniu

$$\sigma_1 = \sigma_{stat} \left(1 + \frac{a}{g} \right)$$

Zakładając naprężenie statyczne po stronie pustej klatki około 30 % mniejsze otrzymamy

$$\sigma_2 = 0,7 \cdot \sigma_{stat} \left(1 - \frac{a}{g} \right)$$

stąd wydłużenie liny na połowie obwodu koła wyniesie

$$\Delta l = \frac{D \pi}{2 E} \cdot \sigma_{stat} \left(0,3 + \frac{2a}{g} \right)$$

w czasie jazdy ustalonej

$$\Delta l = \frac{D \pi}{2 E} \cdot 0,3 \cdot \sigma_{stat}$$

Przyjmując wytrzymałość drutów liny 16 000 kG/cm², stopień pewności liny na zerwanie 7,5 i przyspieszenie przy rozruchu $a = 0,8$ m/sek² otrzymamy następujące wartości liczbowe: $\sigma_1 = 2300$ kG/cm², $\sigma_2 = 1370$ kG/cm², w czasie rozruchu $\Delta l = 0,00128$ D, w czasie jazdy ustalonej $\Delta l = 0,00084$ D.

Z tego prostego przykładu wynika, że wydłużenie liny na kole pędym może wynosić średnio 0,001 D. Ponieważ koła pędne maszyn wyciągowych wykonują w czasie jazdy z prędkością ustaloną przeciętnie 30

do 50 obrotów na minutę (można przyjąć średnio 40), zatem prędkość pełzania wyniesie średnio 0,0013 D/sek. Np. dla koła o średnicy 6 m prędkość pełzania osiągnie w czasie jazdy ustalonej wielkość około 8 mm/sek.

Tak duże prędkości pełzania muszą powodować znaczny wzrost współczynnika tarcia i dlatego w czasie ruchu urządzenia wyciągowego, pomimo działania sił dynamicznych, zwłaszcza przy rozruchu, niebezpieczeństwo poślizgu jest mniejsze, niż można by było sądzić na podstawie analizy współczynnika pewności przed poślizgiem jaką się powszechnie wykonuje zakładając współczynnik tarcia jako wartość stałą.

Z powyższych badań można wysnuć wniosek, że w urządzeniu z kołem pędym przy odpowiednio dobranych wykładzinach i smarowaniu następuje pewne samoczynne zabezpieczenie przed poślizgiem, bo wtedy, gdy rośnie różnica obciążeń obu gałęzi lin, która może wywołać poślizg, to również przy występującym pełzaniu liny wzrasta współczynnik tarcia zapobiegając poślizgowi. Wobec tego, że przy wykładzinach, dla których współczynnik tarcia przy pełzaniu rośnie w czasie ruchu jest stosunkowo mniejsze niebezpieczeństwo poślizgu niż to dotychczas było powszechnie podawane, należy się zastanowić, jak wielki musi być współczynnik tarcia w czasie postoju aby poślizg nie nastąpił.

Wiadomo, że poślizg nie nastąpi, jeżeli będzie spełniona nierówność

$$\frac{S_2(e^{\mu\alpha} - 1)}{S_1 - S_2} > 1$$

ponieważ w czasie postoju

$$S_1 = Q + q + H\gamma \text{ i } S_2 = q + H\gamma$$

gdzie

Q — ciężar użyteczny,

q — ciężar martwy,

H — głębokość szybu,

γ — ciężar 1 m liny nośnej i wyrównawczej, więc

$$e^{\mu\alpha} > \frac{Q}{q + H\gamma} + 1$$

zwykle

$$\gamma = \frac{Q + q}{2000 - H}$$

stąd

$$e^{\mu\alpha} > \frac{Q}{q + \frac{Q + q}{2000 - H} \cdot H} + 1$$

Z pewnym przybliżeniem można przyjąć, że dla wyciągów klatkowych $q = 2Q$ więc

$$e^{\mu\alpha} > \frac{6000}{H + 4000}$$

czyli

$$\mu_{kl} = \frac{\ln \frac{6000}{H + 4000}}{\alpha}$$

Dla wyciągów skipowych można w przybliżeniu przyjąć $q = 1,3Q$

czyli

$$\mu_{sk} = \frac{\ln \frac{4600}{H + 2600}}{\alpha}$$

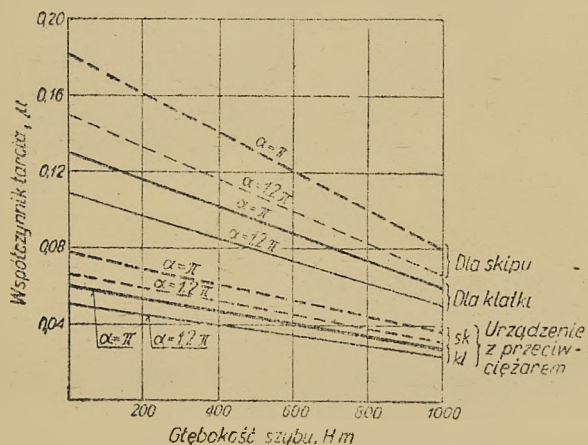
W przypadku zastosowania urządzenia wyciągowego z przeciwcieżarem o wielkości $q + \frac{Q}{2}$ współczynnik tarcia w czasie postoju może być znacznie mniejszy i przy założeniach jak wyżej wyniesie dla klatki

$$\mu'_{kl} = \frac{\ln \frac{6000}{5000 + 0,5 H}}{\alpha}$$

dla skipu

$$\mu'_{sk} = \frac{\ln \frac{4600}{3600 + 0,5 H}}{\alpha}$$

Na podstawie powyższych wzorów wykonano na rys. 15 wykres zależności minimalnych wartości współczynnika tarcia od głębokości szybu, rodzaju wyciągu (skipowy czy klatkowy), i usytuowania maszyny wyciągowej (gdy maszyna obok szybu to $\alpha = \pi$, gdy ma-



Rys. 15. Zależność minimalnego koniecznego współczynnika tarcia od głębokości szybu i rodzaju wyciągu

szyna ponad szybem na wieży szybowej to $\alpha = 1,2\pi$. Jak wynika z wykresu urządzenie wyciągowe z przeciwcieżarem wymaga bardzo niewielkiego współczynnika tarcia liny po wykładzinach koła pędnego, a zatem koła pędne mogą być tutaj stosowane nawet do

głębokości poniżej 100 m. Najwyższego współczynnika tarcia wymagają urządzenia dwuskipowe, zatem stosować je można dopiero przy większych głębokościach.

Przy obliczeniach poślizgu dla urządzenia wyciągowego z kołem pędnym należy oczywiście jeszcze rozpatrzyć wypadek rozruchu ładownego naczynia wydobywczego z podszybia i hamowania ładownego naczynia przy dojeździe do podszybia, jako najwięcej niebezpieczne. Tutaj jednak należałoby wziąć pod uwagę odpowiedni wzrost współczynnika tarcia towarzyszący przy pełzaniu liny po kole w czasie ruchu urządzenia wyciągowego.

Omówione wyżej badania, mimo że trwały prawie cały rok w bardzo niewielkim stopniu wyczerpały zagadnienie. Nie przeprowadzono prób z linami o różnych średnicach, przy czym najkonieczniejsze są badania z linami o średnicy 40 do 60 mm. Nie przeprowadzono badania z linami o splotach trójkątnych oraz z linami zamkniętymi.

Dobra wykładzina koła pędnego musi się jeszcze cechować takimi przymiotami jak trwałość i niski koszt. Odnosnie badania co do szybkości zużycia nie przeprowadzono żadnych prób, niemniej na podstawie wspomnianych już wyżej doświadczeń ruchowych przypuszcza się, że guma będzie znacznie trwalsza od skóry. W sprawie doboru samej gumy i smarów jest bardzo wiele do zrobienia i z pewnością będzie można przy odpowiednim ich doborze uzyskać lepsze wyniki. Również dużo doświadczeń trzeba jeszcze będzie wykonać przy badaniu najważniejszego doboru materiałów wykładzin kombinowanych z gumy, skóry i drewna. Dalsze pomiary powinny być wykonane w warunkach jeszcze więcej zbliżonych do ruchowych, toteż wykonuje się obecnie na Akademii Górniczo-Hutniczej nowe urządzenie dla badania tarcia liny o wykładzinę prostą i wykładzinę łukową do badania współczynnika tarcia liny tak w spoczynku, jak i w czasie trwania poślizgu.

Pomimo tego, że nasze badania miały zakres fragmentaryczny, jednak zaobserwowane zjawisko wzrostu współczynnika tarcia z prędkością pełzania przy wykładzinach gumowych i smarowanych wykładzinach skórzanych i drewnianych jest bardzo interesujące, stawiając odmiennie niż dotychczas uważano zagadnienie pewności liny przed poślizgiem na kole pędnym.

622,673

ZNORMALIZOWANE ZAWIESIE LINY GÓRNEJ

Mgr inż. Antoni Jezioro

Treść: W artykule podano typy zawiesi spotykane w polskim przemyśle górniczym, omówiono warunki ich pracy, opisano zawiesie przyjęte jako znormalizowane, podano jego sposób obliczenia i eksploatacji, porównano z zawiesiem typu Droste, wreszcie przytoczono znormalizowane wielkości i charakterystyczne dane techniczne.

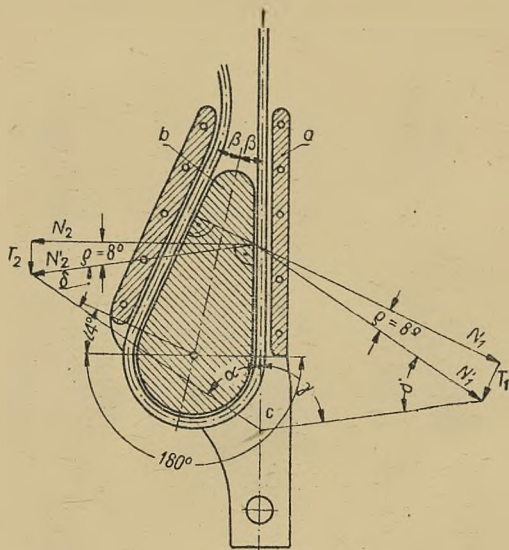
Ze względu na sposób pracy, zawiesia liny górnej podzielić możemy na trzy zasadnicze grupy a to: klinowe, klinowo-dźwigniowe i sercowe zwykłe, jak i samozaciskające się. Zawiesie dźwigniowe w praktyce nie zdało egzaminu.

W naszym przemyśle górniczym spotykamy wszystkie trzy wymienione typy. Dwa pierwsze oraz zawiesia sercowe zwykłe nie są tematem niniejszej pracy. Na-

leży dodać, że stanowią one konstrukcje stare i z ruchu wycofywane, pierwsze jako pracujące niepewnie ze względu na możliwość awarii, w pracy niewygodne, drugie natomiast jako zbyt ciężkie i w wykonaniu drogie.

Spośród zawiesi sercowych samozaciskających się do najczęstszych należą konstrukcje opracowane przez Schönfelda typ stary i nowy, Gute-Hoffnungs-Hütte,

Demaga typ sercowy oraz Droste. Wszystkie one składają się z osłony a w kształcie chomała (rys. 1), oraz sercówki b działającej jako klin przesuwany odcinkiem liny dookoła niej owiniętej. Ciężar klatki bądź też skipu ciągnie za pośrednictwem łączników osłonę w dół,



Rys. 1. Schemat budowy zawiesia z rozkładem sił

zaś lina opasująca sercówkę stara się ją utrzymać w pierwotnym położeniu wskutek czego następuje przesunięcie liny względem osłony, a tym samym jej zakleszczenie.

Kleszczony bywa, albo jeden jej koniec najczęściej wolny (GHH, Demag sercowy), albo też oba końce (Schönfeld stary i nowy oraz Droste). W przypadku pierwszym naprężenie występujące w obciążonym końcu liny pochodzące od zawieszonego ciężaru zmniejsza się na obwodzie sercówki wskutek tarcia, dzięki czemu tylko część siły musi być zniszczona na klinowanym odcinku liny. Jako zabezpieczenie przeciw rozplataniu się wolnego końca liny w czasie pracy służą pierścienie pokazane na rysunkach 2 i 4.

Prowadzenie liny na sercówkę, u tego typu zawiesi, może być odgięte od kierunku pionowego np. Schönfeld typ stary i nowy, albo też lina wchodzi na sercówkę zatrzymując kierunek pionowy. Tu należą typy: Demag sercowy, GHH oraz Droste.

Wobec tylu różnorodnych konstrukcji stało się konieczne, ze względów praktycznych i gospodarczych, ujednolinito zawiesi tj. opracowanie typu, którym można by było zastąpić konstrukcje obecnie istniejące.

Zadania tego podjęli się pracownicy Biura Konstrukcji Maszyn Górniczych inżynierowie Preidl Władysław oraz Wojnar Karol.

Aby opracować właściwą konstrukcję należało dokładnie zdać sobie sprawę z jej przeznaczenia, rodzaju pracy, wielkości obciążeń itp. Gdybyśmy bowiem połączyli linę z klatką bezpośrednio, to w przypadku jej wydłużenia się, co przy pracy zwłaszcza u lin nowych jest nieuniknione, mielibyśmy dużo trudności ze skracaniem, zaś w przypadku uszkodzenia, lub zerwania zawiniętego końca przy tarczach pędnych nie mielibyśmy w ogóle możliwości jej dalszego użycia.

Obserwacje poczynione przy pracy liny wykazują, że największemu zmęczeniu ulega jej część znajdująca się tuż nad zawiesiem lub w samym zawiesiu, a dzieje się to wskutek największych drgań poprzecznych wy-

stępujących w czasie pracy w tym właśnie miejscu. Aby zawiesie zatem, jako część znajdującą się najbliższej klatki, bądź skipu, należy spełniać swoje zadanie powinno nie tylko pracować bezawaryjnie i być wytrzymałe ze względu na ciężar zawieszony na linie, ale także musi ono przyjąć pracę odcinka liny, najbardziej narażonego na zmęczenie, które rośnie w miarę zbliżania się rozpatrywanego na niej punktu do klatki. Powinno ono umożliwić zastosowanie, do połączenia z trzonem głównym klatki, specjalnych łączników odpornych na drgania poprzeczne i być tak skonstruowane, aby nie niszczyło zakleszczonej części liny; umożliwiać w czasie pracy liny jej kontrolę, a ze względu na ograniczoną przepisami bezpiecznego prowadzenia kopalń odległość między kołem linowym na wieży szypowej, a samym zawiesiem nie powinno być zbyt długie. Miarą wartości zawiesia są więc jego pewność w pracy, prosta i racjonalna konstrukcja oraz wygoda w eksploatacji.

Wobec pilności rozwiązania zagadnienia i dużej ilości poprawnie pracujących konstrukcji tego rodzaju zaniedbano silenia się na koncepcje zupełnie oryginalne, postanawiając wzorować się na konstrukcjach pracujących najlepiej. Wybór padł na zawiesie typu Droste, którego schemat budowy przedstawia rysunek 1.

Pewność pracy zawiesia

Oznaczenia (rys. 1): C — ciężar zawieszony na linie, S — siła w linie, jaką zdolne jest zawiesie wytrzymać, N_1 — siła wypadkowa prostopadła do skośnej powierzchni kleszczącej wolny odcinek liny nośnej, N_2 — siła wypadkowa prostopadła do pionowej ściany osłony, kąt zbieżności sercówki $2\beta = 24^\circ$, współczynnik tarcia liny po żelaznej osłonie $\mu = 0,15 = \tan \varphi$, stąd $\varphi = 8^\circ$.

Opór tarcia na skośnej powierzchni bocznej osłony wynosi

$$T_1 = 2\mu \cdot N_1 \quad (1)$$

Wielkość ta na obwodzie sercówki o kącie opasania $\alpha = 180^\circ + 24^\circ = 204^\circ$ urośnie do wielkości

$$T = e^{\frac{\alpha}{180} \cdot \varphi} \cdot T_1 \quad (2)$$

Jeśli $e = 2,718$, kąt opasania sercówki $\alpha = 2\pi \frac{204}{360}$, $\mu = 0,15$, bowiem przyjmujemy, że lina jest nasmarowana to otrzymamy

$$T = 2,718^{0,15 \cdot 3,56} \cdot T_1 = 1,71 T_1 \quad (3)$$

Opór tarcia na pionowej ścianie osłony

$$T_2 = 2\mu \cdot N_2 \quad (4)$$

Całkowite obciążenie, jakie zawiesie zdolne jest znieść wynosi

$$S = T + T_2 = 2 \cdot 1,71 \cdot \mu \cdot N_1 + 2\mu \cdot N_2 = 2\mu (1,71 N_1 + N_2) \quad (5)$$

Aby obliczyć niewiadome N_1 oraz N_2 przyjmijmy oznaczenia, jak na rysunku 1.

$$\begin{aligned} \alpha &= 90 - (2\beta + \varphi) \\ \gamma &= 90 - \varphi \\ \delta &= 180 - (\alpha + \gamma) = 2(\beta + \varphi) \end{aligned}$$

Kontrola: $\alpha + \beta + \gamma = 180^\circ$

Wartość na N_1 otrzymamy z proporcji

$$N'_1 : C = \sin \gamma : \sin \delta$$

stąd

$$N'_1 = \frac{C \cdot \sin \gamma}{\sin \delta} = \frac{C \cdot \cos \varphi}{\sin 2(\beta + \varphi)}$$

ale

$$N_1 = N'_1 \cdot \cos \varphi = \frac{C \cdot \cos^2 \varphi}{\sin 2(\beta + \varphi)} \quad (6)$$

Wartość zaś dla N_2 otrzymamy z proporcji

$$N'_2 : C = \sin \alpha : \sin \delta$$

stąd

$$N'_2 = \frac{C \cdot \sin \alpha}{\sin \delta} = \frac{C \cdot \cos (2\beta + \varphi)}{\sin 2(\beta + \varphi)}$$

$$N_2 = N'_2 \cos \varphi = \frac{C \cdot \cos (2\beta + \varphi) \cos \varphi}{\sin 2(\beta + \varphi)} \quad (7)$$

Wstawiając wartości na N_1 oraz N_2 w wzór dla S otrzymamy

$$S = 2\mu \left[\frac{1,71 \cdot C \cos^2 \varphi}{\sin 2(\beta + \varphi)} + \frac{C \cdot \cos (2\beta + \varphi) \cos \varphi}{\sin 2(\beta + \varphi)} \right] =$$

$$= \frac{2\mu \cdot C \cdot \cos \varphi}{\sin 2(\beta + \varphi)} \left[1,71 \cos \varphi + \cos (2\beta + \varphi) \right] \quad (8)$$

Pewnością zawiesia nazywamy stosunek siły trzymającej do wyrwającej, a zatem stosunek $S : C$. Wykonawszy działanie otrzymujemy ostatecznie wzór na pewność zawiesia

$$n = \frac{S}{C} = \frac{2\mu \cdot \cos \varphi}{\sin 2(\beta + \varphi)} \left[1,71 \cos \varphi + \cos (2\beta + \varphi) \right] \quad (9)$$

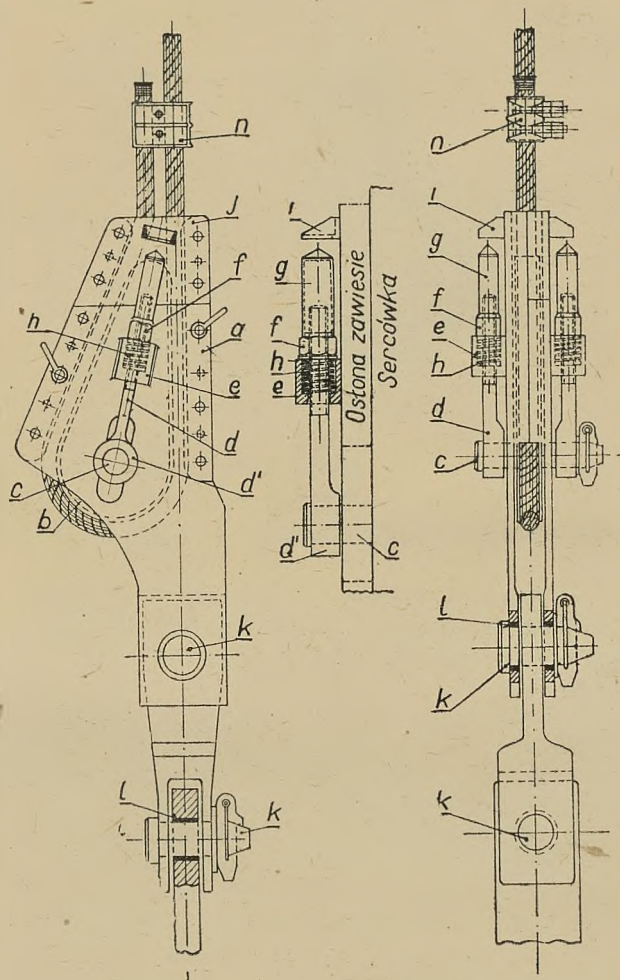
Z wyprowadzonego wzoru widzimy, że pewność jego pracy nie zależy od obciążenia zawieszonego na linii.

Łatwość wymiany bądź też skracania liny zależy od kąta zbieżności 2β sercówki. Jeśli kąt tarcia φ sercówki po osłonie jest większy, aniżeli kąt 2β , wówczas zawiesie luzować możemy tylko przy użyciu siły. Jeśli zaś zachodzi przypadek odwrotny, zawiesie może otworzyć się samoczynnie.

W naszym przypadku $2\beta = 24^\circ$, zaś współczynnik tarcia liny smarowanej po żelazie $\mu = 0,15 = \tan \varphi$ stąd $\varphi = 8^\circ$, zatem sercówka w przytoczonych warunkach zsunie się sama po osłonie zawiesia.

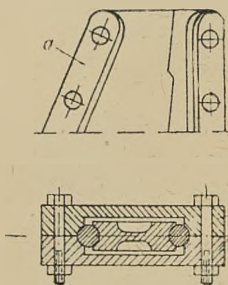
Należy podkreślić, że łatwe luzowanie się sercówki kryje w sobie duże niebezpieczeństwo, bowiem przy ruchu klatki w dół jej zakleszczenie spowodowane chwilowym, zbyt dużym przyspieszeniem, pochodzącym czy to od skrzywionych przewodników, czy owalności bębnow, na które nawija się lina stalowa, czy wreszcie (co zachodzi przy maszynach wyciągowych parowych) od wodzika i korbowodów zawiesie może się otworzyć, co spowodowałoby wpadnięcie klatki do szybu. Aby zapobiec tej ewentualności przewidziane są po obu stronach zawiesia dwie śruby nastawcze ryglowe a (rys. 2) względem siebie równoległe. Sercówka b zaopatrzona jest w poprzeczkę c , której końce wchodzi w ogniwa d śrub nastawczych. Na bocznych ścianach osłony zawiesia znajdują się dwie nasady e z otworami, w które wchodzi końce śrub zaopatrzonych w okrągły gwint. Nasady służą za oparcie dla nakrętek f . Aby chronić gwint przed uszkodzeniem mechanicznym, lub działaniem chemicznym słonych wód, nakrętki posiadają długie osłony g . W nasadach bocznych mieszczą się sprężyny h ułatwiające nastawienie śrub ryglowych w stosunku do liny i chroniące sercówkę przed poluzowaniem. Należy zaznaczyć, że ucha śrub nastawczych posiadają pewien luz tylko w kierunku symetrycznej ser-

cówki (rys. 4), aby umożliwić zaciskanie liny proporcjonalnie do siły obciążającej ją. Stopień zakleszczenia liny pod obciążeniem poznać można po poluzowanych nakrętkach, wskutek głębszego wciśnięcia sercówki w osłonę zawiesia. Należy wtedy dokręcić nakrętki aż osiada na nasadach. Omawiane zawiesie przedstawiono na rysunku 2.

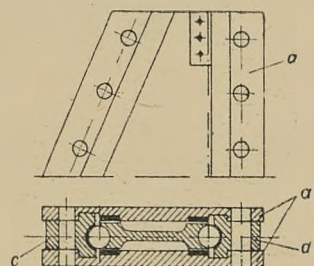


Rys. 2. Zawiesie Droste (rysunek zestawczy)

Przy skracaniu liny należy śruby odkręcić w kierunku przeciwnym tak daleko aż sprężyny poluzują. Jeśli mimo odkręcenia nakrętek lina nie została luzowana należy nakrętkę odkręcać dalej aż osłona śruby napotka na znajdującą się nad nią konsolę i , która w miarę wykręcania nakrętki powoduje luzowanie ser-



Rys. 3. Zawiesie Droste w przekroju



Rys. 4. Zawiesie znormalizowane PW w przekroju

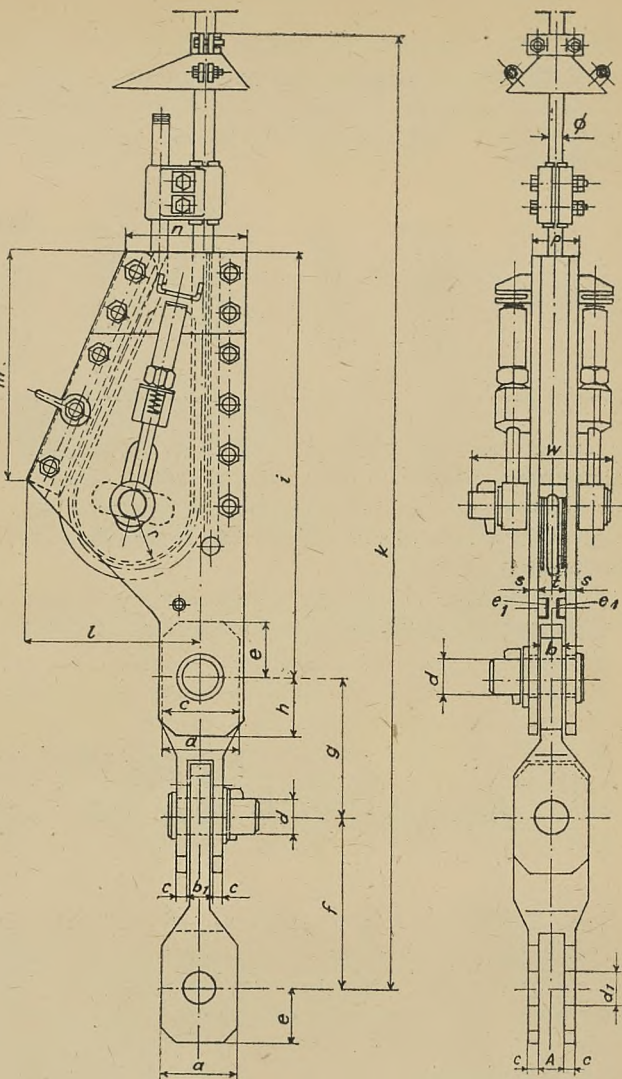
cówki. W górnej części osłony przewidziana jest wymienna płyta j , po odjęciu której obserwować można zachowanie się liny w zawiesiu oraz badać jaką rezer-

wą dysponuje zawiesz. Stwierdzić to można także robiąc znak na tej samej wysokości zarówno na ogniwie śruby, jak i na osłonie.

W miejscu, gdzie lina wprowadzona jest do zawiesz, jest ono wylane miękkim metalem dla ochrony liny przed biciem oraz wykształcone w formie kielicha. Obydwa końce liny ponad zawieszem złączone są uchwytami k , które powinny być zabudowane w odległości równej co najmniej czterokrotnej średnicy liny.

Dla połączenia zawiesz z trzonem głównym klatki boczne jego ściany odkute z blachy stalowej w dolnej części przechodzą w zwężone sztaby. Sworznie schowane w tulejkach l , podwójnie zabezpieczone przed wypadnięciem, łączą zawiesz za pomocą członów z trzonem głównym zapewniając przegubowość w dwóch prostopadłych do siebie kierunkach.

Do opisanego zawiesz wprowadzono zasadnicze zmiany konstrukcyjne i technologiczne a mianowicie: Osłony boczne a (rys. 3) w wykonaniu oryginalnym strugane z grubych blach, co pochłaniało dużo pracy i czasu, zastąpiono blachami walcowanymi a' (rys. 4) z wpuszczonymi w nie zaciskami skośnym c i pionowym \bar{a} , co wydatnie skróciło czas wykonania zawiesz w fabryce. W związku ze zmianą konstrukcji zmienił się także sposób obliczenia jego wytrzymałości. Ponadto blachy boczne przy zawieszu Droste, poszerzone od strony zacisku pionowego na wysokości osi poziomej śrub nastawczych ryglowych wykonano w celu zwiększenia wytrzymałości w miejscach przegubowych o ścianie pionowej. Szczegół ten, nie wprowadzając zmian konstrukcyjnych ułatwia wykonanie zawiesz. Przez dodanie niewielkich kołków nastawczych e w osłonach bocznych ułatwiono zakładanie, zdejmowanie oraz skracanie liny na zawieszu, ponadto przez zaklinowanie na trzonie głównym klatki bądź też skipu umożliwiono jego unieruchomienie. Wreszcie wprowadzono do konstrukcji, po raz pierwszy dla niektórych



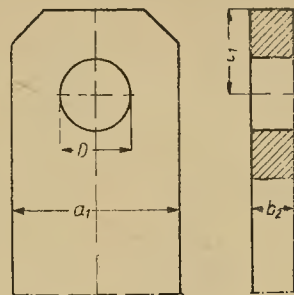
Rys. 5. Zawiesz znormalizowane

Tablica 1

Wielkość		1	2	3	4	5	6
Średnica liny, mm	od	21	27	31	39	47	58
	do	28	34	42	50	60	72
Obciążenie, t		6	10	15	22	32	45
	a	110	140	150	190	220	265
	A	36	41	51	62	72	82
	b	34	44	54	60	74	86
Dla trzonów normalnych	d	50	60	75	90	100	115
	d_1	50	60	75	90	100	115
	e	75	85	95	115	135	155
	f	200	225	275	300	350	400
	g	200	225	275	300	350	400
	h	80	90	105	130	150	185
	i	636	715	835	1060	1410	1625
	k	~1350	~1500	~1700	~1950	~2400	~3150
	l	264	309	439	455	525	717
	m	337	425,5	445	585	793	871
	n	169	213	242	300	354	479
	o	120	150	170	210	250	300
	p	67	85	103	118	140	160
	r	85	100	115	150	210	250
	$c = s$	16	20	24	28	32	36
	$b_1 = t$	35	45	55	62	76	88
	w	193	230	250	309	377	409
CieŜar, kg	kompletne zawiesz z łącznikami	108	153	233	468	811	1328
	jednego łącznika	15	16,5	28	43	66	101

Tablica 2

Wymiary normalnego trzona głównego					Uwagi
do zawiesia wielkości	a_1	b_2	c_1	D	
1	110	35	75	50	Przy zamawianiu zawiesia dla trzona nieznormalizowanego należy podać wymiary trzona istniejącego oraz średnicę liny, dla której ma być zawiesie wykonane.
2	130	40	85	60	
3	150	50	95	75	
4	190	60	115	90	
5	220	70	135	100	
6	265	80	155	115	



szczegółów, wykonanie spawane, przez co uproszczono jego obróbkę i skrócono czas wykonu. Reszta szczegółów budowy pozostaje niezmieniona i w wyglądzie zewnętrznym nie ma wielkich różnic, jak to wynika z załączonych rysunków 2 i 5.

Z przytoczonego opisu wynika, że przyjęte w górnictwie polskim zawiesie za typowe nie jest całkiem

identyczne z konstrukcją opracowaną przez Drosteego. Uwzględniając twórczą myśl konstruktorów zawiesia proponuje się nazwać go „zawiesie PW wielkość...”

Opracowana przez konstruktorów norma przewiduje sześć wielkości dla średnicy liny nośnej od 21 ÷ 72 mm i obciążenia wynoszącego 6 ÷ 45 t. Reszta szczegółów wynika z załączonego rysunku 5, oraz tablicy.

622.002.5

MASZyny GÓRNICZE PRACUJĄCE NA ZASADACH KOŁA PĘDNEGO

Mgr inż. Karol Czerner

Treść: Zasady, na których opiera się pewność zabierania liny przez koło pędne i warunki potrzebne do zabezpieczenia liny przed poślizgiem, znalazły zastosowanie w szeregu urządzeń górniczych. Wysiłki zmierzały do osiągnięcia jak największej różnicy napięć na obu końcach liny. Korzystną różnicę i wielkość tych napięć starano się osiągnąć przez odpowiednią zmianę podstawowych wyznaczników a to, przez zmianę kąta opasania α , przez dobór materiału na wykładzinę o większym współczynniku tarcia μ i przez powiększenie wskaźnika zdolności zabierania μ' . W opisie podano szereg urządzeń pracujących na powierzchni i na dole i podano na jakich wyznacznikach opiera się ich korzystny stosunek $S_1 : S_2$. Wreszcie wskazano na niebezpieczeństwo wybuchu pożarów na dole, przy normalnym kole pędnym z wykładziną, w szybkach.

Koło pędne jako nowy zespół urządzenia wyciągowego pojawiło się po raz pierwszy w roku 1877 i znalazło zastosowanie w kopalni Hannover. W pierwotnym wykonaniu koło pędne wykazywało dużo wad, przyczyniało w ruchu wiele kłopotów i było źródłem awarii. Nie znano jeszcze wówczas dokładnie warunków pracy liny na kole pędnym, ani właściwości wykładziny rowka linowego. Dopiero zastosowanie liny wyrównawczej poprawiło warunki pracy tego zespołu. Zainteresowanie kołem pędnym wzrosło. Już od samego początku wyłonił się problem, jakie ustalić warunki pracy, ażeby linie zapewnić należyte zabieranie przez koło pędne i uchronić ją przed poślizgiem.

Pierwsze wyniki badań nad tym problemem ogłasza Baumann już w roku 1883. Z nowszych należy wymienić badania Hymansa/Hellborna z roku 1927, następnie H. Herbsta w latach 1931 i 1933, a wreszcie Frölicha z roku 1936. Wyniki te należy oceniać krytycznie. Jest pewna różnica między badaniami przeprowadzonymi w laboratorium, które odbiegają od warunków ruchowych. Na przykład współczynnik tarcia μ na żeliwie w warunkach laboratoryjnych ustalono na 0,14 do 0,15, w warunkach ruchowych w kopalni doświadczalnej Golsenkirchen na 0,13 do 0,14. Obniżenie współczynnika tarcia wywołuje pełzanie liny. Stąd dla bezpieczeństwa μ przyjmuje się 0,12.

Nie wszystkie urządzenia dalej opisane wywodzą się od koła pędnego, gdyż niektóre z nich zapewne przed zastosowaniem tego zespołu urządzenia wyciągowego były w użyciu w górnictwie. Ważne jest, że wyniki tych badań są wspólne dla całej tej grupy. Urządzenia górnicze pracujące na wspólnych zasadach, właściwych dla koła pędnego, można podzielić na: A. pracujące na powierzchni, B. pracujące na dole.

Od wszystkich tych urządzeń wymaga się, ażeby przy różnicy napięć na obydwu końcach liny nie dopuścić do poślizgów i ażeby przy tym różnica $S_1 - S_2$ była możliwie jak największa, podobnie jak stosunek $S_1 : S_2$. Wyłania się więc problem jak to osiągnąć. Równowagę określa wzór

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu \alpha}$$

Ażeby lina się nie ślizgała S_2 musi być większe od $S_1 : e^{\mu \alpha}$. Ale chodzi o to, ażeby S_1 było jak największe. Im mniejszy jest współczynnik tarcia μ przy różnicy napięć $S_1 - S_2$, tym kąt pracy α , przy którym następuje zabieranie, musi być większy. Również stosunek $S_1 : S_2$ rośnie ze wzrostem μ i α , a szczególnie kąt opasania α , który można dowolnie zwiększać. A zatem na zmianę wzoru $S_1 = S_2 \cdot e^{\mu \alpha}$, będą miały wpływ dwa podstawowe wyznaczniki μ i α . Z uwagi na nie, urzą-

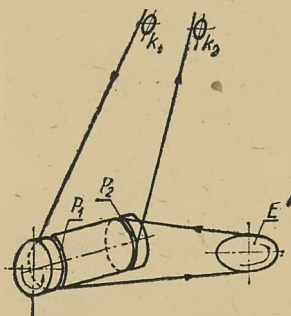
dzenia grupy A i B można podzielić na klasy: 1. na pracujące przy różnym kącie opasania α , 2. na pracujące przy różnym współczynniku tarcia μ , 3. na pracujące przy różnych rowkach linowych i wykładzinie o różnym wskaźniku zabierania μ' .

A. Urządzenia pracujące na powierzchni. Mechanizmy górnicze tej grupy pracują na zasadzie zwiększonego kąta opasania i zaliczyć je należy do klasy 1. Grupa ta obejmuje następujące urządzenia: a. podwójne koło pędne, b. kabestan, c. kołowrót do nawijania liny. Dla tych urządzeń zasadniczy wpływ będzie mieć zwiększający się kąt opasania. Nie bez znaczenia pozostaje też współczynnik tarcia. Jego wielkość dla tej grupy zawiera się w granicach od 0,13 do 0,14 przy pracy na żeliwie. Zakres od 0,13 do 0,14 $\pm 5\%$ odnosi się do konstrukcji liny i wynosi on 0,13 dla liny współzwitej, 0,14 dla liny przeciwwzitej. Natomiast na obniżenie współczynnika tarcia będzie miało wpływ pełzanie liny tym większe im większa będzie różnica napięć $S_1 - S_2$ — S_2 . W tablicy 1 zestawiono szereg wartości $S_1 : S_2 = e^{\mu \alpha}$ dla kąta opasania odpowiadającego wielokrotności π od 1 do 5, gdyż takie opasanie jest stosowane praktycznie. Kąt należy wyliczyć ze wzoru

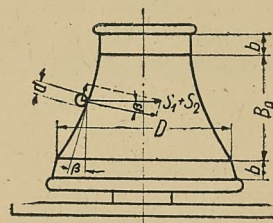
$$\alpha = \frac{2\pi \cdot x}{360^\circ}$$

gdzie dla α_x należy wstawić wielkość kąta w stopniach od 180 do 900°.

wieży przechodzi przez krążek k_1 jako nadsiębierna na koło pędne P_1 , które opasuje na obwodzie π . Dalej jako podsiebierna schodzi na koło kierunkowe E , ażeby jako nadsiebierna opasać koło pędne P_2 na obwodzie $1,5 \pi$. Wreszcie jako podsiebierna przez krążek k_2 schodzi na



Rys. 1. Podwójne koło pędne



Rys. 2. Kabestan

drugie koło linowe. Naturalnie, że za każdym wyciągiem kierunek ruchu liny zmienia się. Przy tych jednakowych zmiennych naciągach żłobki na kołach pędnych powinny się jednakowo zużywać. Średnica kół linowych i pędnych jest mała. Zginanie liny następuje na małym promieniu. Prócz tego występuje stałe przesuwanie się liny w rowkach P_1 , P_2 , pod wpływem różnicy napięć i wydłużeń. Za każdym wyciągiem lina pełza, zdziera wykładzinę, niszcząc zarazem własne druty.

Tablica 1

Wartości $S_1 : S_2$

Kąt opasania odpowiadający wielokrotności π								Współczynnik tarcia		Lina po wykładzinie z
$\pi_x =$	1	1,5	2	2,5	3	4	5	rzeczywisty	pozorny	
$\alpha_x =$	180°	270°	360°	450°	540°	720°	900°			
$\alpha =$	3,14	4,7	6,28	7,8	9,4	12,5	15,7			
	$S_1 : S_2 = e^{\mu \alpha}$									
poz	a	b	c	d	e	f	g	μ	μ'	
1	1,50	1,87	2,26	2,81	3,4	5,1	7,6	0,13	—	żeliwa
2	1,56	1,97	2,4	3,03	3,7	5,8	9,0	0,14	—	rys. 2 i 3
3	1,62	2,06	2,6	3,3	4,1	6,6	10,0	0,15	0,15	rys. 7
4	1,87	2,67	3,6	4,9	6,75	12,9	13,7	0,2	—	skóra i brzość
5	2,2	3,35	3,95	7,3	12,7	13,7	14,9	0,25	—	drzewo dębowe
6	5,85	13,1	14,2	15,5	17,0	20,1	24,0	0,55	—	guma i bawełna
7	6,75	13,4	14,7	16,1	17,8	21,5	26,0	0,6	—	becorit rys. 1
8	3,0	5,45	9,45	13,3	14,0	15,6	17,5	—	0,35	żeliwo rys. 4 i 5
9	5,3	12,8	13,9	15,1	16,4	19,4	22,7	—	0,52	żeliwo rys. 6
10	3,63	7,0	13,0	13,7	14,7	16,7	18,7	—	0,4	żeliwo rys. 8

a. Podwójne koło pędne. Jest to szczególny przypadek rozwiązania koła pędnego i w praktyce rzadko stosowany. Układ taki znalazł zastosowanie w kopalni Radzionków, szyb Karol. Normalnie przy przebudowie maszyny wyciągowej bębny zostają zdemontowane, a nowe koło pędne osadzone na wale w płaszczyźnie środkowej. Wyjście liny na koła linowe obok siebie nie może przekraczać kąta $= 1^\circ 30'$. Takie rozwiązanie nie było możliwe. Maszyna wyciągowa znajduje się za blisko szybu i przy normalnym układzie koła pędnego, kąt wejścia liny wynosiłby 2° . Dlatego bębny przebudowano na dwa koła pędne (rys. 1). Lina w tym układzie ulega pięciokrotnemu zginaniu. Z koła linowego na

Dlatego okres pracy liny nie przekracza jednego roku. Z tego powodu należałoby zbadać, czy nie występują tu zjawiska opisane dalej pod B. e. Jednak przy takim układzie, zwiększenia kąta opasania do $2,5 \pi$ i zastosowaniu w tym przypadku wykładziny z becoritu, przy współczynniku tarcia $\mu = 0,6$ stosunek $S_1 : S_2 = 16,10$, jest korzystny i pozwala na zwiększenie ciężaru użytecznego.

b. Kabestan. Jest to krążek stożkowy (rys. 2), wykonany w ten sposób, że jego największa średnica znajduje się po stronie liny nabiegającej o napięciu S_1 , a mniejsza po stronie liny zbiegającej o mniejszym napięciu S_2 . Dlatego też lina w czasie obracania się krą-

żka ześlizguje się z większej średnicy na mniejszą. Powstaje miejsce dla nowonawijających się pierścieni. Z uwagi na swoją prostotę, kabestan często znajduje zastosowanie w bocznicach kopalnianych do przetaczania wagonów, przy montażach i na placach budowy. Zbieżność stożkowego płaszcza, czyli kąt nachylenia β do osi krążka musi być tak dobrany, ażeby nawijające się pierścienie mogły spychać poprzednie od dołu do góry. Stąd kąt β , musi być większy od największego kąta tarcia φ , którego styczna (tangens) jest równa współczynnikowi tarcia μ . A zatem $\mu = \operatorname{tg} \varphi = 0,146 \pm \pm 5\% = \frac{1}{6,5}$ do $\frac{1}{7} = 8^\circ$ do 9° ; $\operatorname{tg} \beta > \operatorname{tg} \varphi > \frac{1}{6,5}$ do $\frac{1}{7}$,

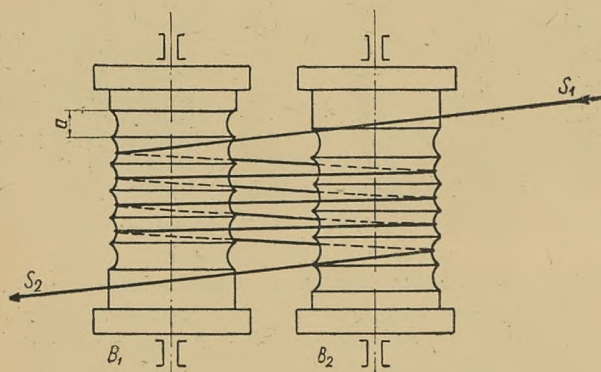
przyjmuje się $\operatorname{tg} \beta = \frac{1}{5}$, $\beta = 12^\circ$. Dla wymaganej różnicy natężeń $S_1 - S_2$ i stosunku $S_1 : S_2$, łatwo obliczyć z tablicy 1 ilość wymaganych pierścieni, czyli wielkość kąta opasania. Z ilości pierścieni i średnicy liny łatwo obliczyć wysokość B_0 stożkowej części krążka. Należy też dodać pierścienie zapasowe przy uwzględnieniu śrubowego nawijania się liny. Wysokość $B_0 = (z + 2) \cdot d$, gdzie

z — ilość pierścienia ustalona z tablicy 1,

d — średnica liny,

2 — pierścienie zapasowe.

Wskazane jest, ażeby u góry krążek otrzymał poszerzenie na wysokości a , które zabezpiecza przed zeskaakiwaniem liny przez obrzeże. Na dole natomiast zwężenie na wysokości b , ażeby lina łatwiej wchodziła na stożek. Średnia z kątów a , b musi być równa kątowi β . Kabestan jest prostym mechanizmem, który pozwala na osiągnięcie dużej różnicy natężeń $S_1 - S_2$. Jednak zabieranie, czyli zaciąganie liny jest gwałtowne. Zużycie liny na takim krążku jest znacznie większe niż na dobrze obrobionym żłobku linowym. Jest to spowodowane ruchami liny o wypadkowych prostopadłych i równoległych do osi. Pełzanie liny Δl , spowodowane długością liny opasanej na krążku $= z \cdot D \cdot \pi$, jest znaczne. Może to spowodować nadmierne poślizgi i nagle poluzowanie pierścieni, które się przenosi na podnoszone lub zaciągane ciężary. Stąd kabestanu używa się do krótkotrwałych zadań, do ruchu ciągłego jest nieprzystający, tym mniej do podnoszenia ciężarów.



Rys. 3. Kołowrót do nawijania liny

c. *Kołowrót do nawijania liny.* Urządzenie to nazywane windą frykcyjną, jest dodatkowym zespołem urządzenia wyciągowego z kołem pędnym. Bębny cylindryczne tej windy o gładkich rowkach nie są tak proste jak kabestan lub zwykłe koło pędne. Lina na takich bębnach pracuje 2,5 razy krócej niż na kole o gładkim żłobku. Dlatego kołowrót tego typu znajduje tam zasto-

sowanie, gdzie poprzednio wymienione urządzenia nie mogą pracować (rys. 3). Rowki na obu bębnach są względem siebie przesunięte. Lina nabiegająca S_1 opasuje bęben B_1 na obwodzie $= \pi$ i zostaje przeciągnięta na żłobek bębna B_2 , przesuniętego o szerokość $= \frac{1}{2} a$.

Oba bębny obracają się z tą samą szybkością. Niekorzystny jest nacisk osi na łożyska, który przy czterokrotnym opasaniu każdego bębna o kąt π wzrasta do wielkości 4. ($S_1 + S_2$). Nacisk ten można uchwycić krążkami ciernymi, zabudowanymi pomiędzy łożyskiem a tarczą na cbrzeżu bębna. O ile rowki na linę wyrabiają się nierównomiernie, wówczas bęben o większej średnicy stara się przyciągnąć do siebie drugi bęben. W ten sposób kołowrót pracuje jak gdyby wielokrążek różnicowy. Wskutek tego występują znaczne natężenia w linie, wywołujące duże siły prostopadłe do osi.

B. *Urządzenia pracujące na dole.* Są to przeważnie różnego rodzaju kolejki linowe, których działanie opiera się albo na wskaźniku zdolności zabierania μ' , albo na zwiększonym kącie opasania α względnie na obu wyznacznikach łącznie. W tym też porządku zostały opisane:

1. Urządzenia pracujące na wskaźniku zdolności zabierania μ' :

- a. kolejka linowa o kole pędnym z ciasnym żłobkiem,
- b. kolejka linowa z kołem tarczowym i wieńcem o ciasnym żłobku,
- c. kolejka linowa z kołem pędnym Karlika.

2. Urządzenia pracujące na zwiększonym kącie opasania α :

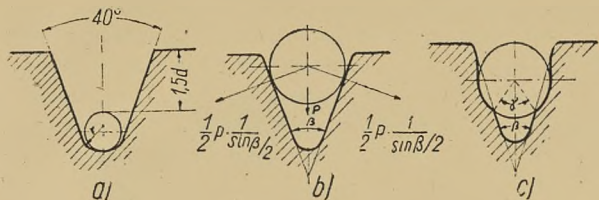
- d. koło pędne o normalnym żłobku i o większym kącie opasania,
- e. różnicowy układ dwóch kół linowych o normalnym żłobku,
- f. kolejka linowa Ohnesorge,
- g. koło pędne paraboliczne.

a. *Koło pędne z wieńcem o ciasnym żłobku.* Normalny żłobek koła linowego powinien być dostosowany do średnicy liny, tak aby otrzymać jak najlepsze warunki przylegania i jak najmniejsze zginięcie drutów. Na rysunku 4a podano przykład normalnego typowego żłobka o promieniu $r = \frac{1}{2} \cdot d + (1 \text{ do } 3 \text{ mm})$. O ile

promień żłobka r będzie mniejszy, a linę na kole skieruje się za pomocą krążków, jak na rysunku 7, to na kole można otrzymać pozorny współczynnik tarcia równy wskaźnikowi zabierania $\mu' = 0,2$ do $0,39$, średnio $0,35$. W wieńcu lina się deformuje wskutek nacisku bocznego i zostaje wgniatana do żłobka (rys. 4b). W ten sposób podnosi się wskaźnik zabierania. Jest to jednak połączone z szybkim zużywaniem się liny. O ile siłę wgniatającą linę oznaczyć przez P , to przy kącie β , nacisk boczny na linę jest większy, a tarcie pozorne wzrasta $\left(\frac{1}{2} P \cdot \frac{1}{\sin \beta} \right)$ krotnie, czyli przy kącie $\beta = 40^\circ$ — trzy

krotnie. W tych warunkach nie tylko lina ale i żłobek szybko się zużywają (rys. 4c). Wskutek tego zmniejsza się nacisk boczny na linę. O ile wielkość tego zużycia określa się np. kątem $\gamma = 80^\circ$, to kąt β wzrośnie do $(180 - 80) = 100^\circ$, a $\sin \frac{\beta}{2}$ z $0,34$ do $0,77$. Poprzedni trzykrotny wskaźnik zabierania spadnie na 1,3-krotne

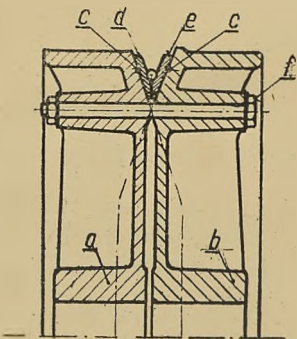
pozorne tarcie o wskaźniku zabierania $\mu' = 0,16$. Przy $\gamma = 100^\circ$, $\mu' = 0,2$. Koła pędne z wieńcem o ciasnym żłobku są szkodliwe dla liny. Należy je stosować dla



Rys. 4a, b, c. Koło pędne z ciasnym żłobkiem

mniejszych szybkości i obciążeń. W celu zmniejszenia szkodliwego działania Hymans i Hellborn zaproponowali uprzednie podtoczenie ścian wieńca (rys. 4c). Przez to jednak traci się znacznie na wskaźniku zabierania. Przy kącie opasania od 180 do 210° i $\mu' = 0,35$, stosunek $S_1 : S_2 = 3$ do $3,67$.

b. *Koło tarczowe z ciasnym żłobkiem.* Podobne działanie jak koło pędne opisane pod a. posiada koło tarczowe o ciasnym żłobku (rys. 5). Posiada ono tę zaletę, że zużycie ścian wieńca wyrażone wielkością kąta γ może być doregulowane. Koło pędne składa się z dwóch



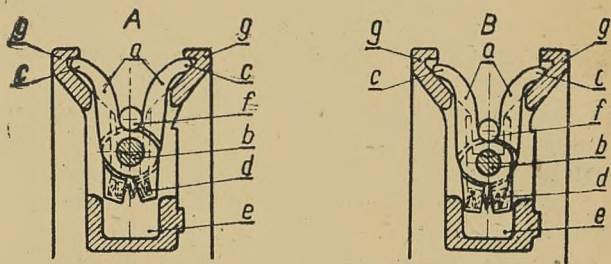
Rys. 5. Koło tarczowe z ciasnym żłobkiem

tarz $a - b$, posiadających na wewnętrznej stronie pierścienie o kulistym przekroju $c - c$. Pomiędzy tarczami $a - b$ jest włożony dwudzielny wieńiec $d - e$, który jest nałożony na pierścienie $c - c$. Połówki wieńca $d - e$ są względem siebie ruchome. Nacisk liny na ściany powoduje promieniowe dośrodkowe przesunięcie wieńca, a zatem ruch pierścieni $d - e$ do siebie, co ostatecznie powoduje zakleszczenie liny. Zużycie wieńca $d - e$ może być doregulowane przez dociągnięcie śrub f . Wówczas pierścienie $d - e$ przesuwają się cokolwiek do góry odśrodkowo. W ten sposób zostanie podprowadzona pod linę dalsza część niewyrobionego wieńca, albo też lina w wyrobionej ścianie wieńca zostanie silniej ściśnięta, dopóki z czasem nie przylegnie do samego dna. Przy kącie opasania 210° wskaźnik zdolności zabierania μ' został ustalony doświadczalnie na $0,3$ do $0,35$, przez co osiągnięto korzystne $S_1 : S_2 = 3,67$.

c. *Koło pędne Karlika.* Na obwodzie koła pędnego są w odstępach rozmieszczone liczne zaciski nożycowe (rys. 6). Ramiona nożyc $a - a$ są parami osadzone na sworzniu b , wargi $c - c$ tych ramion opierają się na ukośnych obrzeżach wieńca $g - g$. Po drugiej stronie, między ramionami pod sworzniem b jest wstawiona sprężyna d . Natężenie liny f spowoduje promieniowy nacisk na nożyce, które lina pociąga za sobą. Przy tym ruchu ramion $a - a$, wargi $c - c$ przesuwają się dośrodkowo po skośnych obrzeżach $g - g$. Lina f zostaje uchwycona i zakleszczona. Równocześnie zostaje napięta sprężyna d . Po ustaniu napięcia w linie sprężyna d rozpycha i otwiera nożyce. Ruch ten przyspiesza odpowiednio uformowane koryto e na obwodzie wieńca. Ramiona $a - a$ i wargi $c - c$ powracają do pozycji wyjściowej. Przy kącie opasania 210° osiągnięto na tym

kole doświadczalnie wzrost natężenia w linie w stosunku $S_1 : S_2 = 6,6$, przy wskaźniku $\mu' = 0,52$.

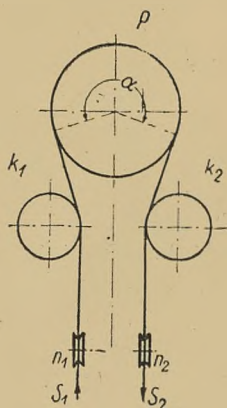
d. *Zwykłe koło pędne o normalnym żłobku i o większym kącie opasania.* Już przy urządzeniach pracujących na powierzchni zaznaczono, jak wielkie znaczenie dla podwyższenia stosunku $S_1 : S_2$ posiada kąt opasania α . Niektóre urządzenia znajdujące zastosowanie na dole pracują na zasadzie tego wyznacznika. Wystarczy przed zwykłe koło pędne żeliwne o normalnym żłobku (rys. 7) zabudować zespół krążków nośnych n_1/n_2 i kierujących k_1/k_2 ściśnionych, ażeby powiększyć kąt opasania. W takim układzie można osiągnąć $\alpha = 225^\circ$, co w stosunku do normalnego opasania $= 180^\circ$, odpo-



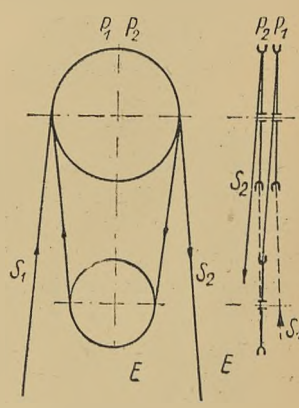
Rys. 6. Koło pędne Karlika. A — nożyce otwarte, B — nożyce zamknięte

wiada 1,25-krotnemu powiększeniu pozornego współczynnika tarcia μ' . Na tej drodze otrzymuje się wskaźnik zabierania $\mu' = 1,25 \cdot (0,12 \text{ do } 0,13) = 0,15 \text{ do } 0,16$, a stosunek $S_1 : S_2 = 1,66 \text{ do } 1,75$.

e. *Różnicowy układ dwóch kół pędnych o normalnym żłobku.* Przy układzie dwóch kół pędnych P_1 i P_2 z jednym kołem kierującym E osiąga się znaczny kąt opasania (rys. 8). Lina z koła pędnego P_1 , na który nabiega z natężeniem S_1 , po opasaniu obwodu $= \pi$, przechodzi na koło E , z którego jest kierowana na koło pędne P_2 . Stąd schodzi z natężeniem S_2 . Cały kąt opasania waha się zależnie od średnicy kół od 2 do 3π . Współczynnik tarcia rośnie pozornie 2 do 3 -krotnie. Doświadczalnie stwierdzono wzrost wskaźnika zabiera-



Rys. 7. Koło pędne o normalnym żłobku



Rys. 8. Układ różnicowy dwóch kół pędnych

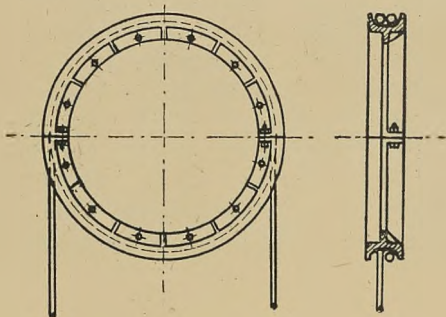
nia na $\mu' = 0,25$ do $0,4$. W układzie tym występuje nierównomierne zużywanie się żłobków na kołach P_1 i P_2 , ponieważ kierunek liny jest stale jednakowy. Przy większym natężeniu S_1 na koło pędne P_1 wystąpi wcześniejsze większe zużycie żłobka. Z czasem średnica opasania na kołach P_1 i P_2 osiąga znaczną różnicę. Po stronie koła P_2 o większej średnicy i większym kącie

opasania, lina powinna być dłuższa. Tej długości nie może dostarczyć koło pędne P_1 o mniejszej średnicy. Wystąpią znaczne naprężenia w odcinkach lin między osią kół pędnych a osią koła kierującego, usiłujące te dwie osie ściągnąć do siebie. Naprężenia odpowiadają działaniu wielokrotną różnicowego. Układ taki dla podnoszenia znacznych ciężarów jest mało przydatny, mimo osiągnięcia dużego stosunku $S_1 : S_2$. Przy $\mu' = 0,2$ i $\alpha = 2$ do 3π , stosunek ten wynosi od 3,6 do 6,75, przy $\mu' = 0,4$, od 13 do 14,7.

f. *Napęd linowy Ohnesorge*. Napęd ma bęben cierny, na którym jest opasany kilkakrotnie łańcuch bez końca. Bęben ten w czasie obrotu podaje łańcuch ze strony zbiegającej na nabiegającą i powoduje jego poosiowe przesuwanie się na stronę zbiegającą. Ogniwa łańcucha posiadają odpowiednio dobrany kształt, ażeby zapewnić ich zabieranie przez bęben. Po stronie grzbietowej ogniwa lina ciągnąca układa się w żłobku o odpowiednim profilu. Napęd linowy o bębnie ciernym może być korzystnie zastosowany tam gdzie ani koło pędne gładkie, ani z wykładziną ani o ciasnym żłobku nie mogą być użyte. Odpowiednio do długości liny opasującej bęben i poślizg jest niewielki. Nacisk na żłobek jest znaczny, podobnie jak przy windzie frykcyjnej. Wielkość tego nacisku przy trzykrotnym pełnym opasaniu określa wzór

$$p = \frac{6(S_1 + S_2)}{6 \cdot d \cdot D} = \frac{S_1 + S_2}{d \cdot D}$$

g. *Koło pędne paraboliczne*. Jest to odmiana koła pędno maszyn wyciągowej (rys. 9). Lina spoczywa



Rys. 9. Koło pędne paraboliczne

w żłobku bez wykładziny. Przy parabolicznym kształcie wieńca i kilkakrotnym opasaniu, kształt ten powoduje, że lina ma skłonność staczania się na dno żłobka, ponieważ w tym miejscu średnica koła pędno jest najmniejsza. W czasie wydobywania ruch koła jest jednak zmienny, dlatego ostatni pierścień liny, spoczywający na dnie żłobka musi mieć miejsce do przesuwania się na drugą stronę paraboli wieńca, ażeby nie dopuścić do nakładania się pierścieni na siebie. Przy tym ruchu lina ślizga się poprzecznie, od pierścienia o większej średnicy na dno żłobka. Wskutek tego następuje luzowanie się liny i szarpanie podobnie jak przy kabestanie. Dlatego też takie koło pędne u maszyn wyciągowych nie może przekraczać kąta opasania $\alpha = 3\pi$. Nie można więc dopuścić do dużych nateżeń w linie. Koło pędne paraboliczne jest odpowiednie do maszyn szybkowych umieszczonych w komorze nad szybem, bądź też (korzystniej) na dole, gdyż wtedy można wybierać pokład bez filara ochronnego. Należy tylko w odpowiednim czasie przenieść koła linowe na niższy poziom.

C. *Normalne koło pędne z wykładziną*. W tym szczególnym przypadku chodzi o koło pędne maszyn wyciągowych szybkowych. Koła pracują przy kącie $\alpha = 1$ do $1,35\pi$, z wykładziną z materiałów organicznych (drewno, skóra, bawełna). Zaliczyć je należy do klasy 2. Dla tych urządzeń podstawowym wyznacznikiem jest współczynnik tarcia μ . Koło pędne z wykładziną organiczną, szczególnie w górnictwie zagranicznym było powodem pożarów na dole. Ilość ciepła jaka się wywiązuje przy dłuższym ślizganiu się liny po wykładzinie jest znaczna. Powodem ślizgania się może być albo niedbała obsługa ze strony maszynisty, albo samowola załogi. Zdarzały się przypadki, że maszynista został nagle odwołany lub z innej przyczyny oddalał się pozostawiając maszynę na małych obrotach. Często jednostki spośród załogi z braku maszynisty uruchamiały dla zjazdu maszynę na małe obroty i oddalały się pod szyb, nie troszcząc się o skutki spowodowane samowolą. Dla przedstawienia jaka ilość ciepła wywiązała się wskutek tarcia liny po wykładzinie, podano poniższy przykład liczbowy. W szybiku pracuje maszyna z kołem pędym o kącie $\alpha = 180^\circ$, $\mu = 0,2$, $e^{\mu\alpha} = 1,87$. Po stronie nabiegającej o większym nateżeniu $S_1 = 1200$ kg, ze wzoru $S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha}$, $S_2 = S_1 : e^{\mu\alpha} = 1200 : 1,87 = 650$ kg. Inaczej $S_1 = 650 \cdot 1,87 = 1200$ kg. Szybkość jazdy ludzi $v = 2$ m/sek. Wykonana praca mechaniczna $(S_1 - S_2) \cdot v = (1200 - 650) \cdot 2 = 1100$ mkg/sek. Ta praca zamieniona na ciepło tarcia przy $\mu = 0,2$ wynosi $\frac{1100}{427} = 2,6$ kcal/sek. Dla porównania

może posłużyć ilość ciepła jaką wydzieli pełno otwarty palnik Bunsena. Ilość zużytego gazu wynosi 7 litrów/min. Przy dolnej granicy opałowej 5000 kcal/m³, ilość wydzielonego ciepła wynosi $\frac{5000 \cdot 7}{1000} = 35$ kcal/min,

a więc $35 : 60 = 0,58$ kcal/sek. Dla należytej oceny niebezpieczeństwa wybuchu pożaru przy wykładzinie należy zwrócić uwagę na następujące właściwości:

1. czy wykładzina jest niepalna, 2. czy posiada duże przewodnictwo cieplne, 3. jaki jest rodzaj i wielkość opiłków i jak się zachowują, 4. wielkość współczynnika tarcia wykładziny i jej zachowanie się przy nagrzaniu.

1. Organiczna wykładzina przez impregnację staje się trudnozapalna. Oznacza to, że po zapaleniu włókna wykładziny w płomieniu się zapalają ale po jego usunięciu zgasną. Z chwilą gdy włókna zostaną w płomieniu zagrzane do temperatury 180° , zaczną się żarzyć i żarzą się przez pewien czas po usunięciu płomienia. Przy temperaturze 180° nastąpi najpierw zgazowanie palnych składników. Jak długo nagromadzone ciepło będzie podtrzymywać żarzenie? O ile np. wykładzina z bawełny zostanie podgrzana do wymaganej temperatury, to ilość ciepła potrzebna do zgazowania będzie znaczna. Wywołane żarzenie się resztek wykładziny może być przez przeciąg powietrza podsyćane w tym stopniu, że powstanie znowu płomień. Te same uwagi w większym stopniu odnoszą się do opiłków z wykładziny drewnianej. Praktycznie istnieje mała możliwość, aby przez impregnację zapobiec zapaleniu się wykładziny.

2. Przy dobrym przewodnictwie materiału wykładziny można nie dopuścić do akumulacji ciepła o powstania temperatury zapłonu w jakimkolwiek miejscu na obwodzie koła. Ciepło to rozkłada się częściowo i na linę, ale jest bardziej niebezpieczne dla wykładziny.

Liczby w tablicy 2 przedstawiają przewodnictwo cieplne dla niektórych materiałów stosowanych w wykładzinach. Przewodnictwo cieplne λ wyraża w kcal ilość ciepła jaka przepływa przez 1 cm² powierzchni płyty o grubości 1 cm przy różnicy temperatury 1 °C.

Tablica 2

Przewodnictwo cieplne

Materiał	$\lambda \cdot 10^3$
Bawełna	od 0,13 do 0,16
Azbest	od 0,27 do 0,50
Guma	od 0,30 do 0,50
Drzewo	od 0,30 do 1,00
Żelazo	od 80 do 150
Aluminium	od 450 do 500

3. Zachowanie się opiłków będzie zależeć przede wszystkim od ich wielkości. Większe opiłki zabierają

z sobą znaczną ilość ciepła, dlatego łatwiej mogą zapalić sąsiadujące z nimi materiały organiczne np. pakule. Należy zwrócić uwagę na niektóre materiały jak bawełnę, której cząstki mogą działać jak knot i wciągać w siebie olej.

4. Na zgrzanie się wykładziny duży wpływ ma współczynnik tarcia. O ile współczynnik ten będzie dostatecznie wielki to przy małych obrotach maszyna może stanąć. W takim przypadku nie ma obawy zapalenia się wykładziny. Gdy silnik będzie mocniejszy albo obroty znaczne, nastąpi ślizganie się liny po wykładzinie i zapalenie.

Literatura

1. Aluminium. Maj 1938.
2. Becorit-Berichte.
3. Fördertechnik, 1951, zeszyty 5/6, 11/12, 19/20.
4. Glückauf 1937, nr 40.
5. Fritsche. Bergbaukunde II Band, 6. Auflage.

621.23

PRZEKŁADNIE HYDROKINETYCZNE

Mgr inż. Kazimierz Szablowski

Treść: Artykuł podaje podział przekładni hydraulicznych, opis działania sprzęgieł hydraulicznych i przekładni hydrokinetycznych oraz ich charakterystyki pracy.

Przekładnie hydrauliczne, w których moment obrotowy jest przenoszony z jednego wału na drugi za pomocą cieczy, dzielą się na dwie grupy:

1. przekładnie hydrostatyczne składające się z pompy wyporowej najczęściej tłokowej, która przepycha ciecz do silnika również najczęściej tłokowego;

2. przekładnie hydrokinetyczne, które składają się z wirnika pompy i wirnika turbiny. Wirnik pompy udziela cząsteczkom cieczy energii kinetycznej, którą następnie przejmuje wirnik turbiny.

W górnictwie spotyka się tylko przekładnie hydrokinetyczne i dlatego w dalszym ciągu tylko te będą omawiane.

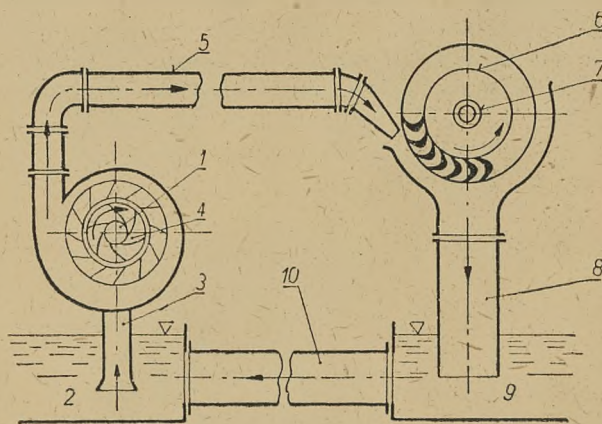
Przekładnie hydrokinetyczne pojawiły się najpierw w marynarce przy połączeniu silnika z śrubą okrętową, następnie stosowane były w połączeniu z silnikami stacijnymi (1902 Föttinger). W ostatnich latach postępu mechanizacji górnictwa znalazły zastosowanie również w górnictwie między innymi przy maszynach wyciągowych.

Do najważniejszych własności przekładni hydrokinetycznych należy zaliczyć:

1. dostateczną pewność pracy,
2. wysoką sprawność,
3. elastyczność połączenia,
4. możliwość dopuszczenia przeniesienia momentu obrotowego tak od strony wału napędowego do wału napędzanego, jak również w kierunku przeciwnym. Jest to ważne przy podnoszeniu i opuszczaniu ciężarów,
5. łatwość obsługi.

Zasadniczy schemat przekazywania energii za pomocą pompy i turbiny podaje rys. 1. Wał 1 pompy odśrodkowej 4 połączony jest z silnikiem. Silnik napędza

pompę, która zasysając ciecz ze zbiornika 2 przewodem ssawym 3 podaje ją przewodem tłocznym 5 do turbiny 6, a ta z kolei porusza wał 7 połączony z mechanizmem napędowym. Ciecz wychodząc z turbiny przebiega przewodem 8 do zbiornika 9 połączonych



Rys. 1. Schemat współdziałania pompy z turbiną

ze zbiornikiem 2 przewodem 10. Ze zbiornika 2 ciecz ponownie zostaje zassana pompą odśrodkową i cykl się powtarza.

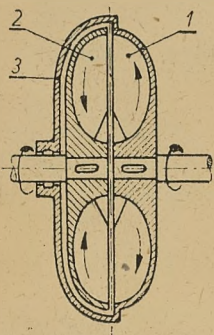
Najprostszym typem przekładni hydrokinetycznej jest sprzęgło hydrauliczne (rys. 2), złożone z trzech zasadniczych części: wirnika pompy 1, wirnika turbiny 2 i obudowy 3. Wirnik pompy połączony jest z silnikiem, zaś wirnik turbiny z maszyną roboczą. Pokrywa przymocowana śrubami do wirnika pompy obraca się wraz z nim. Wirnik turbiny mieści się w wewnętrznej przestrzeni pokrywy. Między wirnikami istnieje

szczelina wielkości kilku milimetrów. Łopatki wirników są płaskie ułożone promieniowo.

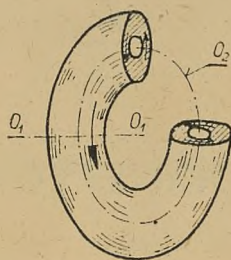
Wskutek obrotu wirnika pompy, ciecz wypełniająca kanały międzyłopatkowe, pod wpływem działania siły odśrodkowej, przesuwa się ku zewnętrznemu obwodowi. Część cieczy mająca nabytą energię kinetyczną w wirniku pompy zostaje przepchnięta do kanałów międzyłopatkowych wirnika turbiny. Energię tę oddaje wirnikowi turbiny, wskutek czego wirnik turbiny zaczyna się obracać.

W czasie pracy sprzęgła hydraulicznego, gdy łopatki wirnika mijają się z łopatkami wirnika turbiny, następują zakłócenia w krążeniu cieczy. Aby wszystkie łopatki obu wirników nie miały się jednocześnie, wirnik pompy różni się od wirnika turbiny ilością łopatek.

W przestrzeni roboczej tworzy się hydrauliczny pierścień (rys. 3) wirujący równocześnie wokół osi wa-

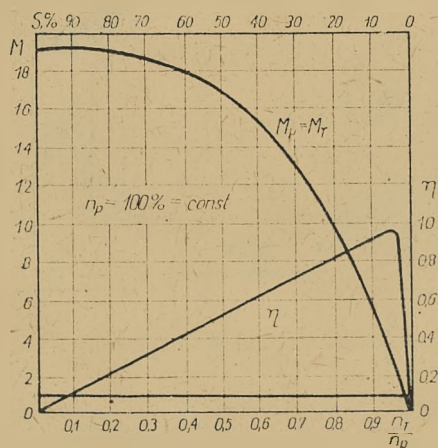


Rys. 2. Sprzęgło hydrauliczne



Rys. 3. Pierścień hydrauliczny w przestrzeni roboczej

łów O_1O_1 w płaszczyźnie prostopadłej, jak również wokół swej osi centralnej O_2 . Kierunek i prędkość wirowania strumienia wokół jego osi O_2 zależy od różnicy prędkości obwodowych kół roboczych. Gdy stosunek ilości obrotów wirnika pompy do ilości obrotów wirnika turbiny jest większy od jedności, to strumień wiruje w jedną stronę, przy stosunku odwrotnym,



Rys. 4. Wykres sprawności sprzęgła hydraulicznego

w drugą stronę. W drugim przypadku role wirników zamieniają się i wirnik turbiny staje się wirnikiem pompy, wirnik pompy zaś, wirnikiem turbiny. Jeżeli ilość obrotów wirnika pompy jest równa ilości obrotów wirnika turbiny, strumień nie wiruje wokół osi O_2 . Kierunek wirowania strumienia hydraulicznego

wokół osi O_1O_1 uwarunkowany jest kierunkiem obrotów wirnika pompy.

Wirujący pierścień hydrauliczny jest ośrodkiem przenoszącym moc z wału napędzającego na wał pędzony. Częsteczki cieczy nabywają w wirniku pompy energię kinetyczną, oddają ją w wirniku turbiny a następnie wpadają z powrotem do wirnika pompy.

Wielkość i kierunek przekazywanego przez sprzęgło hydrauliczne momentu obrotowego zależą od względnej prędkości kół roboczych, przy czym wielkości momentów na obu wałach, tj. napędzającym i pędzonym są zawsze równe, co jest zasadniczą właściwością sprzęgła hydraulicznego.

Opóźnienie się wału wirnika turbiny względem wału wirnika pompy określa współczynnik poślizgu, który wyraża się wzorem

$$S = \frac{n_p - n_t}{n_p} \quad (1)$$

gdzie

S — współczynnik poślizgu,
 n_p — obroty wału wirnika pompy,
 n_t — obroty wału wirnika turbiny.

Na rys. 4 przedstawiony jest wykres sprawności sprzęgła hydraulicznego w zależności od stosunku obrotów wirnika turbiny do obrotów wirnika pompy względnie w zależności od poślizgu S . Na skutek poślizgu powstają w sprzęgle hydraulicznym straty. Część mocy zamienia się na ciepło. W przypadku poślizgu $S = 1$ sprawność sprzęgła hydraulicznego równa jest 0. Ze wzoru (1) i z rysunku 4 wynika, że w granicach pracy sprzęgła wartość liczbową sprawności wynosi

$$\eta = 1 - S = \frac{n_t}{n_p} \quad (2)$$

Przyjmując następujące oznaczenia

N_p — moc na wale pompy,
 N_t — moc na wale turbiny,
 M_p — moment obrotowy na wale pompy,
 M_t — moment obrotowy na wale turbiny

otrzymuje się

$$M_p = 716,2 \frac{N_p}{n_p} \text{ kGm} \quad (3)$$

oraz

$$M_t = 716,2 \frac{N_t}{n_t} \text{ kGm} \quad (4)$$

Z powodu poślizgu moc na wale napędzanym jest mniejsza od mocy na wale pędzącym

$$N_t = \eta \cdot N_p \quad (5)$$

a obroty wału napędzanego są mniejsze od obrotów wału pędzącego, wzór (1)

$$n_t = n_p \cdot (1 - S) \quad (6)$$

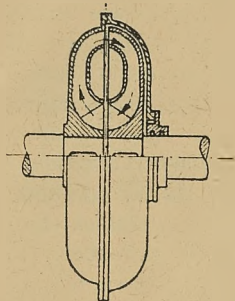
Biorąc pod uwagę wzory (2, 3, 4, 5) i (6) otrzyma się

$$M_t = M_p \quad (7)$$

Ze wzoru (7) wynika, że moment obrotowy na wale napędzanym sprzęgła hydraulicznego jest zawsze równy momentowi obrotowemu na wale pędzącym, bez względu na wielkość poślizgu. Na rys. 4 przedstawiona jest charakterystyka sprzęgła hydraulicznego ilustru-

jąca zależność momentu obrotowego na wale napędzanym i pędzącym w zależności od stosunku obrotów n_t/n_p bądź też poślizgu S . Sprzęgło hydrauliczne pozwala na przeciążenie przy obniżonej sprawności, jeżeli tylko przeciążenie jest dopuszczalne ze względu na silnik, z którym jest połączone, gdyż silnik powinien pokonać moment obrotowy na wale pędzonym.

Rys. 5 przedstawia inne rozwiązanie sprzęgła hydraulicznego. Oba wirniki mają pierścień wewnętrzny, dzięki któremu silniej zaznaczony jest tor przepływu cieczy.



Rys. 5. Sprzęgło hydrauliczne z wirnikami o pierścieniu wewnętrznym

Istnieją jeszcze inne odmiany sprzęgła hydraulicznego, jak ze zbiornikiem na ciecz i bez zbiornika, sprzęgła całkowicie i częściowo wypełnione cieczą, sprzęgła z możliwością częściowego zakrycia wirującego strumienia hydraulicznego za pomocą pierścieniowej zasłony, sprzęgła z możliwością zmiany wielkości szczeliny itd.

Regulowanie ilości obrotów wału napędzanego sprzęgła hydraulicznego może odbywać się przez zmianę ilości obrotów wału napędzającego, a także może odbywać się przy stałej prędkości wału napędzającego, drogą zmiany stopnia napełnienia przestrzeni roboczej sprzęgła, oraz częściowego zakrycia wirującego strumienia hydraulicznego za pomocą pierścieniowej zasłony lub przez zmianę szczeliny między wirnikami pompy i turbiny.

Zaletą sprzęgła hydraulicznego jest duża elastyczność połączenia zmniejszająca szarpnięcia i uderzenia w kołach zębatych, wadą zaś duża masa i znaczna bezwładność.

Przekładnia hydrokinetyczna różni się od sprzęgła hydraulicznego istnieniem nieruchomego koła łopatkowego tzw. kierownicy, która służy do zmiany momentu przy przekazywaniu mocy z wału napędzającego na wał pędzony.

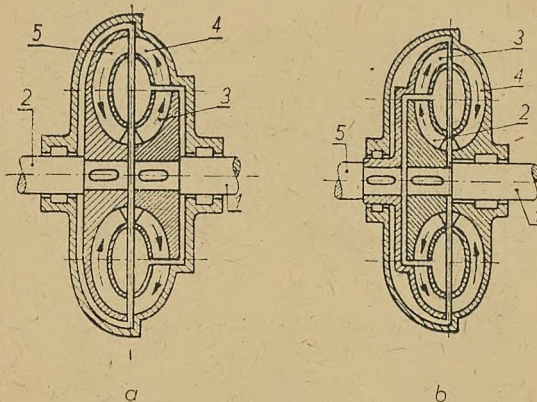
Charakterystyczną cechą przekładni hydrokinetycznej jest zmienny współczynnik przełożenia zależący od wielkości momentu oporu na wale pędzonym. Ta osobliwość jest cechą charakterystyczną różniącą przekładnie hydrokinetyczne od przekładni zębatych, w których przeniesienie nie zależy od wielkości obciążenia. Zmienny współczynnik przełożenia zwiększający się przy wzroście momentu oporu i zmniejszający się przy zmniejszeniu obciążenia na wale pędzonym zapewnia w przybliżeniu stały moment oporu na wale pędzącym, tj. na wale silnika. W ten sposób przez zastosowanie połączenia maszyny roboczej z silnikiem za pomocą przekładni hydrokinetycznej zabezpiecza się automatycznie przed przeciążeniem silnika.

Schematyczne przekroje przekładni hydrokinetycznych różnych konstrukcji pokazano na rys. 6a i 6b. Konstrukcje te różnią się położeniem kierownicy. W pierwszym przypadku (rys. 6a) na wale 1 osadzony jest wirnik pompy 3, który podaje ciecz do nieruchomej kierownicy 4, skąd przedostaje się do wirnika turbiny 5, osadzonego na wale pędzonym 2. Z wirnika turbiny ciecz kieruje się ponownie na wirnik pompy. W drugim przypadku (rys. 7) na wale napędzającym 1 osadzony jest wirnik pompy 2, który podaje ciecz na

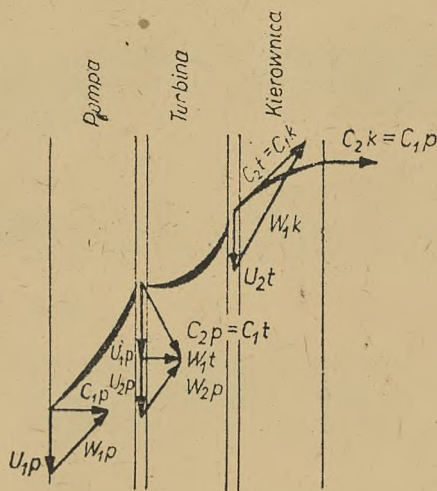
łopatki wirnika turbiny 3 osadzonego na wale pędzonym 5. Z wirnika turbiny ciecz przechodzi na nieruchomą kierownicę 4, z której wraca ponownie na wirnik pompy. W pierwszym przypadku kierownica poprzedza wirnik turbiny, w drugim zaś wirnik pompy.

Rysunek 7 przedstawia układ łopatek przekładni hydrokinetycznej w przypadku, gdy kierownica poprzedza wirnik pompy. Łopatki wirnika pompy i turbiny oraz kierownicy przekładni hydrokinetycznej nie są umieszczone promieniowo (nie są proste).

Zasada działania przekładni hydrokinetycznej jest analogiczna do zasady działania sprzęgła hydraulicznego. Wirujący strumień jest także ośrodkiem przenoszącym moc z wału napędzającego na wał napędzany. Częsteczki cieczy gromadzące energię kinetyczną w wirniku pompy, oddają ją w wirniku turbiny a następnie powracają znów do wirnika pompy.



Rys. 6a, b. Przekładnie hydrokinetyczne



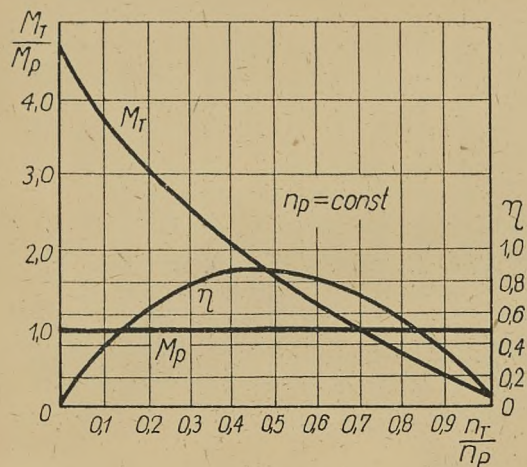
Rys. 7. Układ łopatek przekładni hydrokinetycznej

Na rys. 8 przedstawiona jest charakterystyka przekładni hydrokinetycznej. Przy małych liczbach obrotów wału turbiny n_t moment M_t znacznie przewyższa moment M_p na kole pompy przy stałej liczbie obrotów wału pędzącego. Przy pełnym hamowaniu pędzonego wału stosunek momentów

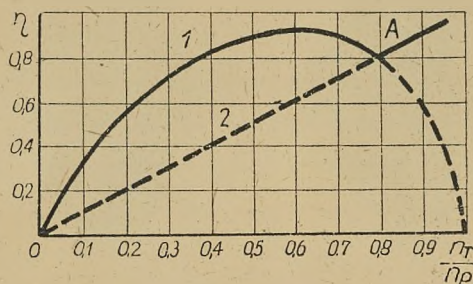
$$\frac{M_t}{M_p} \approx 5$$

Punkt, w którym moment obrotowy na wale napędzanym równy jest momentowi obrotowemu na wale pędzącym, nazywa się punktem sprzęgnięcia. W tym

punkcie przekładnia hydrokinetyczna pracuje jak sprzęgło hydrauliczne tj. $M_t = M_p$.



Rys. 8. Charakterystyka przekładni hydrokinetycznej



Rys. 9. Sprawność przekładni hydrokinetycznej i sprzęgła hydraulicznego

Sprawność przekładni hydrokinetycznej η zmienia się w szerokich granicach i osiąga maksimum w jednym punkcie (na rys. 9 dla $n_t/n_p = 0,5$). Punkt sprzę-

gnięcia przypada dla wartości liczbowej n_t/n_p równej sprawności η (na rys. 8 $n_t/n_p = 0,7$ i $\eta = 0,7$).

Regulacja koła napędzanego przekładni hydrokinetycznej podobnie jak sprzęgła może odbywać się przez zmianę ilości obrotów wału pędzącego lub przez zmianę napełnienia przestrzeni roboczej. Oprócz tego przekładnie specjalnej konstrukcji dopuszczają regulację przez zmianę położenia łopatek wirnika pompy.

Wyżej zostały opisane przekładnie jednostopniowe. Istnieją również przekładnie hydrokinetyczne wielostopniowe tj. mające jedną kierownicę i dwie turbiny lub dwie kierownice i dwie turbiny. Służą one do utrzymania wysokiego przełożenia momentu obrotowego, którego w przekładni jednostopniowej osiągnąć nie można.

Z rys. 8 widać, że praca przy niskich i wysokich obrotach względnych turbiny jest bardzo nieekonomiczna. Specjalnie ważny jest zakres wysokich obrotów turbiny, gdzie należy najczęściej pracować. Równocześnie z wyżej wymienionego rysunku wynika, że moment obrotowy turbiny powyżej punktu sprzęgnięcia szybko spada. Należy więc w punkcie sprzęgnięcia połączyć wały (napędzany i pędzący) za pomocą sprzęgła ciernego lub zamienić przekładnię hydrokinetyczną na sprzęgło hydrauliczne.

Na rysunku 9 pokazany jest wykres sprawności przekładni hydrokinetycznej i sprzęgła hydraulicznego. Poniżej wartości n_t/n_p odpowiadającej punktowi A sprawność przekładni jest większa od sprawności sprzęgła, powyżej zaś mniejsza. W celu uzyskania jak największego zakresu możliwie dużej sprawności η stosuje się odpowiednie urządzenia, które w tym artykule omawiane nie będą, pracujące do punktu A jako przekładnie a powyżej jako sprzęgła.

Celem niniejszego artykułu jest zwrócenie uwagi na przekładnie hydrokinetyczne, które z powodu swych zalet mogą mieć coraz większe możliwości zastosowania przy różnych maszynach górniczych.

622.794.4

ROLA ODWADNIACZY W PROCESIE WZBOGACANIA

Mgr inż. Zygmunt Szarafiński

Treść: Podano wyniki odwadniania koncentratu węglowego w podnośnikach kubełkowych, na przesiewaczach szybkobieżnych i w odwadniaczach odśrodkowych (wirówkach). Opisane przykłady wykazują, że rola odwadniaczy polega nie tylko na odwadnianiu węgla, ale równocześnie na częściowym wzbogacaniu odwadnianego produktu.

Wynikiem procesu wzbogacania węgla w osadzarkach wodnych jest zmniejszenie zawartości popiołu w węglu, co uzyskuje się przez usunięcie skały płonnej (i ewentualnie przerostów) z nadawy węgla surowego. Nadawa pozbawiona skały płonnej jest produktem wzbogacania, zwanym koncentratem, który pod względem zawartości popiołu powinien odpowiadać wymaganiom ustalonym na podstawie PN/G-97003. Proces wzbogacania w osadzarkach będąc operacją główną pozwala uzyskać koncentrat o niskim zapożyczeniu, jednakże ze względu na to, że odbywa się on w środowisku wodnym, gdzie na jedną tonnę nadawy przypada od 4 do 7 m³ wody, wymaga przeprowadzenia operacji uzupełniającej, mającej na celu odwodnienie węgla na specjalnych urządzeniach.

O ile odwadnianie sortymentów grubych i średnich nie nastręcza większych trudności, to dokładne odwadnianie sortymentów drobnych jest procesem bardziej skomplikowanym, wymagającym pracy kilku urządzeń i starannej ich obsługi. Niedokładne odwodnienie węgla energetycznego zmniejsza jego wartość opałową o ilość ciepła potrzebną do podgrzania i odparowania zawartej w nim wody, a tym samym powoduje zwiększenie jego zużycia. Wzrost zawilgocenia w mieszkach węgla gazowniczych i koksowniczych przeznaczonych do koksowania przedłuża okres koksowania i prowadzi do zmniejszenia produkcji koksu.

Z szerokiego wachlarza urządzeń odwadniających, obejmującego odwadniacze przesiewacze sortymentów grubych i średnich, sortymentów drobnych, mułu, od-

wadniacze odśrodkowe, filtry, elewatory, suszarnie termiczne i inne, artykuł niniejszy podaje wyniki odwadniania uzyskane na niektórych z nich.

Odwadnianiu poddano koncentraty dwóch typów węgla, wzbogaczanych w podobnych warunkach w tłokowych osadzarkach wodnych typu „Braunsa“. Dla odróżnienia dwóch rodzajów węgla nazwano je typami A i B.

Typ A jest wzbogaczany (teoretycznie) w klasie 22 ÷ 0,5 mm, otrzymanej z klasyfikacji wstępnej i po odpyleniu.

Typ B jest wzbogaczany (teoretycznie) w klasie 22 ÷ 5 mm, otrzymanej z klasyfikacji wstępnej. Klasa ta zawiera znaczną ilość podziarna, co należy tłumaczyć zawartością wilgoci przemijającej, wahającej się w granicach od 5 ÷ 20 %.

Ośrodek wodny, w którym odbywa się proces wzbogacania charakteryzuje się wielkim zanieczyszczeniem częściami stałymi, z których większość to części ilaste. Zagęszczenie w wodzie obiegowej nierzadko przekracza 150 g/l. Na wzbogacenie jednej tonny nadawy przypada 6,25 m³ wody obiegowej.

Przedmiotem badań jest koncentrat z osadzarek. Jakość koncentratów obu typów węgla wraz z wodą z osadzarek przedstawiono w tablicy 2. Dla zorientowania się w powstałych zmianach składu ziarnowego koncentratu podano również skład ziarnowy nadawy na osadzarki (tablica 1).

Porównując tablicę 1 i 2 nasuwają się następujące spostrzeżenia:

- wzbogacanie węgla odbywa się w specyficznych warunkach ze względu na wielką ilość części stałych w wodzie obiegowej, (łatwo rozpuszczalna skała płonna),
- części stałe w wodzie obiegowej zawierają około 30 % popiołu i wpływają na pogorszenie jakości koncentratu,
- potwierdzają się wypowiedzi z pracy doktorskiej prof. T. Laskowskiego, że ziarna poniżej 0,5 mm nie ulegają w osadzarkach wodnych wzbogacaniu, lecz przechodzą do produktów wzbogacania

Tablica 1

Skład ziarnowy nadawy na osadzarki

Klasa d mm	Typ A		Typ B	
	klasa 22 ÷ 0,5 mm		klasa 22 ÷ 5 mm	
	wychód	zawar- tość popiołu	wychód	zawar- tość popiołu
%				
> 18	3,56	20,1	4,40	70,0
18 ÷ 10	9,38	35,2	11,60	18,9
10 ÷ 5	28,21	33,9	20,90	36,4
5 ÷ 3	15,00	27,6	10,30	23,4
3 ÷ 1	20,91	20,9	22,25	24,9
1 ÷ 0,75	4,54	19,1	5,45	23,7
0,75 ÷ 0,5	4,44	23,6	5,40	27,3
0,5 ÷ 0	13,96	32,6	19,70	23,2
Całość	100	28,5	100	28,2

z taką samą zawartością popiołu, jaką miały w nadawie.

Odwadnianie koncentratu z osadzarek odbywa się szeregowo w trzech etapach według schematu na rys. 1, przy czym odwadniaczom stawia się zadanie nie tylko odwodnienia koncentratu, ale równocześnie jego wzbogacenia przez usunięcie najdrobniejszych ziarn o wysokim zapopleniu:

- odwadnianie w podnośniku kubelkowym; podnośnik w kubelkach z otworami szczelinowymi transportuje koncentrat z rzepia, w którym część wody z koncentratu zosiąła przez dekantację odprowadzona,
- odwadnianie na przesiewaczu szybkobieżnym; koncentrat z podnośnika zostaje skierowany zsuwnią na przesiewacz z sitem szczelinowym; nad przesiewaczem są zainstalowane silne natryski wody „świeżej“,
- odwadnianie na odwadniaczu odśrodkowym z sitem perforowanym o oczkach okrągłych, na który koncentrat z przesiewacza jest podawany taśmą gumową.

Tablica 2

Koncentraty z osadzarek

Klasa d mm	Typ A klasa 22 ÷ 0,5 mm						Typ B klasa 22 ÷ 5 mm					
	próba 1			próba 2			próba 1			próba 2		
	wychód	zawar- tość popiołu	za- war- tość wilgoci	wychód	zawar- tość popiołu	za- war- tość wilgoci	wychód	zawar- tość popiołu	za- war- tość wilgoci	wychód	zawar- tość popiołu	za- war- tość wilgoci
	%						%					
> 18	1,09	7,6	76,5	2,48	5,5	74,6	0,68	11,1	73,1	1,66	3,6	76,8
18 ÷ 10	1,42	5,2		3,27	5,6		13,98	7,0		11,50	5,4	
10 ÷ 5	2,11	5,4		6,25	6,1		20,81	6,3		20,22	5,0	
5 ÷ 3	2,08	9,8		4,87	6,1		7,15	9,7		5,64	4,5	
3 ÷ 2	3,30	9,1		3,46	6,5		2,39	9,3		2,42	4,6	
2 ÷ 1	3,61	8,8		3,97	7,0		3,50	10,8		3,46	5,0	
1 ÷ 0,75	3,70	11,4		1,54	9,3		0,83	13,5		0,80	4,4	
0,75 ÷ 0,5	3,81	11,7	76,5	1,74	14,2	74,6	0,66	10,6	73,1	1,62	6,7	76,8
0,5 ÷ 0,3	14,01	13,2		12,97	18,8		6,82	15,4		7,11	7,5	
0,3 ÷ 0	64,87	30,6		59,45	29,4		43,18	30,6		45,57	26,1	
Całość	100	23,7		100	21,8		100	18,0		100	14,8	

Tablica 3

Odwadnianie węgla typu A

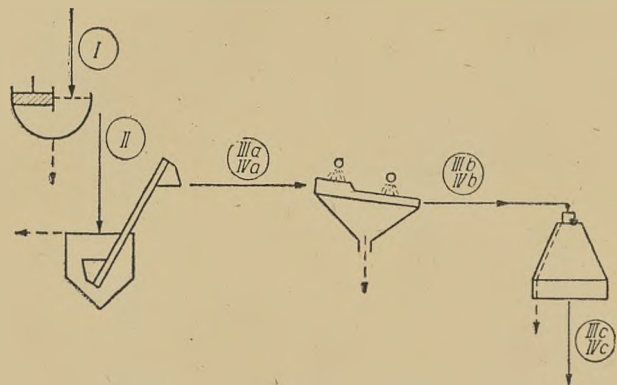
Etapy odwadniania	Klasa d mm	Przykład 1			Przykład 2			Przykład 3		
		wychód	zawar- tość popiołu	za- war- tość wil- goci	wychód	zawar- tość popiołu	za- war- tość wil- goci	wychód	zawar- tość popiołu	za- war- tość wil- goci
		°/o								
a. odwadnianie w rzapiu i w podnośniku kubelkowym	> 18	2,00	11,9	21,9	3,02	14,0	22,5	2,30	10,5	26,3
	18 ÷ 10	6,10	8,0		8,48	8,6		5,87	4,1	
	10 ÷ 5	8,00	8,3		13,92	6,6		9,70	5,6	
	5 ÷ 3	6,30	6,7		8,95	6,0		9,94	5,9	
	3 ÷ 2	11,45	6,7		12,60	7,0		11,53	7,0	
	2 ÷ 1	21,95	6,6		21,60	7,2		20,93	7,1	
	1 ÷ 0,75	13,90	7,7		9,35	9,6		10,56	7,6	
	0,75 ÷ 0,5	10,35	13,0		6,53	16,2		12,66	10,2	
	0,5 ÷ 0,3	4,00	22,9		2,95	30,1		6,02	20,3	
	0,3 ÷ 0	15,95	39,0		12,60	38,1		10,49	43,5	
		100	13,6		100	12,7		100	11,8	
b. odwadnianie na przesiewaczu szybkobieżnym	> 18	3,10	15,5	20,7	5,20	9,2	17,5	3,84	11,5	21,0
	18 ÷ 10	8,95	6,2		11,25	12,0		7,48	4,4	
	10 ÷ 5	15,20	7,6		18,70	6,9		13,72	15,9	
	5 ÷ 3	9,35	6,0		10,57	6,7		11,89	6,2	
	3 ÷ 2	12,00	6,0		13,25	7,3		11,67	6,0	
	2 ÷ 1	20,20	6,1		19,65	7,5		19,47	6,4	
	1 ÷ 0,75	9,55	7,3		8,23	11,2		9,08	7,2	
	0,75 ÷ 0,5	8,55	10,0		4,88	15,0		9,63	8,8	
	0,5 ÷ 0,3	3,75	18,1		2,35	25,3		3,50	13,6	
	0,3 ÷ 0	9,40	25,4		5,92	29,8		9,72	23,6	
		100	9,3		100	10,3		100	9,9	
c. odwadnianie na odwadniaczu odśrodkowym	> 18	0,78	4,7	5,8	1,52	2,4	6,5	0,04	—	7,0
	18 ÷ 10	4,32	9,2		4,14	7,3		2,83	5,2	
	10 ÷ 5	12,73	14,6		14,86	9,9		8,97	6,7	
	5 ÷ 3	10,50	6,1		10,07	6,8		11,02	7,1	
	3 ÷ 2	11,70	5,6		14,88	7,8		23,31	5,9	
	2 ÷ 1	20,80	5,3		22,33	6,3		11,95	6,1	
	1 ÷ 0,75	10,17	5,8		12,91	6,4		9,57	6,5	
	0 75 ÷ 0,5	9,65	5,5		6,24	8,7		9,99	7,3	
	0,5 ÷ 0,3	4,52	11,1		2,81	9,9		5,48	10,5	
	0,3 ÷ 0	14,83	12,8		10,24	10,8		16,84	13,5	
		100	8,2		100	7,8		100	7,8	

Po każdym etapie odwadniania pobrano z każdego typu węgla A i B po trzy próby. Z prób tych wykonano analizę ziarnową, zbadano zawartości popiołu w klasach i oznaczono zawartości wilgoci całkowitej. Wyniki zebrano w dwóch tablicach 3 i 4.

Analiza zestawionych w tablicach wyników odwadniania pozwala na określenie wpływu poszczególnych odwadniaczy (pracujących szeregowo według schematu rys. 1) na zmniejszenie zawartości wody i popiołu w koncentracie węglowym.

W podnośniku kubelkowym koncentrat węglowy został odwodniony do zawartości wody w granicach 20 ÷ 30 %. Zawartość natomiast popiołu utrzymuje się jeszcze powyżej 10 %, a nawet 13 %, co jest spowodowane dużym udziałem klasy 0,5 ÷ 0 mm o zapożewieniu około 25 ÷ 30 %. Koncentrat pozbawiony całkowicie klasy 0,5 ÷ 0 mm zawierałby w przykładzie pierwszym zamiast 13,6 % tylko 8,1 % popiołu, a w przykładzie trzecim zamiast 11,8 % tylko 7,2 % po-

piólu. Z zestawienia powyższego wypływa zadanie dla następnych (pracujących szeregowo) odwadniaczy: oddzielić od koncentratu nadmiar wody i jak największą



Rys. 1. Schemat odwadniania koncentratu (w kółkach — miejsce pobrania próby z oznaczeniem numeru tablicy, w której zestawiono wyniki odwadniania

Tablica 4

Odwadnianie węgla typu B

Etapy odwadniania	Klasa d mm	Przykład 4			Przykład 5			Przykład 6		
		wychód	zawar- tość popiołu	za- war- tość wil- goci	wychód	zawar- tość popiołu	za- war- tość wil- goci	wychód	zawar- tość popiołu	za- war- tość wil- goci
a. odwadnianie w rzapiu i w podnośniku kubelkowym	> 18	0,25	22,4	20,6	1,78	13,5	20,3	2,23	2,5	30,3
	18 ÷ 10	1,05	11,6		8,22	6,6		5,22	6,4	
	10 ÷ 5	11,05	10,4		15,37	8,5		11,47	5,9	
	5 ÷ 3	9,05	11,4		8,68	5,9		8,14	5,2	
	3 ÷ 2	12,70	8,6		9,87	6,1		5,75	4,6	
	2 ÷ 1	18,65	7,6		16,83	5,9		15,33	5,6	
	1 ÷ 0,75	10,35	8,2		13,47	8,3		7,42	5,0	
	0,75 ÷ 0,5	13,05	6,7		9,50	12,6		21,92	7,2	
	0,5 ÷ 0,3	7,60	9,5		4,28	16,3		7,27	10,0	
	0,3 ÷ 0	16,25	27,2		12,00	31,8		15,15	33,5	
	100	11,7		100	11,0		100	10,4		
b. odwadnianie na przesiewaczu szybkobieżnym	> 18	1,40	3,3	16,5	1,82	3,2	19,3	3,40	4,8	20,5
	18 ÷ 10	7,70	7,1		8,30	6,7		10,86	4,5	
	10 ÷ 5	18,50	6,4		20,05	6,8		17,04	6,5	
	5 ÷ 3	10,55	7,4		11,15	6,2		11,46	6,4	
	3 ÷ 2	11,05	6,1		8,33	5,9		7,80	5,7	
	2 ÷ 1	16,70	6,6		16,35	6,8		13,48	5,4	
	1 ÷ 0,75	8,50	7,9		9,60	7,6		5,90	5,5	
	0,75 ÷ 0,5	11,50	9,8		10,55	9,5		11,09	5,7	
	0,5 ÷ 0,3	3,50	11,3		3,93	13,6		10,16	8,0	
	0,3 ÷ 0	10,55	25,5		9,92	26,9		8,81	24,9	
	100	9,2		100	9,2		100	7,6		
c. odwadnianie na odwadniaczu odśrodkowym	> 18	2,70	10,4	8,6	0,08	30,4	5,5	0,27	14,8	7,0
	18 ÷ 10	6,20	8,5		2,02	7,3		1,68	9,5	
	10 ÷ 5	14,10	7,5		15,05	8,1		7,55	6,9	
	5 ÷ 3	9,00	6,1		14,82	7,3		10,72	6,8	
	3 ÷ 2	10,50	5,7		14,13	6,6		13,35	5,7	
	2 ÷ 1	16,70	6,8		20,52	6,2		23,18	5,2	
	1 ÷ 0,75	8,55	7,3		10,23	7,1		8,73	5,9	
	0,75 ÷ 0,5	11,25	8,7		8,47	9,1		13,58	5,8	
	0,5 ÷ 0,3	5,05	11,4		3,85	10,4		12,33	8,3	
	0,3 ÷ 0	15,95	13,4		10,83	14,9		8,61	13,5	
	100	7,7		100	8,2		100	6,9		

ilość mocno zapopielonych i zawilgoconych ziarn klasy $0,5 \div 0$ mm.

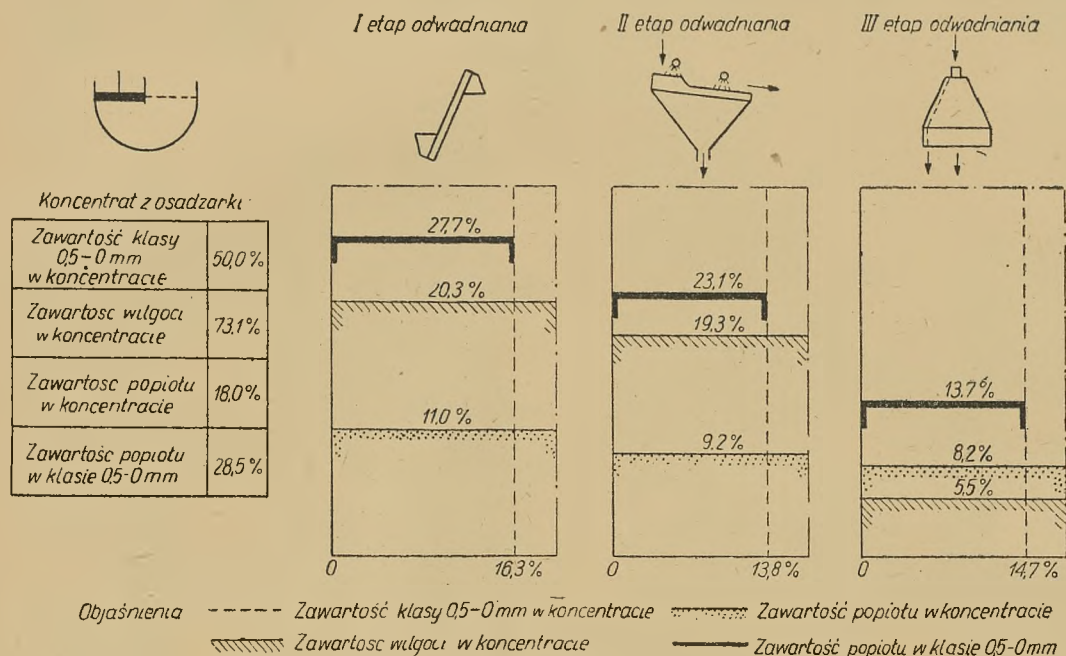
Na przesiewaczu szybkobieźnym część ziarn niepożądaney klasy $0,5 \div 0$ mm została oddzielona, co wpłynęło na obniżenie zawartości popiołu w koncentracie poniżej 10 %. Zmniejszenie zawartości popiołu to zasadnicze zadanie przesiewacza; następuje co prawda również odwadnianie, jednak równocześnie nastąpiło zwiększenie zawilgocenia wodą pochodzącą z natrysków nad przesiewaczem. Natryski obmywają ziarna węgla z części ilastych i ułatwiają oddzielenie ziarn poniżej 0,5 mm. Obniżenie zawartości popiołu w klasie $0,3 \div 0$ mm zostało spowodowane oddzieleniem najdrobniejszych znacznie zapopielonych ziarn z klasy $0,3 \div 0$ mm, oraz występowaniem podczas procesu odwadniania kruszenia grubszych ziarn wzbogaconego węgla. Zawilgocenie koncentratu opuszczającego przesiewacz, a przeznaczonego do odwadniania na wirówce powinno utrzymywać się w granicach $18 \div 30$ %.

Na odwadniaczach odśrodkowych (wirówkach) otrzymuje się największe efekty operacji uzupełniającej, tj. odwadniania, zawilgocenie bowiem zostaje zmniejszone do około 7 %. Również dalsze oddzielanie ziarn drobnych poniżej 0,5 mm obniża zapopielenie do około 8 %, a zatem z wirówki otrzymuje się gotowy produkt rynkowy o jakości odpowiadającej wymaganiom stawianym przez odbiorców. Na wirówce występuje dalsze znaczne kruszenie ziarn, o czym do pewnego stopnia świadczą zmniejszone zawartości popiołu w klasie $0,3 \div 0$ mm. Wielkie zapopielenie w koncentracie klasy powyżej 18 mm należy tłumaczyć blaszkowatym kształtem ziarn skały płonnej, utrzymujących się w czasie procesu wzbogacania na powierzchni wody i przechodzących do koncentratu.

Powyżej podane przykłady udowadniają, że odwadniacze spełniają do pewnego stopnia także rolę wzbogacalników. Dla zobrazowania efektów odwadniania jeden z przykładów (wyniki odwadniania koncentratu

węglowego typu B — przykład 5) przedstawiono wykreślenie na rys. 2. Na rysunku tym całość koncentratu przyrównano do pola kwadratu. W kwadracie tym wyodrębniono cztery prostokąty, których powierzchnie

Obserwując na wykresach poszczególne parametry łatwo odczytać ich zmiany, jak również znaleźć potwierdzenie wniosków przytoczonych przy omawianiu kolejnych etapów odwadniania.



w stosunku do pola całego kwadratu odpowiadają wielkościom:

- zawartości klasy 0,5 ÷ 0 mm w koncentracie,
- zawartości wilgoci w koncentracie,
- zawartości popiołu w klasie 0,5 ÷ 0 mm,
- zawartości popiołu w koncentracie.

Uzyskane w opisanych przykładach wyniki są na ogół zadowalające; warunkiem zaś otrzymania dobrych wyników jest kwalifikowana obsługa i staranna konserwacja odwadniaczy oraz utrzymywanie sił odwadniających w należytych stanie, dlatego też konieczne jest często przeprowadzanie ich kontroli i okresowej wymiany.

643.52:622

NOWY PROJEKT ŁAŻNI KOPALNIANEJ

Mgr inż. Zbigniew Moroń

Treść: Charakterystyka dotychczasowych projektów łaźni kopalnianych wykonanych w biurach projektów górniczych. Opis łaźni w kopalniach radzieckich. Nowe kierunki projektowania powierzchni kopalni i łaźni, jako części bloku administracyjno-socjalnego. Nowy projekt łaźni kopalnianej, odznaczający się niskimi wskaźnikami ekonomicznymi przy dobrym rozplanowaniu, wyposażeniu i właściwej konstrukcji, umożliwiającej stosowanie przemysłowych metod wykonawstwa.

Wstęp

Przy budowie nowych kopalń i poważnej rozbudowie kilkudziesięciu już istniejących zachodzi prawie zawsze konieczność postawienia nowej lub rozbudowy dotychczasowej łaźni. Jest to obiekt kosztowny tak z uwagi na jego kubaturę, jak i na wymagane wyposażenie.

Znalezienie właściwego rozwiązania łaźni, rozwiązania wynikającego z nowego charakteru stosunków społecznych u nas, gdzie nie maksymalny zysk jest celem projektowanej inwestycji, lecz troska o człowieka — to było zadanie, które stało przed naszym pro-

jektantem. Projekt taki powinien znaleźć wielokrotne zastosowanie do kopalń o różnych warunkach, przy odpowiedniej adaptacji tak z uwagi na wielkość, ilość użytkowników, jak i na usytuowanie.

Omawiane zadania były tym trudniejsze, że zagadnienie dobrej łaźni górniczej, nie było tematem studiów i rozważań w górnictwie przedwojennym. Jeżeli należyte rozwiązanie obiektów produkcyjnych w kopalni było celem i przedmiotem troski właściciela, to sprawa łaźni górniczej była zaniedbana i lekceważona. Budowano łaźnie przeważnie łańcuskowe, niehygieniczne, źle wyposażone, ciasne a przede wszystkim niewygodne.

Dotychczasowe opracowania biur projektów górniczych

Pierwsze opracowania naszych biur projektów szły przede wszystkim po linii szybkiego zaspokojenia potrzeb kopalń. Potrzeby te rosły w miarę rozwoju kopalń i wzrostu ich zadań. Dotychczasowe prymitywne i niehigieniczne łaźnie należało rozbudować, a w wielu przypadkach zachodziła konieczność budowy nowych. Przy rozbudowie istniejących łaźni przystosowywano się z konieczności do starego rozwiązania i nie wiele można było wprowadzić ulepszeń, zwłaszcza w zakresie instalacji.

Projekty nowych łaźni były rozwiązywane indywidualnie, jednak mimo koniecznego pośpiechu nakazanego potrzebami nie zrezygnowano ze studiów nad takim rozwiązaniem, które by się nadawało do powtórzenia, choćby częściowego, w następnych opracowaniach.

Przy projektowaniu nowych łaźni zwrócono przede wszystkim uwagę na ich usytuowanie w stosunku do szybu wjazdowego. Przyjęto zasadę łączenia łaźni z szybem za pomocą pomostu ogrzewanego. Na drodze między łaźnią a szybem umieszczono lampownię i markownię dołową. Chodziło o to, by uniknąć częstych przebiegów górnik, powstających w drodze z szybu do łaźni, na skutek nagłych zmian temperatury.

Łaźnie nowe projektowano w pierwszym okresie jako łańcuskowe. Różniły się one jednak zasadniczo od starych łaźni łańcuskowych tak pod względem rozplanowania, jak i wyposażenia. Miały one dwie szatnie: dla odzieży roboczej i dla odzieży czystej. Część środkowa budynku łaźni zawierała natryski lub wanny oraz naświetlnie (solaria). Pasma środkowe zawierające urządzenia sanitarne oddzielone było od pasów bocznych, tj. szatni, pomieszczeniami przeznaczonymi na suszenie, tak że szatnie zabezpieczono przed przedostawaniem się do nich zawilgoconego powietrza z hali natrysków. Zwyczajne, parowe centralne ogrzewanie starych łaźni zamieniono bardziej nowoczesnymi urządzeniami klimatyzacyjnymi. Powietrze oczyszczone filtrami i ogrzane wprowadzono do pomieszczeń nawiewem i wyciągano ekshaustorami. Ten sposób umożliwił uniknięcie dotychczasowych worków zanieczyszczonego powietrza, którymi cechują się stare łaźnie łańcuskowe. Tak więc nowa łaźnia łańcuskowa stwarzała dla użytkowników zupełnie odmienne warunki higieniczne niż dotychczasowa.

Dla nowych kopalń zaprojektowano inny typ, a mianowicie łaźnie szafkowe o szafkach kombinowanych. Jest to zespół dwóch szafek, z których jedna jest przeznaczona na odzież czystą, a druga na brudną. Szafka przeznaczona na odzież brudną, znajduje się przed szafką czystą i jest w stosunku do niej tak umieszczona, aby jej przykrywa służyła użytkownikowi za miejsce do siedzenia. Część dolna tej szafki znajduje się poniżej poziomu, w przestrzeni zwanej międzystropiem. Przestrzeń ta jest wentylowana grawitacyjnie, za pośrednictwem komina lub sztucznie przez wprowadzenie ciepłego powietrza i wyciągania go wentylatorem. Przy stosowaniu tego typu szafek, łaźnia ma tylko jedno pomieszczenie przeznaczone na szatnię.

Poza tym łaźnie te wyposażone są w odpowiednie urządzenia sanitarne, naświetlnie (solaria), punkt opatrunkowy oraz pomieszczenia gospodarcze. Był również

rozpracowany w kilku alternatywach typ łaźni o szafkach pojedynczych.

Wyżej omówione typy były kilkakrotnie stosowane w formie czystej lub mieszanej przy projektach nowych łaźni, przy czym, dzięki coraz lepszemu rozplanowaniu pomieszczeń i rozmieszczeniu elementów wyposażenia, udało się osiągnąć coraz to korzystniejsze wskaźniki techniczno-ekonomiczne. Np. podstawowy wskaźnik, kubatury budynku łaźni, przypadający na jednego użytkownika (łącznie z urządzeniami, punktem opatrunkowym, pralnią i innymi pomieszczeniami gospodarczymi) zredukowano z 16,50 m³ do 9,45 m³, nie zmniejsza jego wartości użytkowej.

Łaźnie w kopalniach radzieckich

W Związku Radzieckim projektuje się łaźnie, jako część składową kombinatu administracyjno-socjalnego, w którego skład wchodzi: biura dyrekcji kopalni, cechownia z biurami ruchu, łaźnia, lampiarnia, pralnia i odkaźalnia, punkt opatrunkowy, solarium i inne.

Łaźnia składa się z szatni dla odzieży roboczej, części sanitarnej (natryski, wanny i WC) oraz szatni dla odzieży ulicznej. Szatnie dla odzieży roboczej buduje się jako łańcuskowe zwyczajne, łańcuskowe z koszami i szafkowe. Szatnie łańcuskowe zwyczajne nie różnią się w zasadzie od naszych tego typu. W szatniach łańcuskowych z koszami wkłada się ubranie robocze do specjalnych koszów umocowanych na łańcuskach. Kosze te są podciągane do góry. W ten sposób zapobiega się zetknięciu ubrań ze sobą i spadaniu części ubrań, źle zawieszonych na haku. To rozwiązanie wymaga większej powierzchni niż alternatywa bez koszy. Szatnie szafkowe dla ubrań roboczych wykonywane są jako piętrowe. Wymiary szafek przyjmuje się 0,30 × 0,20 × 1,50 mm. Szafki te są wentylowane gorącym powietrzem.

Tablica 1

	Na jednego użytkownika		Uwagi
	m ²	m ³	
A. Szatnie dla odzieży roboczej			Wysokość pomieszczeń: dla szafkowych — 3,50 m dla łańcuskowych — 6,00 m
Łańcuskowe bez koszy	0,36 ÷ 0,48	2,40 ÷ 2,88	
Łańcuskowe z koszami	0,50 ÷ 0,68	3,00 ÷ 4,08	
Szafkowe dwukondygnacyjne	0,35 ÷ 0,40	1,22 ÷ 1,40	
B. Szatnie dla odzieży wyjściowej			
Szafkowe jednokondygnacyjne	0,60 ÷ 0,80	2,10 ÷ 2,80	
Szafkowe dwukondygnacyjne	0,36 ÷ 0,42	1,26 ÷ 1,47	
Garderobiane	0,34 ÷ 0,40	1,19 ÷ 1,40	

Szatnie dla odzieży wyjściowej wykonywane są w zasadzie jako szafkowe, wolnostojące lub piętrowe, o wymiarach 0,35 × 0,20 × 1,50 m. Dla mniejszych kopalń stosuje się również szatnie-garderoby, gdzie odzież czysta jest oddawana do specjalnie urządzonej

przechowalni, dostępnej wyłącznie dla personelu obsługującego.

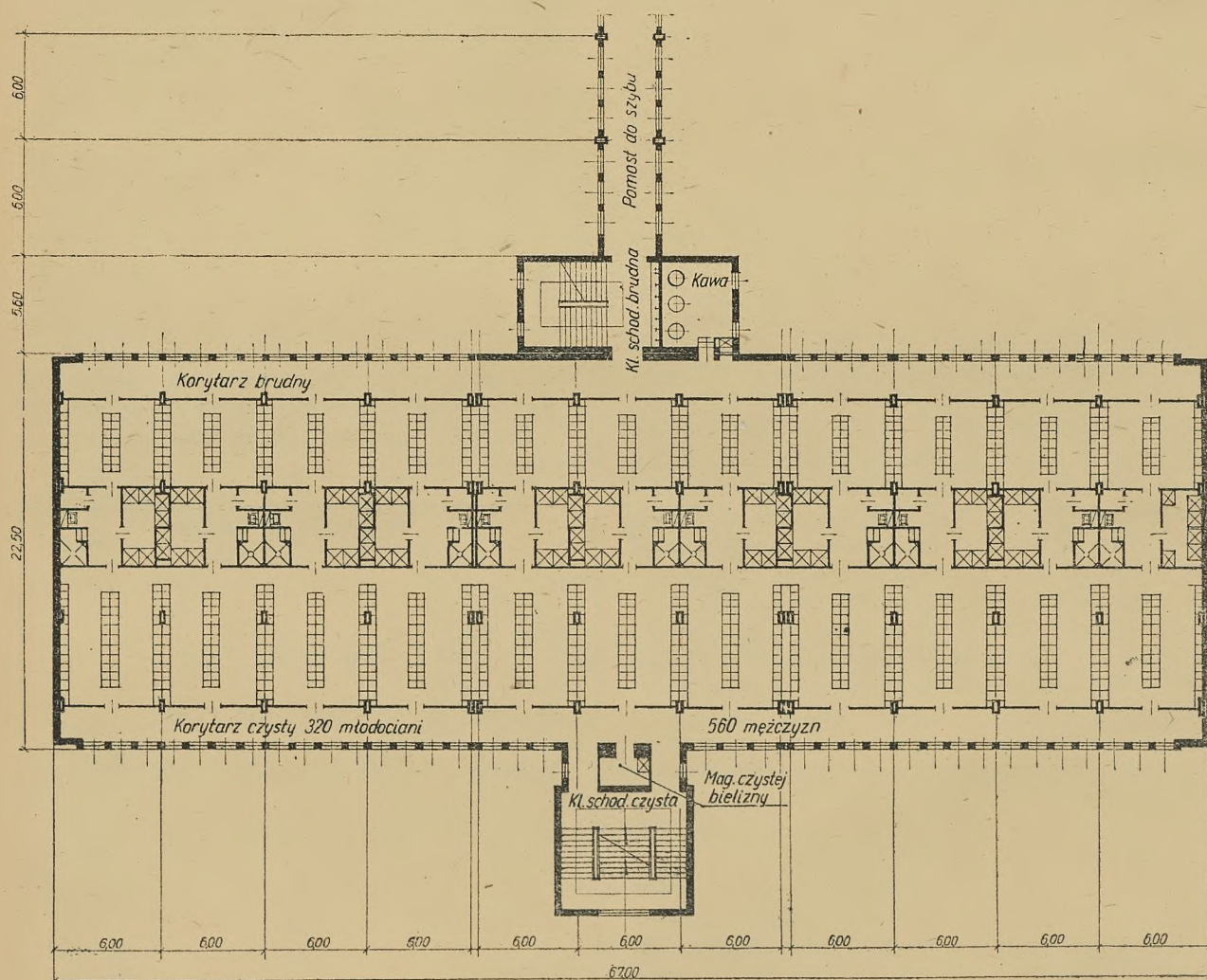
Tablica 1 ilustruje normy powierzchniowe i objętościowe dla rozmaitych rozwiązań.

Nowy typowy projekt łaźni w Związku Radzieckim

W ostatnim radzieckim projekcie typowym powierzchni kopalni o wielkości wydobywania $600 \div 1500$ tys. t rocznie, zastosowana jest zasada blokowania budynków, tj. łączenia budynków o różnych przeznaczeniach w duże bloki. Na powierzchni kopalni przewidziano trzy bloki, których objętość wynosi około 90 % ogólnej kubatury budynków kopalni. Są to: blok szybu głównego, blok szybu pomocniczego i blok administracyjno-socjalny. Ten ostatni jednoczy w sobie funkcje budynku łaźni, lampowni i cechowni z biurami ruchu oraz administracji. Zasadniczą cechą nowego rozwiązania bloku administracyjno-socjalnego, jak zresztą i innych

Stąd wypada równoczesna maksymalna ilość 24 użytkowników w najliczebniejszej zmianie. Szatnie zaopatrzone są w szafki pojedyncze o wymiarach $0,30 \times 0,45$ m. Szafki dla odzieży roboczej są wentylowane gorącym powietrzem, które wprowadza się do szafek oddzielnymi rurociągami w części górnej, powietrze natomiast zawilgocone jest wysysane przez wyciągający przewód powietrzny, połączony z dolną częścią szafki.

W natryskowni znajduje się sześć kabin z natryskami oraz umywalka. Na jeden natrysk przypada więc w najliczebniejszej zmianie czterech użytkowników. Naświetlnia umieszczona jest centralnie w każdej sekcji i służy tylko użytkownikom danej sekcji. Nie wymaga ona w zasadzie specjalnej obsługi, gdyż pracuje automatycznie. Naświetlanie następuje po wejściu do kabiny i wpuszczeniu odpowiedniego żetonu do automatu. Czas naświetlania, jak i odległości są automatycznie regulowane.



Rys. 1. Nowy projekt łaźni. — Rzut poziomy

bloków, jest ich podział na sekcje o równych wymiarach. W omawianym przypadku wymiary sekcji powtarzalnej wynoszą w rzucie poziomym $6,00 \times 18,00$ m przy wysokości pomieszczenia 3,60 m. Sekcja części łaźnianej zawiera szatnie dla odzieży roboczej, szatnie dla odzieży wyjściowej (domowej), natryski, naświetlnie i korytarze. Sekcja taka przeznaczona jest do obsługi 60 robotników na dobę, licząc według stanu ewidencyjnego.

Opisana wyżej sekcja powtarzana jest wielokrotnie, w zależności od liczebności załogi. Wymiary części budynku przeznaczonej na łaźnie zależą od liczby sekcji i zaprojektowanej ilości kondygnacji.

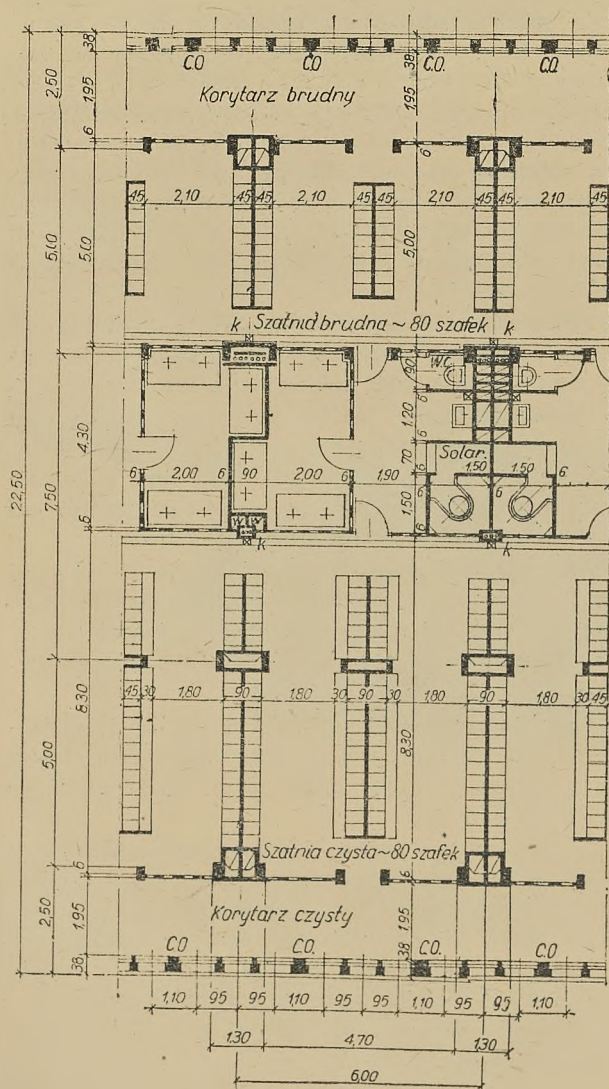
W tej części budynku jest również przewidziana mechaniczna pralnia, odkaźnia, punkt opatrunkowy, fryzzeria, bufet itp.

Zaletą projektu jest jego wielka elastyczność, umożliwiająca zastosowanie go do kopalń rozmaitych wiel-

kości. Wymiary sekcji są dla całego bloku ujednolicone, umożliwiając więc stosowanie jednakowego modułu słupów, co niezmiernie upraszcza konstrukcję. Poza tym rozwiązanie to otwiera drogę do całkowitego zastosowania przemysłowych metod wykonania.

Nowy projekt łaźni

Wracając do naszych projektów łaźni stwierdzić należy, że mimo bardzo poważnych osiągnięć i wyników, jakie udało się uzyskać w poszczególnych indywidualnych projektach, nie opracowano dotychczas projektu, który by po odpowiedniej adaptacji mógł być zastosowany wielokrotnie do kopalń różnych wielkości. Brak było tym projektom odpowiedniej elastyczności tak w rozplanowaniu, jak i w konstrukcji. W dążeniu do uzyskania jak najekonomiczniejszego rozwiązania, obrano kształt rzutu budynku zbliżony do kwadratu, o boku długości 40,00 do 55,00 co z góry przekreślało możliwość zmniejszenia lub zwiększenia budynku łaźni w zależności od potrzeb. Jako element powtarzalny można było potraktować tylko całą kondygnację, mogącą obsłużyć co najmniej około 1000 użytkowników. Ten fakt nie dawał możliwości elastycznego manewrowania przy adaptacji projektu do różnych warunków.



naświetlnię rozwiązana w oparciu o projekt radziecki. Nie wymaga ona specjalnej obsługi, gdyż jest wprowadzana w ruch automatycznie za pośrednictwem mechanizmu zegarowego. Robotnik, któremu przepisano naświetlanie, otrzymuje w punkcie sanitarnym żeton. Wrzucając żeton wchodzi do kabiny naświetlań, staje na tarczy obrotowej i wprowadza w ruch mechanizm zegarowy automatu. Lampa zapala się automatycznie i gaśnie po upływie określonego czasu.

Opisana wyżej sekcja, w zależności od rodzaju użytkowników, może być również wyposażona w inne urządzenia, jak np. wanny dla inwalidów zamiast natrysków.

Połączenie tych sekcji powtarzalnych w dowolnej ilości tworzy kondygnację.

Ruch w takiej łaźni odbywa się następująco: Z przedśionka wejściowego udaje się użytkownik na poziom korytarza czystego, skąd wchodzi do odpowiedniej szatni ubrań czystych. Po pozostawieniu ubrania wyjściowego (domowego) w swojej szafce, przechodzi przez korytarz części sanitarnej do garderoby odzieży roboczej. Po przebraniu się w ubranie robocze, przechodzi przez drugi korytarz do klatki schodowej, dalej na poziom pierwszego piętra, gdzie znajduje się pomost łączący szatnię z budynkiem nadszybia. Po pracy wraca korytarzem brudnym do szatni brudnej. Po pozostawieniu tam ubrania roboczego, wchodzi do części sanitarnej, gdzie ma do dyspozycji natrysk oraz naświetlnie. Następnie przechodzi przez szatnię odzieży czystej, gdzie ubiera się i korytarzem czystym wychodzi.

Jak z powyższego widać układ ten jest logiczny i jasny. Poza wymienionymi sekcjami przewiduje projekt jeszcze punkt opatrunkowy, pralnię, magazyn oraz warsztat szewski.

Punkt opatrunkowy dostępny jest z klatki schodowej brudnej. Składa się on z poczekalni, z sali opatrunkowej, magazynu opatrunków, WC, wanny i umywalki. Poza tym znajduje się tam garderoba do składania ubrań czystych lub brudnych.

Pralnia zawiera szereg pomieszczeń o następującym przeznaczeniu: sterylizator, magazyn odzieży brudnej, właściwa pralnia, suszarnia, prasownia i cerownia oraz magazyn odzieży czystej.

Dla ilustracji podaje się opis łaźni przeznaczonej dla 3240 użytkowników, opartej o wyżej podane zasady.

W piwnicach mieści się pralnia i magazyny oraz pomieszczenia przeznaczone na instalacje.

Parter zawiera 11 sekcji dla 840 użytkowników w tym: 4 sekcje po 80 dla kobiet, 2 sekcje po 40 dla dozoru, 1 sekcję po 40 dla inwalidów oraz 4 sekcje po 80 dla 320 mężczyzn.

Pierwsze piętro zawiera 10 sekcji dla 800 użytkowników, z tych 4 sekcje są przeznaczone dla młodocianych, reszta zaś dla mężczyzn. Poza tym znajduje się tam element przeznaczony na suszarnię 205 ubrań ochronnych.

Pierwsze piętro jest połączone bezpośrednio z pomostem, na którym znajduje się pomieszczenie do gotowania i wydawania kawy.

Drugie i trzecie piętro zawiera po 10 sekcji dla 800 użytkowników oraz po jednej sekcji dla dozoru wyższego przeznaczonej dla 40 użytkowników. W sumie każda z tych kondygnacji przeznaczona jest dla 840 użytkowników.

Tablica 2

Zestawienie ilości użytkowników

	Mężczyźni	Kobiety	Młodociani	Inwalidzi	Dozór
Parter	320	320		40	80
I piętro	480	—	320	—	—
II piętro	800	—	—	—	40
III piętro	800	—	—	—	40
	2400	320	320	40	160
Ogółem: 3240 użytkowników					

Długość budynku 66,76 m.

Szerokość budynku 22,50 m.

Wysokość liczona od podłogi piwnic 16,60 m.

Powierzchnia zabudowy 1720 m²

Kubatura 27 788 m³.

Budynek zawiera dwa elementy powtarzalne klatek schodowych. Elementy takie można umieścić w dowolnym miejscu budynku w zależności od warunków i zgodnie z przepisami.

W przekroju podłużnym budynku zaprojektowano ustrój nośny jako szkielet żelbetowy założony w module 6 m. W przekroju poprzecznym przyjęto symetryczny rozstaw słupów o rozpiętości osiowej 5,00 m, 7,50 m, 5,00 m, ze wspornikami wysuniętymi na obie strony do 2,24 m pod trakty mieszczące korytarze zbiorcze. Tak przyjęty układ daje konstrukcję ekonomiczną, która równocześnie umożliwia maksymalne oświetlenie naturalne budynku. Stropy zaprojektowano jako żelbetowe, płytowo-żebrowe. Ściany zewnętrzne grubości 38 cm mają być wykonane z cegły dziurawki; ściany zaś działowe z pustakowej cegły szklanej grubości 12 cm.

Projekt ten rozwiązuje się w dwóch alternatywach. Jedna z nich przewiduje całkowitą prefabrykację konstrukcji nośnej, a więc szkieletu i stropów, druga alternatywa przyjmuje jedynie częściową prefabrykację dachu lub ewentualnie stropów.

Konstrukcję zaprojektowano tak, by umożliwić w razie potrzeby nadbudowę jednej kondygnacji lub rozbudowę łaźni przez przedłużenie budynku.

Jest to pierwszy projekt budynku na powierzchni kopalni wprowadzający całkowite zastosowanie przemysłowych metod wykonawstwa budowlanego.

Wentylację zaprojektowano jako nawiewno-wywiewną.

Suszenie ubrań roboczych, znajdujących się w szafkach szatni brudnej ma się odbywać prądem ciepłego powietrza przepływającego przez piony szafkowe z dołu do góry.

U wlotu pionów szafkowych oraz między kondygnacjami umieszczono specjalne grzejniki w celu uzyskania w szafkach temperatury wchłaniającej wilgoć z mokrych ubrań. Dla pewnych pór roku przewidziany jest w projekcie mechaniczny wyciąg powietrza z szafek. Możliwa jest również wentylacja grawitacyjna.

W tablicy 3 zestawiono główne wskaźniki porównawcze czterech projektów łaźni.

Z porównania wskaźników wynika, że nowy projekt łaźni odznacza się niższymi wskaźnikami, mimo że nie ustępuje w urządzeniach i wyposażeniu innym pro-

jektom. Wskaźniki te uzyskano dzięki odpowiedniemu rozplanowaniu pomieszczeń i urządzeń.

Tablica 3

Typ łaźni	m ²	m ³
	na użytkownika	
Łaźnia o szafkach stojących 45/45	2,95	13,40
Łaźnia o szafkach kobinowanych 45/30	1,12	9,45
Łaźnia według typowego projektu radzieckiego 45/30	1,80	9,81
Nowy projekt łaźni o szafkach 45/30	1,68	8,47

Opisany nowy projekt łaźni pomyślany jest jako rozwiązanie fragmentu bloku administracyjno-socjalnego, który stanowić będzie jeden z budynków kopalni o powierzchni zblokowanej.

Zakończenie

Omówiony projekt znajduje się w fazie szczegółowego opracowania. Nie ulega wątpliwości, że po zrealizowaniu będzie on ulegał dalszym zmianom i poprawom w miarę nabywania doświadczeń przy eksploatacji takiej łaźni. Dlatego projekt ten nie został jeszcze przedstawiony do zatwierdzenia jako typowy.

Ministerstwo Górnictwa przyjęło obecne rozwiązanie i na jego podstawie rozpocznie się w najbliższym czasie w kilku, na razie, kopalniach budowę nowych łaźni.

Celem niniejszej publikacji jest zaznajomienie szerokiej rzeszy pracowników przemysłu węglowego z ostatnim rozwiązaniem tego tak ważnego i kosztownego elementu powierzchni kopalni dla umożliwienia im rzeczowej i fachowej krytyki projektu, co niewątpliwie pomoże projektantom w szybkim ulepszeniu nowej koncepcji łaźni górniczej.

PRZEGLĄD ZAGRANICZNY

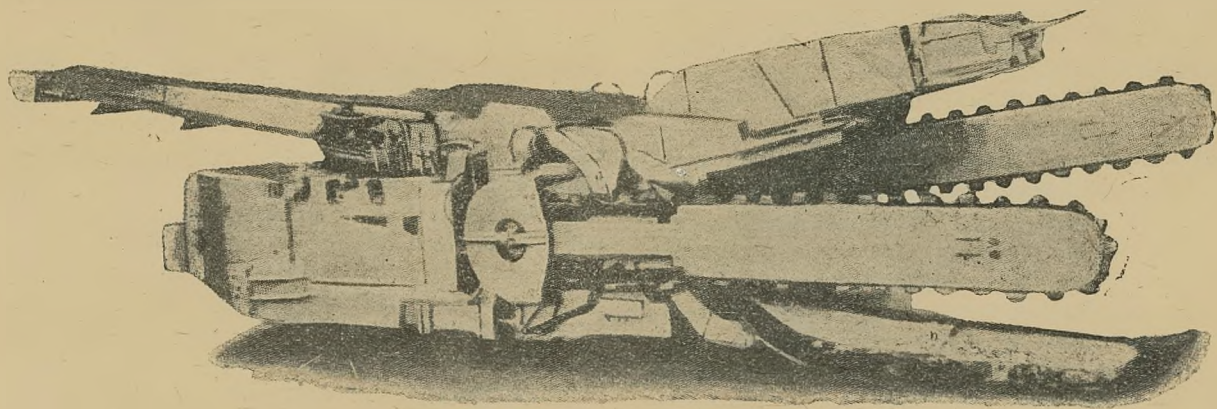
Kombinacja wrębiarki i młotków mechanicznych jako nowoczesna eksploatacyjna maszyna zespołowa

Według: *Kombination von Schrämmaschine und Abbauhämmern als neuartige Gewinnungsmaschine. Bergbautechnik* nr 1, 1955, s. 54.

Na pomysłe wykorzystania siły uderzeniowej młotków mechanicznych do wybierania pokładów węgla oparta jest maszyna zespołowa zastosowana obecnie w przemyśle amerykańskim. Od jej wynalazcy została ona nazwana kombajnem Konnertha. Cztery główne

szybkość 30 m/min przy jeździe z góry i 0,9 m/min przy jeździe pod górę.

Zespół wrębiający maszyny składa się z czterech wrębników, z których dwa umieszczone są po jej stronie czołowej prawej i lewej, wrębiac caliznę w płaszczyźnie pionowej a drugie dwa w ten sposób, że podwrębiają tę caliznę od strony spagu. Wrębniiki przyśpagowe przeznaczone są równocześnie do podawania urobku na przenośnik maszyny, dla którego to celu umieszczone są one obok siebie tak, że odległość pomiędzy ich wewnętrznymi nitkami łańcuchów wynosi około 30 cm. Każdy z łańcuchów wrębników przyspą-



Rys. 1. Ogólny widok kombajnu Konnertha

zespoły tej maszyny stanowią: podwozie z silnikiem głównym, przekładnia, układ hydrauliczny i silnik dla jazdy, wrębniiki oraz przenośnik i zespół młotków mechanicznych.

Jako silnik główny zastosowano tu silnik elektryczny prądu stałego ze wzbudzeniem kompaundowym o napięciu 500 V, który rozwija moc 90 KM przy włączeniu go na czas jednej godziny i 70 KM przy ruchu trwającym trzy godziny. Napędza on łańcuchy wrębowe i przenośnik, które sterowane są hydraulicznie. Podwozie posiada mechanizm gąsienicowy rozwijający

gowych wyposażony jest w 43 noże i biegnie z szybkością 90 m/min.

Każdy z dwu wrębników pionowych, umieszczonych po prawej i lewej stronie maszyny ma długość około 3 m i może podnosić się i opuszczać w płaszczyźnie pionowej. Łańcuch każdego z tych wrębników wyposażony jest w 41 noży i porusza się z szybkością około 120 m/min.

Jak już zaznaczono, łańcuchy wrębników chwytają urobiony węgiel i zanoszą go do koryta, z którego spada on na jednołańcuchowy przenośnik zgrzeblowy

o wzniosie 38° biegnący wzdłuż środkowej osi maszyny. Przenośnik ten odstawia węgiel do wozów lub na inny środek transportu.

Cztery łańcuchy wrębne maszyny wycinają blok węgla z calizny. Zadaniem zespołu młotkowego maszyny jest oderwanie tego bloku od reszty pokładu.

Zespół ten, spełniając właściwe zadanie organu odrywającego, umieszczony jest przegubowo na głównej ramie maszyny ponad obydwa wrębnikami przyspawowymi. Wózek młotkowy jest tak urządzony, że daje się podnosić, opuszczać i wychylać na boki.

Zespół młotków mechanicznych, jako najbardziej godna uwagi część kombajnu Konnertha, składa się z cylindra, do którego dospawane są dwa rdzenie elektromagnesów utworzone z pakietów blachy. Wewnątrz cylindra znajduje się tłok mogący wykonywać ruchy posuwisto-zwrotne. Skok tłoka ograniczony jest od tyłu przez odpowiedni ogranicznik, a z przodu przez nasady młotków.

Ogranicznik ten dzięki sprężystości swoich sprężyn przyjmuje na siebie i tłumi energię uderu tłoka przy jego ruchu powrotnym (jałowym). W podobny sposób ograniczona jest również za pomocą sprężyny droga tłoka każdego z młotków.

Ponieważ kopalnia, w której maszynę zastosowano, dysponuje jedynie prądem zmiennym, przeto przetwarza się go za pomocą prostownika selenowego na prąd pulsujący, który przepływając przez obydwa elektromagnesy wytwarza szybko zmienne pole magnetyczne (zastosowany prąd zmienny ma częstotliwość 30 Hz) tak, że przy powstawaniu pola magnetycznego grot młotków wyrzucone zostają do przodu, a przy zanikaniu jego cofają się do tyłu. Przy każdym uderzeniu młotek wywiera siłę uderu równą 13 500 kg.

Ogólny widok maszyny przedstawiono na rys. 1. Widać na nim dwa wrębники boczne i dwa przyspawowe, zespół młotkowy i przenośnik podawarkowy.

Maszyna Konnertha ma stosunkowo bardzo duży ciężar, 20 t. Jej długość całkowita wynosi 9 m, z czego 2,4 m przypada na wysięgnik przenośnika wystający poza obrys maszyny. Szerokość tego kombajnu wynosi około 2 m. W stanie przygotowanym do transportu maszyna ma wysokość 1,2 m i urabia caliznę na wysokość 2 m najwyżej. W oparciu o nabyte doświadczenie z pracy prototypów, planowana jest budowa dalszych modeli standartowych omawianej maszyny, które to modele znajdują się już częściowo w budowie i mają zdolność urabiania calizny węglowej na wysokość około 2,5 m przy również powiększonej odpowiedniej transportowej wysokości maszyny. Oprócz tego dla pokładów cieńszych zaplanowano budowę takiego samego kombajnu o maksymalnej wysokości urabiania 1,85 m, przy wysokości transportowej tylko 93 cm.

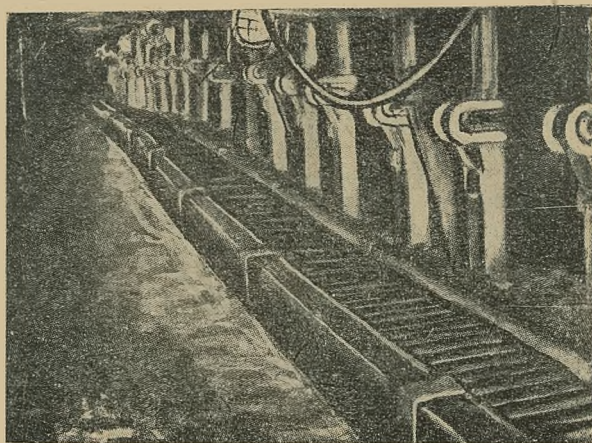
Mgr inż. Zdzisław Neulinger

Nowe przenośniki ścienne

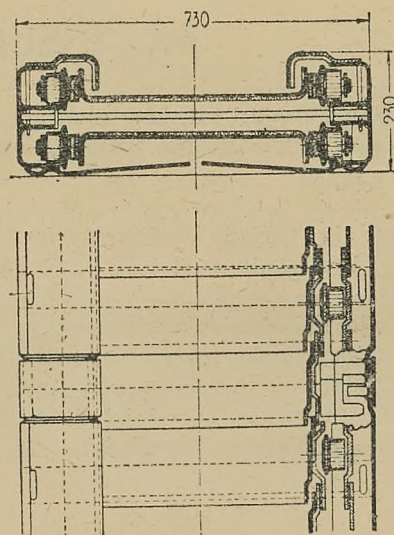
Według: *Transport en tailles. Inichar Bull. techn. — Mines, nr 43, marz. 55, s. 843*

Używane dotychczas przenośniki zgrzeblowe pancerne wykazują wysokie zapotrzebowanie mocy wynikające ze sposobu ich pracy i w związku z tym podwyższając znacznie temperaturę w ścianach. W ścianie długości 200 m ciepło wytwarzane przez silniki i tar-

cie różnych części przenośnika podnosi temperaturę powietrza o 4° lub 5° . W przenośnikach pancernych nowego typu urobek jest przesuwany łącznie z podłożem, podobnie jak w przenośnikach taśmowych. Tar-



Rys. 1. Przenośnik Erbö w ścianie



Rys. 2. Konstrukcja przesła przenośnika

cie ślizgowe zastąpiono tarciem toczenia krążków nośnych, co zmniejsza zapotrzebowanie energii o około 50 % w porównaniu z przenośnikiem zgrzeblowym normalnego typu. Nowe przenośniki przesuwane są w całości za przodkiem ściany. Jako przykład rozwiązania konstrukcyjnego może służyć przenośnik Erbö, który pracuje próbnie w ścianie długości 180 m przy odstawie urobku w górę na różnicy poziomów 23 m. Moc napędu 65 KM w porównaniu z potrzebną mocą 120 KM dla przenośnika zgrzeblowego pancerne. Ciężar przenośnika wynosi 210 kg/m. Rys. 1 przedstawia przenośnik Erbö w ścianie z wolnym od stojaków odcosem, rys. 2 schemat konstrukcji przesła przenośnika.

Mgr inż. Jan Zyzak

Przenośniki taśmowe

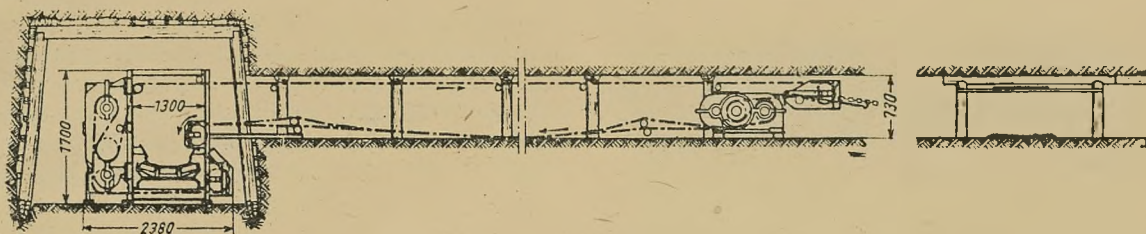
Według Glückauf nr 11/12, 1955, s. 269 (i inne).

W pokładach cienkich stosuje się często w przodkach ścianowych przenośniki taśmowe z dolną taśmą nośną (rys. 1 i 2). Taśma dolna posuwa się bezpośrednio po

spągu. Zużycie taśmy nie jest z tego powodu zbyt duże, gdyż pod taśmą tworzy się warstwa drobnego mialu zmniejszająca tarcie. Używa się również taśmy pojedynczej (rys. 3) napędzanej kołowrotem dwubębno-

na gorąco lub przy użyciu pasty klejącej „kaltix“ na zimno.

W konstrukcji trasy podwieszanej wprowadzono uproszczenie wg rys. 4. Długie krańniki dolne mają na

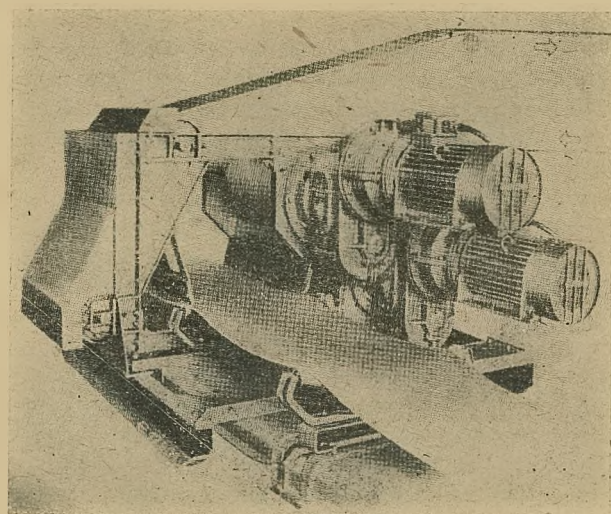


Rys. 1. Przenośnik z dolną taśmą nośną

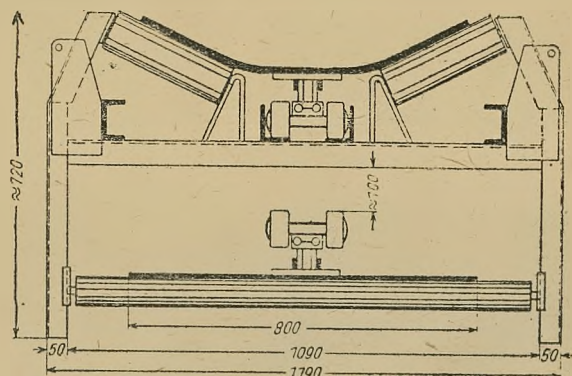
wym typu zgarniarkowego. Ten rodzaj odstawy przerywanej przenośnikiem nawrotnym nadaje się do bardzo cienkich pokładów. W Niemczech zastosowano go w po-

celu ochronę krawędzi taśmy przed zdzieraniem. Dolna taśma nie jest osłonięta.

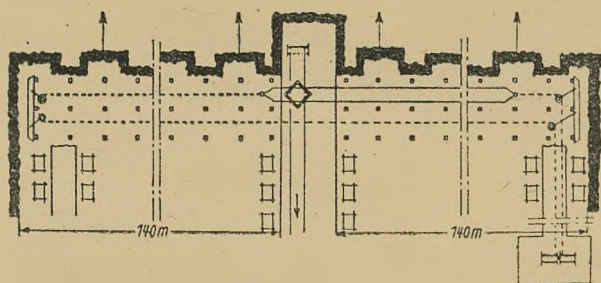
Zmieniono również konstrukcję trasy przenośnika Hörstermann (rys. 5). W przenośniku tym napędzany jest łańcuch łukowy przenoszący ruch na taśmę przez płytki metalowe pokryte warstwą gumy, na których spoczywa górna taśma. Łańcuch łukowy ma prowadzenie w konstrukcji za pośrednictwem par krańników, co znacznie zmniejsza opory tarcia. Sama taśma gumo-



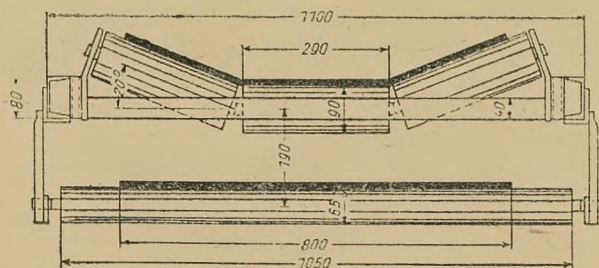
Rys. 2. Napęd przenośnika z dolną taśmą nośną



Rys. 5. Trasa przenośnika Hörstermann

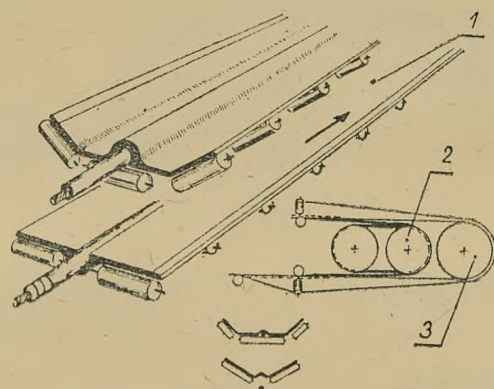


Rys. 3. Taśma nawrotna



Rys. 4. Nieosłonięta podwieszana konstrukcja przenośnika taśmowego

kładzie antracytu grubości 0,38 do 0,52 m w ścianach podwójnych, długości po 149 m. Wydajności maksymalne, jakie osiągnęto tym sposobem odstawy, wynoszą do 35 t na godzinę. Taśmę łączy się przez wulkanizację



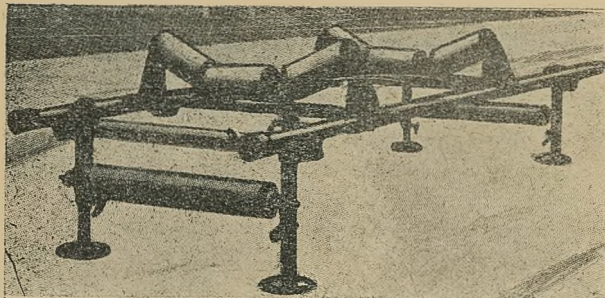
Rys. 6. Taśma linowa Clouth

1 — taśma powrotna, 2 — zwrot liny i napęd, 3 — zwrot taśmy

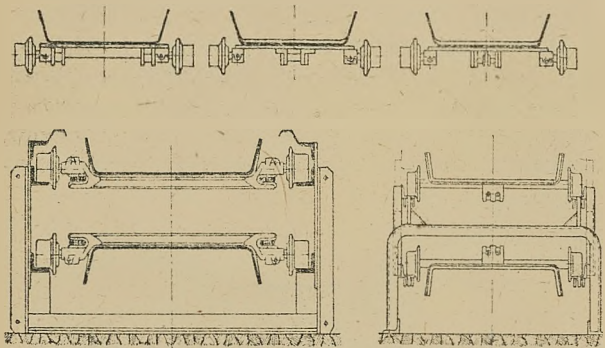
wa nie przenosząca naprężeń może mieć wskutek tego mniejszą liczbę wkładek bawełnianych niż w normalnym przenośniku o tej samej długości i wydajności.

Próbnie ma być wprowadzona taśma Clouth (rys. 6), która w celu jej odprężenia ma w fałdzie osiowym osadzoną linę stalową. Analogicznie jak w przenośniku poprzednim taśma nie przyjmuje pełnych naprężeń. Napędzana jest liną, która przez tarcie przenosi ruch na taśmę gumową.

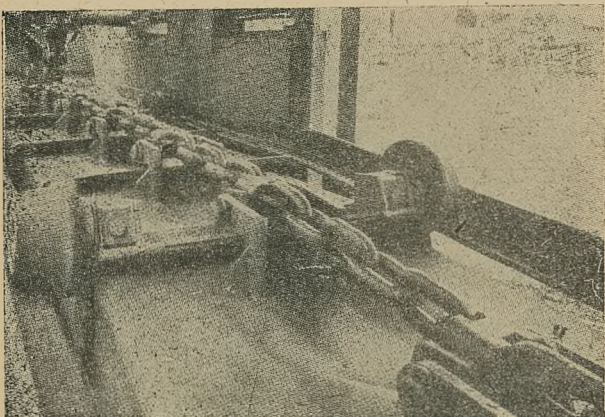
W Anglii wprowadza się próbnie konstrukcję rurową normalnej trasy przenośnika (rys. 7) nadająca się do każdego typu napędu. Ustawienie konstrukcji o długości 50 m zajęło 3 niekwalifikowanych ludzi zaledwie przez 5 minut.



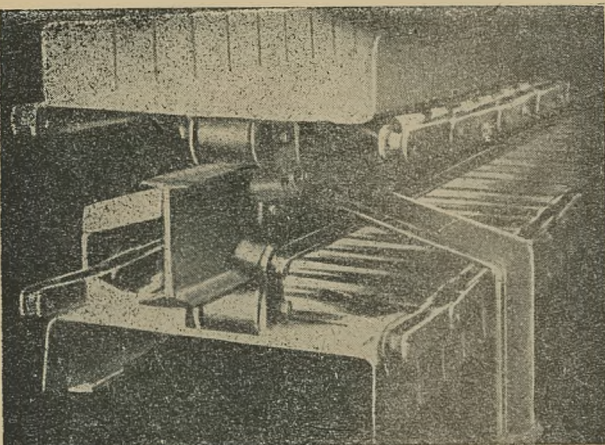
Rys. 7. Trasa rurowa przenośnika taśmowego



Rys. 8. Przekroje przenośników stalowo-członowych



Rys. 9. Jednołańcuchowy przenośnik stalowo-członowy (dolne człony osłonięte)



Rys. 10. Przenośnik stalowo-członowy z przewodnikiem dźwigarowym

Od 1950 r. wprowadza się stałe ulepszenia w przenośnikach taśmowych stalowo-członowych w celu zmniejszenia ciężaru konstrukcji, zmniejszenia oporów i uzyskania giętkości przenośnika. Przez zastosowanie osi lub półosi przymocowanych do członów z osadzonymi na nich kółkami o łożyskach tocznych uzyskano obniżenie oporów ruchu do 1 % ciężaru części ruchomych. Człony są przesuwane pojedynczymi lub podwójnymi łańcuchami ogniowymi lub łukowymi wg schematów podanych na rys. 8. Kółka toczą się po kątownikach lub szynach. Oryginalne rozwiązanie przenośników tego typu podają rys. 9 i 10.

Mgr. inż. J. Z.

Nowe przyrządy do mierzenia obciążenia obudowy

Według: Kandydat nauk technicz. E. S. Prigożyn, inż. gór. P. E. Lewkowicz. Ugol, nr 3, 1955.

Bezpośrednie mierzenie wielkości ciśnienia górotworu na obudowę wyrobisk przedstawia znaczne trudności z powodu niedoskonałości przyrządów, stosowanych obecnie do tego celu. Dynamometry słupowe typów używanych obecnie posiadają szereg istotnych braków. Więc np. zdjęcie wskazań dynamometrów elektrycznych trzeba przeprowadzać za pomocą bardzo czułych pomiarowych aparatów elektrycznych, nieprzystosowanych dostatecznie do pracy w warunkach kopalnianych, przy stosowaniu hydraulicznych dynamometrów (typu manometrycznego lub woskowego) musi być zapewniona zupełna szczelność wewnętrznych urządzeń przyrządu itd. Wszystkie te braki aparatury utrudniają pomiary i wpływają ujemnie na ścisłość otrzymywanych wyników.

W ostatnich latach, poszukując bardziej prostych rozwiązań, opracowano w ZSRR kilka nowych schematów pomiaru obciążeń obudowy metodą mechaniczną.

Więc Podmoskiewski Naukowo-Badawczy Instytut Węglowy (P. N. I. U. S.) zastosował wskaźnikowy sposób mierzenia ciśnienia na metalowe stojaki obudowy tarczami osłonowymi, w którym wielkość ciśnienia, działającego na stojak, określana była rozmiarami odkształceń tego ostatniego pod obciążeniem. Do każdego z czterech boków stojaka metalowego przyspawano po dwa wskaźniki odległe 500 mm jeden od drugiego. Zmiany odległości między nimi były ustalane z ścisłością do 0,01 mm za pomocą specjalnej aparatury pomiarowej, przenoszonej od stojaka do stojaka. Ten sposób postępowania dawał możliwość stosowania jednego tylko aparatu do pomiaru obciążeń wszystkich stojaków. Przed zabudowaniem stojaków sprawdzano za pomocą prostownicy prawidłowość budowy stojaków wzdłuż ich boków.

Rok później zostały opracowane i wypróbowane konstrukcje mechanicznych dynamometrów słupowych, w których wielkości odkształceń sprężystych obciążonej płyty pomiarowej ze stali wysokojakościowej były rejestrowane przez przyrządy pomiarowe typu zegarowego.

W dynametrze Kizielowskiego oddziału związkowego Naukowo-Badawczego Instytutu Węglowego (W. U. G. J.) odkształcenia płyty pomiarowej mierzone były bezpośrednio wbudowanym przyrządem pomiarowym z dokładnością do 0,002 mm.

W dynamometrze Karagandyjskiego Naukowo-Badawczego Instytutu Węglowego (K. N. J. U. S.) odkształcenia płyty pomiarowej powiększone kilkakrotnie za pomocą systemu dźwigni wskazywał przyrząd pomiarowy z dokładnością do 0,01 mm.

Zastosowanie tych dynamometrów umożliwiło pomiary obciążenia obudowy według bardzo prostego schematu bez uciekania się do wstępnego sprawdzania prawidłowej budowy stojaków. Jednak wbudowanie do dynamometrów Kizielewskiego oddziału W. U. G. S. przyrządów wskaźnikowych typu zegarowego, bardzo czułych na uderzenie, pył i korozję, jak również niedoskonały sposób ustawienia przyrządu wskaźnikowego w dynamometrach K. N. S. U. S. obniżyły zalety tych urządzeń w ich zastosowaniu w warunkach kopalnianych.

W wyniku ulepszeń konstrukcyjnych modelu mechanicznego dynamometru proponowanego przez K. N. J. U. S., w 1953 r. zaprojektowany został dynamometr DG-02 z samopiszącym przyrządem, zapewniającym rejestrację ciśnienia górotworu. Taka automatyczna rejestracja wydaje się niezbędną aby móc szczegółowo badać niektóre objawy ciśnienia górotworu, w szczególności wpływu szeregu stosunkowo szybko przemijających procesów produkcyjnych na wielkość obciążenia obudowy, jak wrębiecie, osiadanie stropu itd.

Dynamometr DG-2 składa się z następujących zasadniczych części (rys. 1): z tarczy odbierającej nacisk — 1, z płyty pomiarowej — 2, z dźwigni pośredniej — 3 i osłony — 4 ze wspornikiem i tulejką nastawczą. Do dynamometru może być przymocowany albo przenośny przyrząd wskaźnikowy — 5 wstawiany w tulejkę, albo przyrząd samopiszący, złożony ze wspornikiem osłony za pomocą dwóch śrub. Przyrząd samopiszący składa się z osłony — 6, w którym umieszczono przyrząd wskaźnikowy kontrolujący — 7, z mechanizmu samopiszącego — 8 i bębna z napędem zegarowym — 9 wykonującym jeden obrót w ciągu doby.

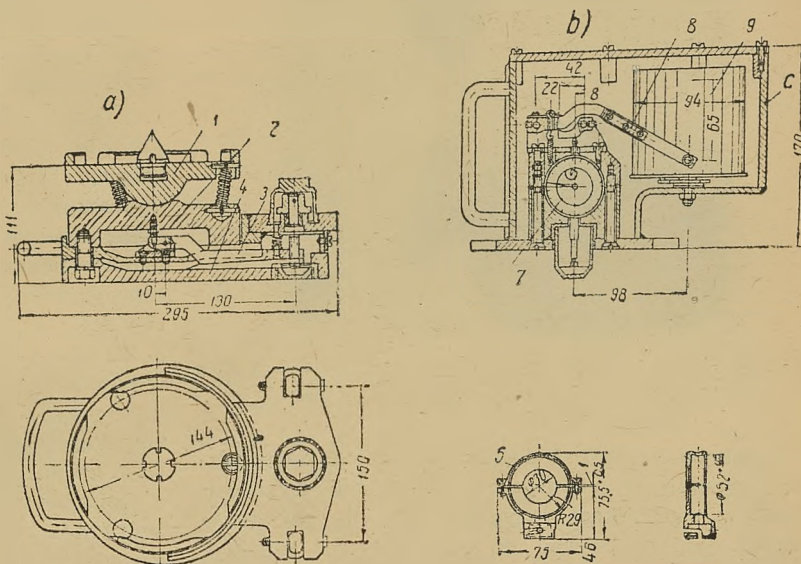
Dynamometr przystosowany jest do robienia pomiarów ciśnienia na obudowę wyrobisk i może być zamontowany pod stojaki metalowe lub z drewna. Dopuszczalne obciążenie graniczne dynamometru nie może przekraczać 50 t, jego ciężar łącznie z przyrządem samopiszącym wynosi 22 kg.

strzałki przyrządu wskaźnikowego przy obciążeniu 50 t wynosiło około 3,1 mm, przy czym wahania wskazań nie przewyższały $0,05 \div 0,07$ mm.

Dynamometr z przyrządem samopiszącym był wypróbowany przy pomiarach ciśnienia górotworu w kopalni nr 20 Kombinatu Karagandaugol.

Dynamometr ustawiono pod stojak z drewna w odległości 2 m od przodku; w ciągu 48 godzin dawał on stałe normalne wskazania pomiarowe.

Wykres krzywej zapisanej na cylindrze cbotowym przez urządzenie rejestrujące (rys. 2) przedstawia wy-

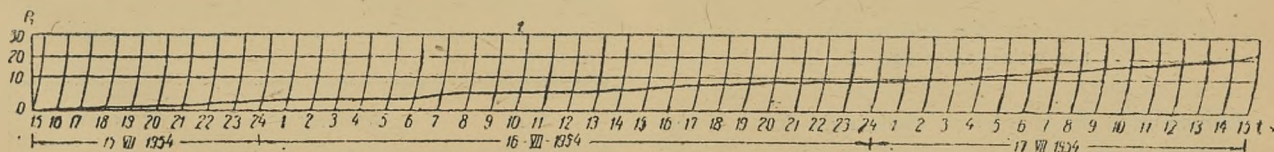


Rys. 1. Konstrukcja dynamometru DG-2 z urządzeniem rejestrującym samopiszącym; a — dynamometr, b — urządzenie rejestrujące samopiszące, c — osłona urządzenia

niki pomiarowe zwiększających się w ciągu 48 godzin ciśnienie górotworu na stojak.

W 1953 r. oddział obudowy W. U. G. S. opracował słupowy dynamometr MSD-2 (rys. 3). Dynamometr ten nie wyposażono w czułe przyrządy rejestrujące, a wskazania ciśnienia, podobnie jak w dynamometrze DG-2 daje urządzenie, które włącza się do dynamometru na czas pomiarów.

Zasadniczą częścią składową (rys. 4) tego dynamometru jest sprężysta płyta pomiarowa — 1 przymocowana do osłony aparatu — 2, wspierająca się za pośrednictwem kulistego przegubu na dolnej płycie dynamometru leżącej na spągu. Ruchy sprężystej płyty pomiarowej przejmują dźwignia sprężynowa — 4, przymocowana do osłony za pomocą widełek — 5 i osi — 6 poprzez regulacyjną śrubę — 7 z przeciwnakrętką, zezwalającą na przesunięcie dźwigni do pozycji początkowej.



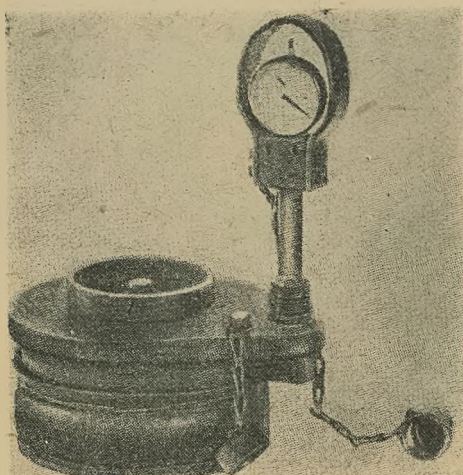
Rys. 2. Wzór zapisu urządzenia rejestrującego dynamometru DG-2

Jak wykazały wyniki laboratoryjnych prób przeprowadzonych na doświadczalnym dynamometrze przy obciążeniu do 50 t trwałych odkształceń w dynamometrze nie zaobserwowano. Maksymalne odchylenie

Szlifowany koniec dźwigni — 4 umieszczono pod otworem tulejki przeznaczonej do wstawiania w nią przyrządu wskaźnikowego; taka konstrukcja urządzenia daje bezpośredni kontakt końca trzpienia — 12

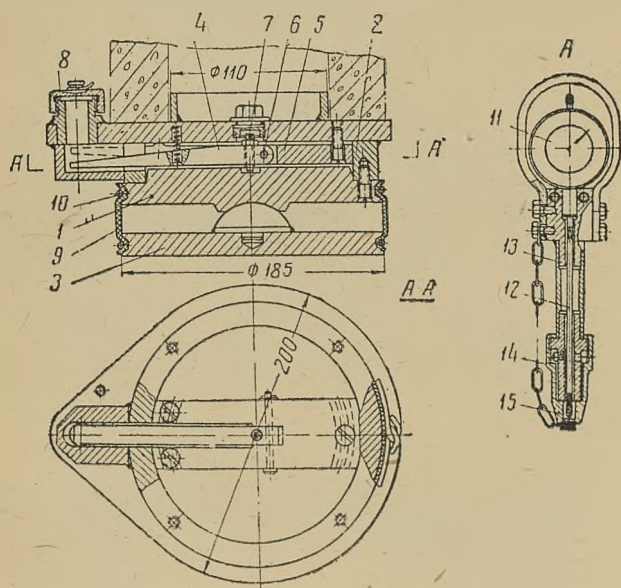
z dźwignią. Po zdjęciu przyrządu wskaźnikowego, na tulejkę nakręca się pokrywę — 8 przymocowaną do łańcuszka.

Dolną płytę dynamometru złączono z osłoną za pomocą kauczukowej otoczki — 9 ściągniętej dwoma pierścieniami — 10.



Rys. 3. Ogólny widok dynamometru MSD-2 z wstawanym urządzeniem wskaźnikowym

Dynamometr MSD-2 dostosowany został do pomiarów ciśnienia na cylindryczne stojaki obudowy żelbetowej w wyrobiskach przygotowawczych. Aby dynamometr taki zastosować do innych typów stojaków wystarczą małe zmiany konstrukcyjne kilku szczegółów zewnętrznych osłony.



Rys. 4. Konstrukcja dynamometru MSD-2 i urządzenia wskaźnikowego A

Dynamometr może mierzyć obciążenia do 45 t; ciężar jego bez przyrządu wskaźnikowego wynosi 15,4 kg; ciężar analogicznego dynamometru do pomiarów obciążeń podatnych metalowych stojaków do 25 t wynosi wg projektu konstrukcyjnego 7,2 kg.

Przyrząd wskaźnikowy (rys. 4A) jest zwykłym aparatem pomiarowym typu zegarowego — 11 ze ścisłością rejestracji 0,01 mm, zaopatrzony w wydłużony trzpień — 12, umieszczony w metalowej osłonie — 13, dolny

koniec, którego o przekroju cylindrycznym wchodzi w otwór tulejki dynamometru. Koniec osłony zaopatrzono w urządzenie zatrzymujące — 14; przy przenoszeniu przyrządu koniec trzpienia zabezpiecza się pokrywą — 15, przymocowaną do łańcuszka. Ciężar urządzenia wskaźnikowego wynosi 1,4 kg.

Doświadczenia laboratoryjne przeprowadzone z serią dynamometrów tego typu dały dodatnie wyniki.

Obciążenia wywoływane prasą wykazały, że płyta pomiarowa z wysokojakościowej stali grubości 28 mm poddana obróbce cieplnej wytrzymuje obciążenia do 45 t bez odkształceń trwałych, dając w środku płyty ugięcie wynoszące około $0,4 \div 0,5$ mm. Ugięcie takie przy stosunku dźwigni 1:13,5 mm zapewnia przesunięcie strzałki wskaźnikowej o 7,8 mm. Błąd pomiaru w różnych warunkach pracy urządzenia nie przekracza $0,04 \div 0,05$ mm. Wynika z tego, że przy górnej granicy obciążenia wynoszącego 45 t, dynamometr daje wskazania ze ścisłością do 0,5 t, co dla potrzeb praktyki zupełnie wystarcza. Przy pomiarach obciążeń nie przekraczających $20 \div 25$ t płyta pomiarowa o takich samych wymiarach może być skonstruowana ze stali zwykłej.

Wyniki pomiarów obciążeń obudowy, dokonanych w kopalniach Kombinatu Stalinugol w 1954 r. potwierdziły przydatność dynamometru tego typu dla warunków kopalnianych, a w szczególności jego niewrażliwość na uderzenia, wstrząsy, pył węglowy i wilgoć.

Opisane wyżej dynamometry o działaniu mechanicznym z urządzeniami wskaźnikowymi łatwo odejmowalnymi, zdaniem specjalistów znajdują również zastosowanie do pomiarów w wyrobiskach eksploatacyjnych, gdzie urządzenia tego rodzaju są najbardziej narażone na uszkodzenia.

Brak wbudowanej czułej aparatury, podlegającej korozji i stabilność wskazań przemawiają za tym, że dynamometry te okażą się również najbardziej przydatnymi do prowadzenia pomiarów w wyrobiskach przygotowawczych, w których pomiary trwać będą niejednokrotnie $1 \div 2$ lat. Wyposażenie dynamometrów o działaniu mechanicznym w aparaty rejestrujące samopiszące zezwoli na szczegółowe badanie ciekawych przejawów ciśnienia górotworu w wyrobiskach wybierkowych.

M. B.

Przemysł węglowy Wielkiej Brytanii za rok 1954

Według: Colliery Guardian. 13. I. 1955 r.

Zaplanowanego na 1954 r. zwiększenia wydobycia o 2,5 % przemysł węglowy Wielkiej Brytanii nie osiągnął a cyfry wydobycia z kopalń podziemnych po wojnie przedstawiają się następująco (w milionach tonn):

Rok	Wydobycie	Przyrost
1947	186,5	
1948	196,7	+ 10,2
1949	202,7	+ 6,0
1950	204,1	+ 1,4
1951	211,3	+ 7,2
1952	212,7	+ 1,4
1953	211,8	- 0,9
1954	213,5	+ 1,7

Do tego należy jednak dodać wydobycie z kopalń odkrywkowych, które w 1953 r. wynosiło 11,70 mln tonn a w 1954 r. 10,24 mln tonn, zatem całkowite wydobycie:

$$1953 \text{ r. } 211,82 + 11,70 = 223,52$$

$$1954 \text{ r. } 213,55 + 10,24 = 223,79$$

Wzrost wydobycia w 1954 r. wyniósł więc zaledwie 270 000 tonn.

Wydajność	1953	1954
Wydajność na robotnikodniówkę, t:		
przodkowa	3 266	3 312
ogólna	1 246	1 249
Absencje, tydzień pięciodniowy, %:		
na węglu	14,65	14,18
ogólne	12,41	12,08
Wydajność ręczna, t:		
przodkowa	726	735
ogólna	296	302

Tak wydajność ogólna 1,249 t na robotnikodniówkę, jak i wydajność przodkowa 3,312 t, jak i wreszcie wydajność roczna 302 t są rekordami powojennymi.

Załoga (przeciętnie tygodniowo):

Robotnicy	1953	1954
na węglu	292 800	290 400
ogólna	712 900	707 200

W pierwszych czterech miesiącach 1954 r. stan załóg na skutek intensywnej akcji werbunkowej wzrósł o 5000 ludzi, później jednak stale zmniejszał się tak, że na koniec roku obejmował 704 700 ludzi. Przeciętna ilość ludzi była średnio o 5700 osób mniejsza niż w 1953 r.

Ilość ludzi zatrudnionych w przebudowie, inwestycjach i innych robotach specjalnych, w tym wielu kwalifikowanych i doświadczonych górników przodkowych, zwiększała się stale od czasu nacjonalizacji. W 1954 r. było zatrudnionych w tych dziedzinach pracy około 1000 ludzi więcej niż w 1953 r.

Wskutek reorganizacji przewozu podziemnego ilość ludzi zatrudnionych w przewozie zmniejszyła się w okresie lat 1947 ÷ 1954 o 13 000 osób, mimo że wydobycie w tym okresie wzrosło o blisko 27 mln tonn.

Spożycie wewnętrzne

Spożycie wewnętrzne węgla wyniosło:

	1952 r.	1953 r.	1954 r.
Ilość (mln tonn)	206	207,5	213,5

Głównym powodem wzrostu konsumpcji wewnętrznej była stale rosnąca produkcja przemysłowa ale poza tym niezwykle chłodny rok przyczynił się również do zwiększonego zużycia węgla na cele opałowe (około 2 mln tonn). Sprzedaż prądu elektrycznego i gazu osiągnęła rekordowy poziom. Elektrociepłownie spotrzebowały o blisko 3 mln tonn więcej węgla, mimo powiększenia sprawności wytwarzania prądu, co według obliczeń miało dać oszczędność 1 mln tonn.

Import węgla z Europy i USA wskutek nieosiągnięcia zaplanowanej wysokości wydobycia wyniósł w 1954 r. 2,9 mln tonn.

Mechanizacja. Wskaźnik mechanicznego ładowania wzrasta stale. W pierwszych dziewięciu miesiącach 1954 r. ilość urobku załadowanego mechanicznie wyniosła 13,9 mln t, tj. 8 % całego wydobycia za ten okres, co w porównaniu z tym samym okresem 1953 r. przy 10,6 mln t i 6,2 % daje wzrost 1,8 %. Ilość maszyn do ładowania (w ruchu) na 2. X. 54 wynosiła 333 sztuki w porównaniu 238 sztuk w październiku 1953 r. Ilość

kombajnów Meco-Moore w ruchu wynosiła 118 sztuk a średnia ich wydajność na węglu wynosiła 6,75 t/rdn.

Przeróbka. Od czasu nacjonalizacji przemysłu węglowego (1. 1. 1949) wybudowano, bądź też przebudowano i powiększono 140 płuczek. Powiększyło to zdolność przerobczą o blisko 40 mln t/rok. Obecnie buduje się dalszych 65 zakładów przerobczych, które powiększą zdolność przerobczą o dalsze 40 mln t/rok.

Ilość odpadów wzrosła o blisko 1 mln t rocznie i podczas gdy w 1946 r. wyniosła 6 %, to w 1954 r. wzrosła do 10 %, co daje przeszło 20 mln t odpadów w 1954 r.

Dla wzbogacania miałów zbudowano i uruchomiono 73 zakłady flotacji pianowej a oprócz tego w opracowaniu projektowym, bądź w budowie, znajduje się dalszych 38 zakładów flotacji.

Wyniki finansowe. Według sprawozdań kwartalnych przemysł węglowy wykazał dochód w pierwszym kwartale £ 750 000 a straty w drugim £ 250 000 i trzecim £ 4 mln. Ponieważ jednak cała nadwyżka ceny importowanego węgla (węgiel ten jest sprzedawany po takiej samej cenie jak węgiel miałowy) idzie w ciężar przemysłu węglowego, to straty spowodowane importem w 1954 r. opiewają na 5,5 mln funtów szterlingów i w sumie dają £ 15 mln strat na importowany węgiel od dnia nacjonalizacji.

Rozbudowa. Nakłady inwestycyjne w 1954 r. wyniosły £ 83 mln w porównaniu z £ 64 mln w 1953 r. Wydatki inwestycyjne samych kopalń wyniosły £ 64 mln w 1954 r., tj. o £ 15 mln więcej niż w 1953 r.

Przy końcu 1953 r. zgłębiano 10 nowych szybów a w 1954 r. rozpoczęto zgłębiać dalsze 5 szybów. Poza tym w 1954 r. zatwierdzono 23 plany rozbudowy istniejących kopalń.

Plany rozbudowy kopalń uległy zmianie o tyle, że roczne wydobycie w okresie 1961 ÷ 65 ma osiągnąć 250 mln t zamiast 240 mln t pierwotnie zaplanowanych.

Mgr. inż. E. Kaliciński

Rekordowe osiągnięcia w drażeniu chodnikowych wyrobisk w kamieniu

Według: *Mining Journal* 7. I. 1955 r.

Przekop podziemny (Południowa Afryka)

Załoga kopalni złota „Harmony“ ustanowiła w listopadzie-grudniu 1954 r. nowy rekord w drażeniu podziemnego wyrobiska chodnikowego osiągając w ciągu 26 dni pracy postęp 391,5 m właściwego chodnika plus 26 m w robotach pomocniczych czyli w sumie 417,6 m. Jest to wynik o 50,1 m lepszy od poprzedniego rekordu ustanowionego przez kopalnię „Durban Roodepart Deep“.

Przekrój wyrobiska wynosił 3,3 m × 3,0 m (w wymiarze). Głębokość zabioru 2,4 m. Otwory w ilości 24 do 36 na zabiór odwiercono za pomocą 6 wiertarek udarowych „Delfos Model R. H. 67“ na podpórkach w kombinacji z wozem wiertniczym. Wiertła stalowe długości 2,65 m z ostrzami z twardych spieków. Materiały wybuchowe 60 % „Ammon Gelignite“ ϕ 32 mm i 60 % „Dynagel“ ϕ 32 mm. Początkowo używano zapalników elektrycznych, jednak po pierwszym tygodniu zastąpiono je lontem i zwykłymi zapalnikami, co

dawało lepsze rozdrobnienie i lepszy zesyp odstrzelonej skały.

Ładowanie mechaniczne za pomocą ładowarki zaśniętnej „Eimco 40“; ciśnienie powietrza sprężonego 5,5 ÷ 6,5 at. Nie trzymano w rezerwie drugiej ładowarki i cały urobek w ilości 13 000 t załadowano tą samą ładowarką, przy czym na reperację i konserwację wykorzystywano przerwy w pracy ładowarki podczas wiercenia i w niedziele. Urobek ładowano do 6-tonnowych wozów odstawianych dwiema lokomotywami spalinowymi, mocy 30 KM każda. Tor prowizoryczny układano z szyn 21 kg i takich samych tylko odwróconych używano jako szyn wysuwnych. Dla wymiany wozów, jak również stanowisk dla przyszłych wierceń diamentowych wycinano w ociosach wnęki, których długość w sumie na tym odcinku chodnika wyniosła 26,1 m. Wszystkie te wnęki były wykonane przez tę samą załogę co w chodniku.

Średnie czasy poszczególnych operacji w cyklu wynosiły: wiercenie 1 godz, ładowanie 1 godz, nabijanie otworów i odpalanie 0,5 godz; przerwa po odstrzale 0,5 godz, co w sumie równało się 3 godz.

Najkrótszy okres cyklu dla zabioru 2,4 m wyniósł 2 godz. i 5 min. Największy postęp w ciągu dnia równał się 19,2 m (8 cyklów) a w ciągu sześciu dni następujących po sobie 105 m.

W czasie pierwszych 13 dni osiągnięto postęp 176,4 m a w następnych (w drugiej połowie całego okresu) 215,1 m.

Rezultaty te mówią wyraźnie o zwiększeniu się wydajności po wpracowaniu się załogi i nabraniu rutyny.

Europejski rekord drażenia tunelu w Szkocji

W ciągu 7 dni pracy od 12 ÷ 19 grudnia 1954 załoga składająca się przeważnie z Polaków (!) pobiła europejski rekord drażenia tunelu „Glen Almond“ ϕ 3,0 m w bardzo twardej skale (epidioryt) 128,4 m postępu. Długość całkowita tunelu ma wynieść 5160 m. Rekord uzyskano w 17 tygodniu drażenia przy pracy na dwie zmiany od godz 8 rano do godz 10 przez 6 dni na tydzień. Gdy jednak spostrzeżono, że może być pobity rekord zdecydowano się na pracę bez przerwy przez 7 dni, w ciągu których zbito 66 zabiorów i odwiercono 5490 m otworów strzałowych. Zabiór miał średnią głębokość 2,35 m i 35 otworów. Ilość materiałów wybuchowych na zabiór 6,3 kg (Polar Ammon Gelignite) odpalone zapalnikami z opóźnieniem 0,5 sek.

Średni cykl dla jednego zabioru: 2 godz 30 min, z czego czas wiercenia zabierał 50 min; nabijanie i odpalanie 15 min; przerwa po strzałach 15 min; ładowanie 70 min. Najkrótszy czas cyklu wyniósł 2 godz. 15 min.

Załoga składała się w sumie z 36 ludzi, z czego dwie brygady zmianowe po 16 ludzi i dodatkowo stale czterech ludzi na zmianie pierwszej.

Obydwie zmiany po 16 ludzi każda:

- 1 dozór zmianowy
- 1 maszynista Eimco

- 1 maszynista lokomotywy
- 6 wiertaczy
- 2 wozaków
- 1 elektrykarz
- 1 obsługa sprężarki
- 1 pomocnik
- 1 torowy

Stale na zmianie dziennej:

- 1 dozór techniczny
- 1 ślusarz do wiertarek
- 1 monter
- 1 dozorca prochni

Wypożyczenie przodka w maszyny obejmowało: 1 ładowarkę „Eimco 21“, która ładowała 20 m³ urobku na zabiór; 6 wiertarek „Atlas Diesel“ typ RH 656-HW, wagi 20 kg, pracujące na podpórkach i wiertła o przekroju sześciokątnym, drażone, z ostrzami z twardych spieków (ϕ otworu 38 mm), jedną lokomotywę spalinową i 2 wozy odstawcze.

E. K.

Górnictwo węglowe we Włoszech

Według: *Colliery Guardian*. 13. I. 1955 r.

Mimo pewnych osiągnięć w uprzemysłowieniu Sardynii w ostatnich 5 latach, w ramach ogólnego planu rządu włoskiego rozbudowy i rozwinięcia terenów zafalanych nie udało się zwalczyć chronicznego kryzysu panującego w przemyśle węglowym na Sardynii. Sytuacja mimo poważnej pomocy finansowej nie uległa poprawie, w samym tylko 1953 r. przemysł węglowy Sardynii wykazał straty sięgające 5 mld lirów, które w wysokości 2,5 mld zostały pokryte przez Europejską Wspólnotę Węgla i Stali a reszta przez rząd. Nie jest zatem dziwny pogląd włoskich kół ekonomicznych, które uważają, że jest bezcelowe topienie pieniędzy w nierentownych kopalniach Sardynii, zwłaszcza, że jak pisze czołowy włoski dziennik gospodarczy „Il-Mondo“ mniej kosztowałoby utrzymanie załóg w stanie bezrobocia przy nierentujących się zamkniętych kopalniach i wypłacenie każdemu bezrobotnemu pracownikowi zapomogi w wysokości 40 000 lirów miesięcznie. Ponieważ popyt wewnętrzny na węgiel sardyński jest bardzo mały i zwały węgla rosą stale, staje się rzeczą coraz trudniejszą uporać się z bieżącą produkcją.

Jeżeli sytuacja ta nie ulegnie w najbliższym czasie poprawie to nawet zwiększone subsydia rządu i EWW i S przedstawiać będą przysłowiową kroplę w morzu potrzeb. Przy stałym rozroście wykorzystywania zasobnych włoskich źródeł gazu ziemnego i opartej na tym źródle dalszej rozbudowie wytwarzania energii elektrycznej i jej rozdziału, kwestia rozwiązania problemu kopalń sardyńskich i wynalezienia odpowiedniej pracy dla górników powinna znaleźć realne i życiowe rozwiązanie.

E. K.

Redaguje Komitet Redakcyjny powołany przez Departament Techniki Ministerstwa Górnictwa

Redaktor Naczelny: mgr inż. Stanisław Gisman; Sekretarz Redakcji: mgr Maria Subocz; Redaktorzy Działowi: mgr inż. Marcin Borecki, mgr inż. Stanisław Kossuth, mgr Jerzy Osuchowski, mgr inż. Jan Zyzak

CONTENTS

1. Independence Day	
2. A. Battaglia, Prof. Min. Eng.: Hydrocyclones in the cleaning proces of Polish coals industry	242
3. J. Zyzak, Min. Eng.: Longwall working by the method of the Institute for Mine Mechanization	251
4. T. Kubiczek, Min. Eng.: First experiments with articulated bars	253
5. J. Kursa, Min. Eng., J. Miksa, Min. Eng.: Concrete shaft lining by sliding method	256
6. A. Lisowski, Min. Eng.: Notes on designing the stowing installations	260
7. R. Elszak, Min. Eng.: Longwall length and the output at coal face	269
8. L. Pluta, Min. Eng.: Articulated bars in longwall workings	272
9. F. Zajdel, Min. Eng.: Polish Mining Standards	276
10. B. Zyska, Min. Eng.: New antifungous impregnation agent for mine timber	280
11. Z. Kwecki, Min. Eng., J. Stachurski, Min. Eng.: Friction tests on ropes against the lining of driving pulleys	282
12. A. Jezioro, Min. Eng.: Standard suspension of bearing rope	288
13. K. Czerner, Min. Eng.: Mining machines working on the principle of driving pulley	292
14. K. Szablowski, Min. Eng.: Hydrokinetic gears	297
15. Z. Szarafiński, Min Eng.: The rôle of dewaterers in cleaning process	300
16. Z. Moroń, Min. Eng.: New design of a colliery pit-bath	304
17. FOREIGN REVIEW	309
18. MINING ABSTRACTS	
19. BULLETIN OF THE INSTITUTE FOR MINE MECHANIZATION	

SOMMAIRE

1. La Fête de l'Indépendance	241
2. A. Battaglia, Prof. Ing.: Hydrocyclones dans les l'épuration des charbons polonais	242
3. J. Zyzak, Ing.: Exploitation par longues tailles par la méthode de l'Institute de Mécanisation des Mines	251
4. T. Kubiczek, Ing.: Premiers essais sur les rallonges articulées	253
5. J. Kursa, Ing., J. Miksa, Ing.: Soutènement des puits en beton par la méthode de glissement	256
6. A. Lisowski, Ing.: Remarques sur les projets de construction de l'installation de remblayage	260
7. R. Elszak, Ing.: Longueur des tailles et le rendement au charbon	269
8. L. Pluta, Ing.: Rallonges articulées dan les exploitations par longues tailles	272
9. F. Zajdel, Ing.: Normes minières polonaises	276
10. B. Zyska, Ing.: Nouvel agent d'imprégnation antifongueux pour le bois de mines	280
11. Z. Kawecki, Ing., J. Stachurski, Ing.: Essais sur la friction du câble contre le garnissage des poulies de commande	282
12. A. Jezioro, Ing.: Suspension normalisée du câble porteur	288
13. K. Czerner, Ing.: Machines minières fonctionnant sur le principe des poulies de commande	292
14. K. Szablowski, Ing.: Engrenages hydrocinétiques	297
15. Szarafiński, Ing.: Rôle des égoutteurs dans le procédé d'épuration	300
16. Z. Moroń, Ing.: Nouveau projet des bains-douches dans les mines	304
17. INFORMATIONS DU MONDE MINIER	309
18. BULLETIN BIBLIOGRAPHIQUE DES MINES	
19. BULLETIN DE L'INSTITUT DE MECANISATION DES MINES	

Komunikat

Kierownictwo Biblioteki Naukowej Głównego Instytutu Górnictwa zawiadamia wszystkich użytkowników biblioteki, że począwszy od dnia 1 lipca br. do dnia 30 sierpnia br. czytelnia i wypożyczalnia biblioteki, czynne będą tylko od godz. 8 do 15, a nie jak dotychczas od godz. 8 do 19.

Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze

Nowości wydawnicze książek technicznych

- BLASCHKE S.: **Technologia i technika przeróbki mechanicznej kopalin użytecznych.** Tom I. 1954, str. 644, zł 60.— tom II, 1955, str. 639, zł 64.—
- DUDEK W.: **Oświetlenie i sygnalizacja.** Cz. 2 Urządzenie teletechniczne w podziemiach kopalń. Górnictwo tom XIII. 1955, str. 247, zł 27.—
- GISMAN S., TRZOSKA I.: **Przekładka przenośników zgrzeblowych.** Biblioteczka Górnicza. 1954, str. 82, zł 4,40
- KOZUBSKI F.: **Miernictwo górnicze.** 1955, str. 233, zł 13,20
- MACIEJASZ Z.: **Poszukiwanie złóż rudnych.** 1955, str. 115, zł 7,70.
- POKROWSKIJ N. M.: **Głębieńie szybów pionowych zwykłymi sposobami.** Tłum. z ros. 1954, str. 347, zł 25,50
- SALUSTOWICZ A.: **Mechanika górotworu.** Cz. 1. Mechanika górotworu. Górnictwo tom III. 1955, str. 287, zł 31,20.
- SZKLARSKI L.: **Trakcja elektryczna w kopalni.** 1954, str. 411, zł 45.—
- WOYCIECHOWSKI J.: **Zasady górnictwa solnego.** 1955, str. 233, zł 16,40.

Dla racjonalnego zaopatrzenia księgarń w nowości wydawnicze należy zamawiać już teraz osobiście, telefonicznie lub listownie w księgarniach technicznych Domu Książki następujące górnicze książki techniczne, które ukażą się drukiem w najbliższych miesiącach:

W LIPCU:

- Zarys górnictwa kamiennego. Praca zbiorowa. 17,4 ark. wyd. poziom III-IV, zł 24,60
- SUKNAROWSKI S.: **Selektywna rafinacja olejów mineralnych.** Biblioteczka Naftowca. 4,4 ark. wyd. poziom II zł 4,10
- OSTASZEWSKI J., PARASZCZAK W.: **Pomiary w odwiertach naftowych.** Biblioteczka Naftowca 4,0 ark. wyd. poziom II, zł 3,30

W SIERPNIU:

- GOŁĘDZINOWSKI Z., BALLENSTEDT L.: **Prefabrykaty i nowe materiały w górnictwie podziemnym.** 8,0 ark. wyd. poziom III-IV, zł 8.—

- KOKOT S.: **Górník ścianowy.** Biblioteczka Górnicza. 6,6 ark. wyd. poziom II, zł 4,20
- LESIECKI W.: **Dźwignice linowe.** Biblioteczka Skalnika. 4,8 ark. wyd. poziom II-III, zł 3,60
- JACKIEWICZ A.: **Zarys górnictwa.** Podręcznik szkolny. 13,9 ark. wyd. poziom III, zł 8,40
- DUDEK J.: **Książeczka strzałowego w kopalni.** Biblioteczka Ochrony Pracy. 2,2 ark. wyd. poziom I/II. zł 1,40. Wydanie II.

WE WRZEŚNIU

- DANIEC A.: **Warzelnictwo soli.** 9,0 ark. wyd. poziom III-IV. zł 9.—
- SZAWDYN J.: **Miernictwo naziemne.** Podręcznik szkolny. 9,2 ark. wyd. poziom III, zł 8,20

Adresy księgarń technicznych Domu Książki:

Stalinogród, ul. Młyńska 2 — tel 31508; Chorzów, ul. Wolności 22 — tel. 404-20; Zabrze, ul. Wolności 288 — tel. 30-12; Bytom, Plac Stalina 10 — tel. 48-39; Bielsko ul. Dzierżyńskiego 10 — tel. 24-35; Częstochowa, Aleja NMP 8 — tel. 14-41; Gliwice, ul. Zwycięstwa 31 — tel. 28-81; Rybnik, ul. Zamkowa 8 — tel. 13-27; Sosnowiec, ul. Stalinogrodzka 23 — tel. 624-79.

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki i u kolporterów zakładowych

