ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1972

Seria: GÓRNICTWO z. 49 Nr kol. 314

Józef Wojnarowski, Andrzej Maziarczyk

ZMECHANIZOWANY TYMCZASOWY SPOSÓB PODPIERANIA STROPÓW WYROBISK CHODNIKOWYCH

Streszczenie. W pracy przedstawiono koncepcję tymczasowej obudowy zmechanizowanej do wyrobisk chodnikowych o przekroju prostokątnym składającej się z dwóch członów.
Układ przesuwający, który zapewnia skok członu obudowy 2000 mm przy skoku przesuwników 800 mm, stanowi oryginalne rozwiązanie i może być zastosowany w innych obudowach zmechanizowanych.

1. Wstęp

Stały rozwój mechanizacji urabiania i odstawy urobku pociąga za sobą konieczność modernizacji metod tymczasowego podpierania wyrobisk korytarzowych w miejscu urabiania. Z uwagi na wymiary kombajnu, bezpieczeństwo pracy oraz potrzebę zapewnienia ciągłości pracy, obudowę stałą można stawiać za obudową tymczasową. Zastosowanie obudowy tymczasowej wraz z kombajnem, gdzie utrudnione jest stawianie obudowy stałej staje się koniecznością.

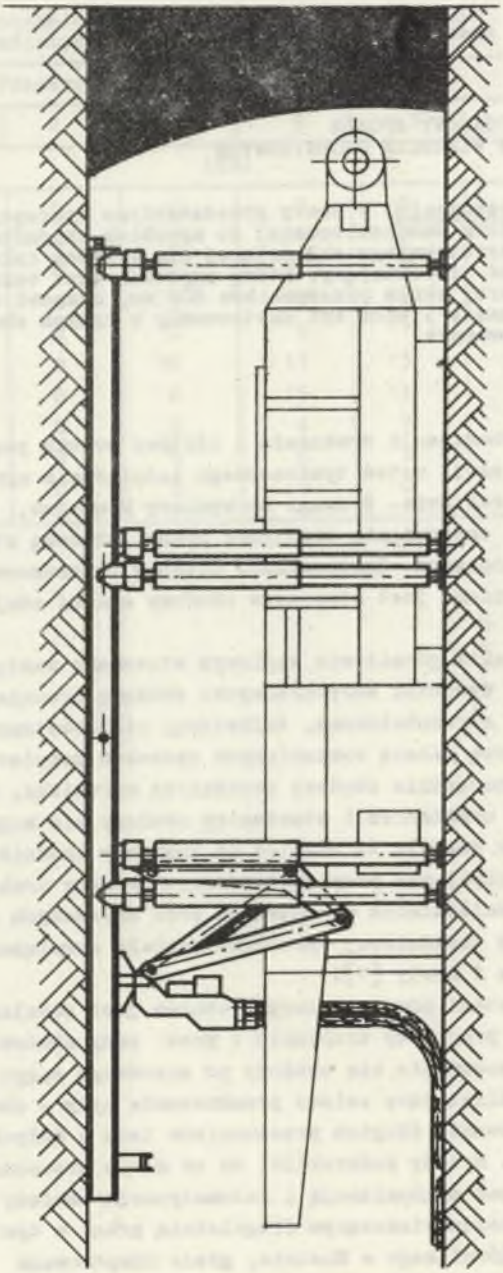
Dotychczas w polskim górnictwie węglowym stosowano następujące sposoby podpierania stropów wyrobisk korytarzowych: obudowę drewnianą, stalowo-drewnianą, stalową, strunobetonową, żelbetową, siatkobetonową, torkretową i inne [1]. Podstawową zaletą wymienionych sposobów podpierania jest to, że stanowią one równocześnie obudowę zasadniczą wyrobiska, wadą natomiast, że prace związane z urabianiem i stawianiem obudowy nie mogą być wykonywane równocześnie. Nie pozwala to również na drążenie chodników z szybkością z jaką mamy do czynienia przy zastosowaniu maszyny urabiającej [1].

Zagadnienie uniezależnienia wykonywania prac związanych z urabianiem i stawianiem obudowy zasadniczej wyrobiska zostało rozwiązane przez zagraniczne firmy Schwarz i Dowty [1].

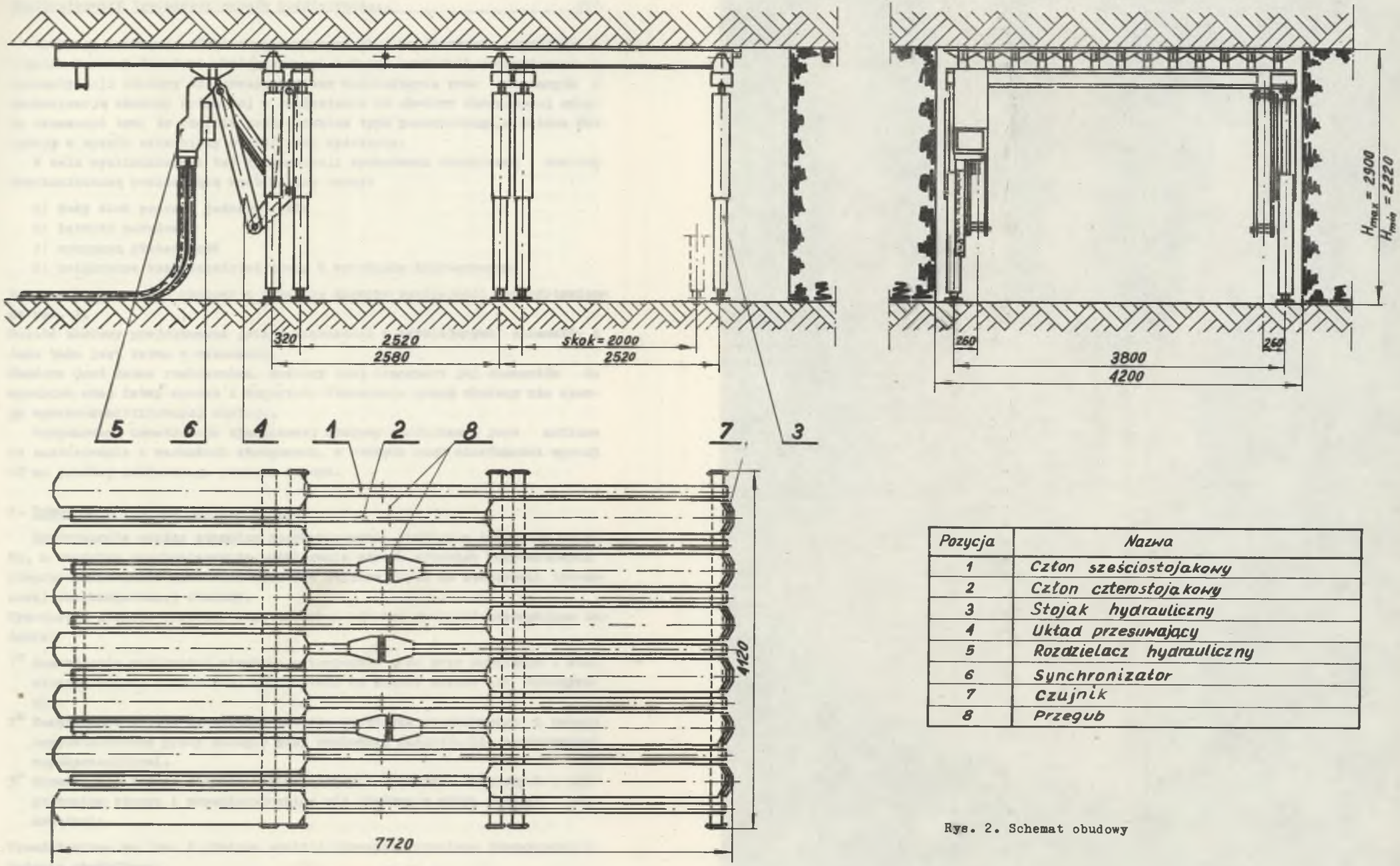
Zasadniczymi zaletami przedstawionych obudów jest oddalenie od siebie miejsca wykonywania prac przy urabianiu i prac przy obudowie zasadniczej.

Do wad należy przesuwanie się obudowy po nierównym spągu i usztywnienie stojaków uniemożliwiające osiowe przenoszenie siły - obudowa firmy Schwarz oraz zastosowanie długich przesuwników lecz o małych średnicach - obudowa firmy Dowty. Należy podkreślić, że od dawna prowadzone są przez GIG i ZKMPW, prace nad mechanizacją i automatyzacją obudowy ścianowej.

Niewątpliwym sukcesem wieńczącym długoletnią pracę w tym zakresie była wystawa sprzętu górniczego w Moskwie, gdzie eksponowana była jedyna całkowicie zautomatyzowana obudowa ścianowa konstrukcji ZKMPW.



Rys. 1. Schemat obudowy w układzie maszyny urabiającej



Pozycja	Nazwa
1	Człon sześciostojakowy
2	Człon czterostojakowy
3	Stojak hydrauliczny
4	Układ przesuwający
5	Rozdzielacz hydrauliczny
6	Synchronizator
7	Czujnik
8	Przegub

Rys. 2. Schemat obudowy

Na uwagę zasługuje również automatyczna obudowa ścianowa pracująca w kopalni Generał Zawadzki, która stanowi istotny wykładnik mechanizacji i automatyzacji obudowy ścianowej. Znaczne wyprzedzenie prac związanych z mechanizacją obudowy ścianowej w odniesieniu do obudowy chodnikowej należy tłumaczyć tym, że chodnik jest obiektem typu pomocniczego,a ściana decyduje w sposób zasadniczy o wielkości wydobycia.

W celu wyeliminowania tej dysproporcji opracowano chodnikową obudowę zmechanizowaną posiadającą następujące cechy:

a) duży skok podczas jednego cyklu
b) łatwość zabudowy
c) wymaganą stateczność
d) zwiększone bezpieczeństwo pracy w wyrobisku korytarzowym.

Schemat proponowanej obudowy w układzie maszyny urabiającej przedstawiono na rys. 1.
Całość obudowy projektowana jest w większości z istniejących elementów i jako taka jest łatwa w wykonaniu.
Obudowa jest łatwo rozbieralna, możliwy jest transport jej elementów do wyrobisk oraz łatwy montaż i demontaż. Sterowanie pracą obudowy nie wymaga wysoko-kwalifikowanej obsługi.

Proponowana konstrukcja tymczasowej obudowy chodnikowej jest możliwa do zastosowania w warunkach stropowych, w których rząd nierówności wynosi 80 mm poniżej zakładanego poziomu stropu.

2. Tymczasowa obudowa zmechanizowana

Dysproporcja między stopniem zmechanizowania urabiania i dostawy urobku, a stopniem zmechanizowania podbierania stropu wyrobisk korytarzowych stwarza konieczność wzmożenia wysiłków zmierzających do stosowania tymczasowej zmechanizowanej obudowy.
Tymczasowa obudowa wyrobisk korytarzowych powinna spełniać następujące zadania:

1° Zapewnienie możliwości ciągłego wykonywania prac przy urabianiu i stawieniu obudowy zasadniczej - oddalenie od siebie miejsc ich wykonywania.
2° Podpieranie świeżo wykonanego odcinka wyrobiska chodnikowego z pełnym bezpieczeństwem pracy załogi, przy swobodnej manipulacji urządzeniami współpracującymi.
3° Zapewnienie dużego stopnia zmechanizowania czynności związanych z podpieraniem stropu i przemieszczaniem się obudowy w miarę postępu prac urabiania.

Przedstawiona na rys. 2 obudowa spełnia wymagania stawiane tymczasowej obudowie chodnikowej.

Składa się z następujących zespołów:

C z ł o n s z e ś c i o s t o j a k o w y wykonany jest z dwuteowników stropnicowych G-140 połączonych elementami złączonymi. Składa się z dwóch części połączonych przegubowo. Dla zwiększenia powierzchni osłanianej przez człon, górne części stropnic pokryte są blachą.

C z ł o n c z t e r o s t o j a k o w y wykonany jest również z dwuteowników stropnicowych G-140. Składa się z dwóch części połączonych przegubowo. Na przednich brzegach stropnic znajdują się czujniki, które samoczynnie wyłączają działanie przesuwników w przypadku natrafienia na ewentualne nierówności stropu podczas przesuwania członu.

Potrzeba zamontowania czujników wynika stąd, że układ przesuwający posiada pewną nadwyżkę siły w odniesieniu do napotykanych sił oporów podczas przesuwania i w przypadku natrafienia na nierówności stropu mogłoby nastąpić uszkodzenie członu. Tylne części stropnic pokryte są blachą dla zwiększenia powierzchni osłanianej stropu.

S t o j a k h y d r a u l i c z n y jest cylindrem dwustronnego działania ze względu na potrzebę odrywania się stóp stojaków od spągu w czasie przesuwania członu. Każdy stojak posiada skok równy 700 mm i zakończony jest przegubami kulistymi, które zapewniają osiowe przenoszenie siły. Stojaki posiadają podporność wstępną 65 kN uzyskiwaną ciśnieniem zasilania 6,5 MN/m^2. Maksymalna podporność robocza wynosi 150 kN. i po jej przekroczeniu następuje otwarcie zaworu przelewowego.

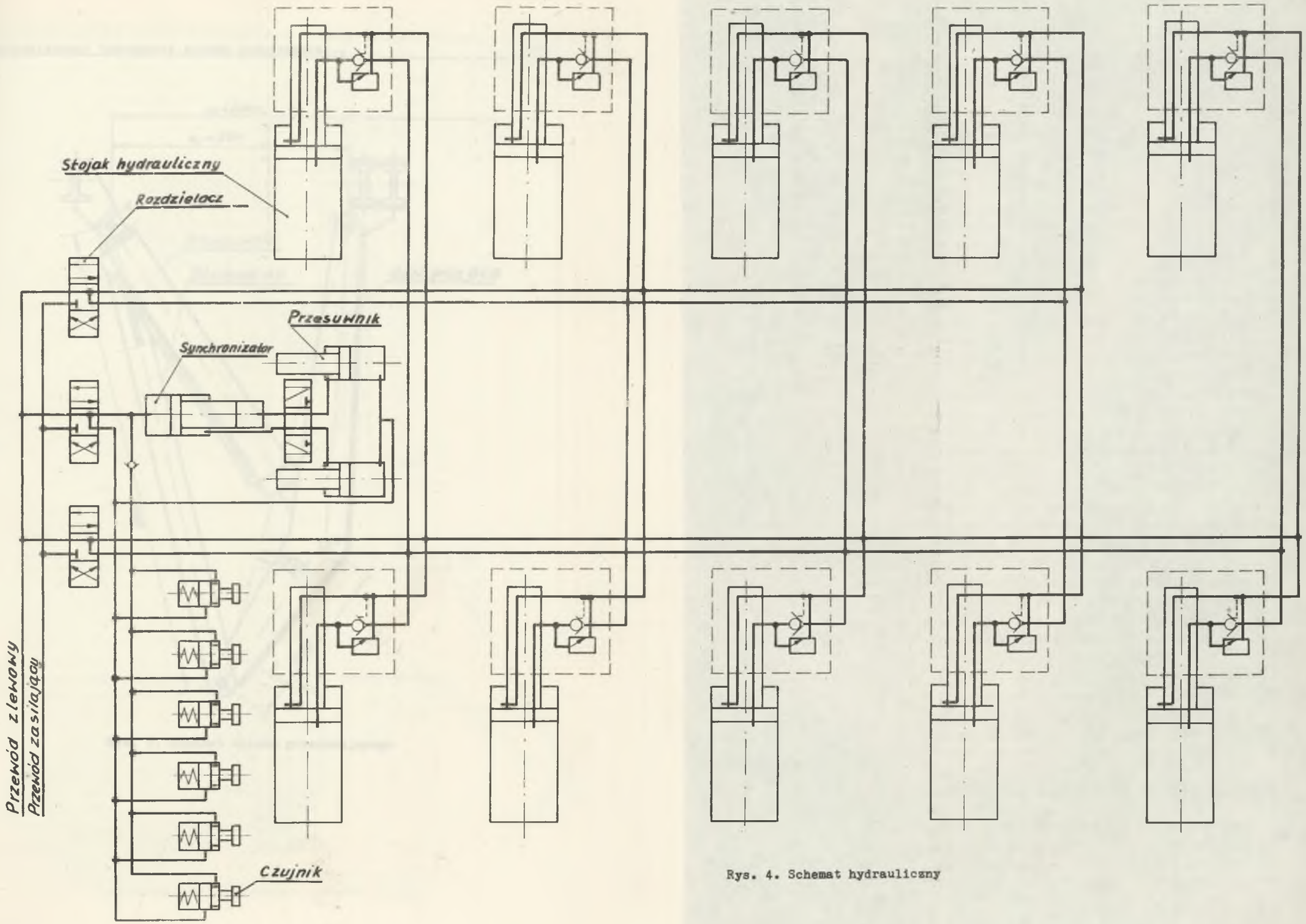
U k ł a d p r z e s u w a j ą c y służy do przemieszczania obudowy w miarę postępu prac urabiania. Zastosowany układ umożliwia uzyskanie skoku obudowy równego 2000 mm przy skoku przesuwników wynoszącym 800 mm. Układ przesuwający składa się z dwóch dźwigni AB i BCD oraz przesuwnika. Schemat układu przedstawiono na rys. 3.

U k ł a d h y d r a u l i c z n y utworzony jest z zespołu elementów, które wraz z czynnikiem hydraulicznym zapewniają właściwe prace i sterowanie obudową. Schemat hydrauliczny przedstawiono na rys. 4.

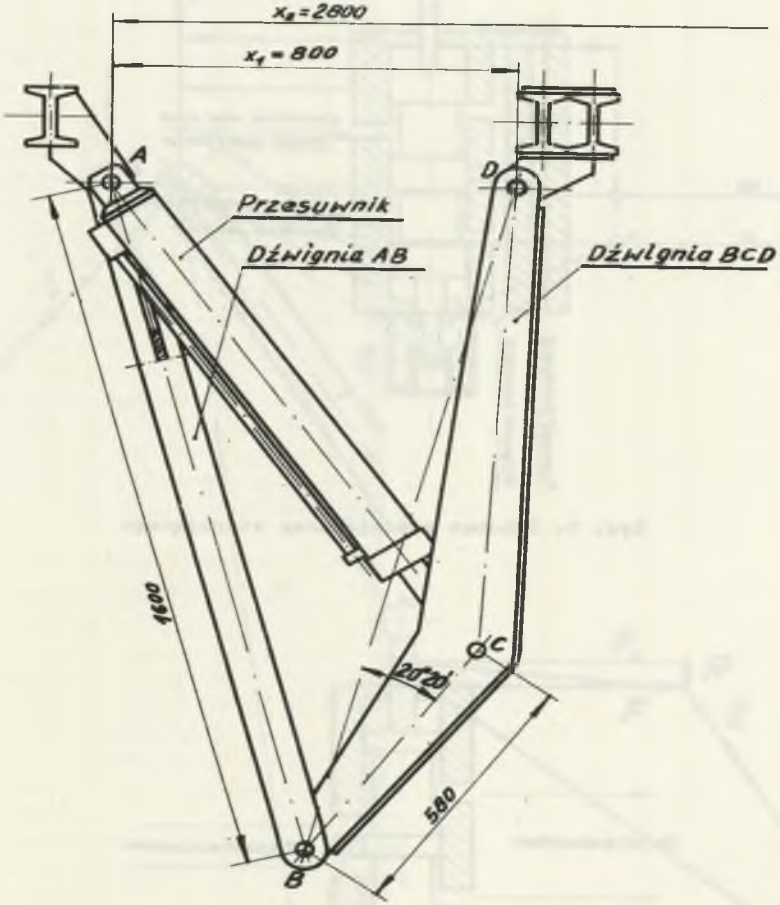
Sterowanie dokonywane jest przy pomocy rozdzielaczy suwakowych umieszczonych w tylnej części obudowy. Schemat rozdzielacza pokazano na rys. 5.

Dla uniknięcia zakleszczania członów obudowy został zastosowany synchronizator pracy przesuwników zapewniający jednakowe ich wydłużenie niezależnie od występowania różnic napotykanych oporów. Dodatkowy rozdzielacz przepustowy przedstawiony na rys. 6. umożliwia zasilanie tylko jednego przesuwnika, dla wyrównania ewentualnych różnic przemieszczeń tłoków spowodowanych nieuniknionymi nieszczelnościami. Stwarza to również możliwość pracy obudowy w chodnikach o zmiennym kierunku. Ogół przewodów stanowią przewody metalowe i giętkie według ZN-58/MPCh/G-108.

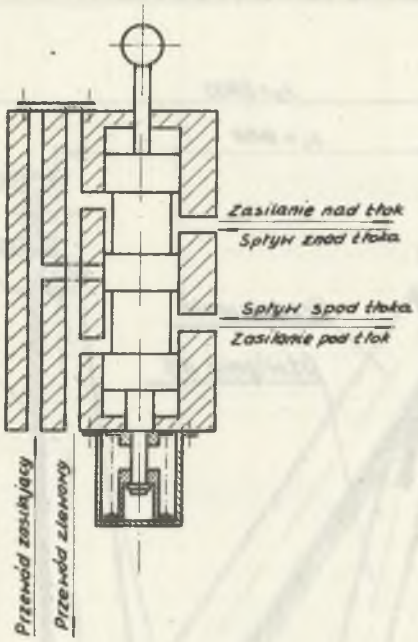
W układzie wysokociśnieniowego obwodu roboczego stojaka znajdują się dwa zawory - przelewowy i sterowany zawór zwrotny. Wszystkie przewody obciążone są tylko ciśnieniem zasilania P_z = 6,5 MN/m^2. Wielkość ciśnienia zasilania uwarunkowana jest potrzebą uzyskania odpowiedniej podporności wstępnej.



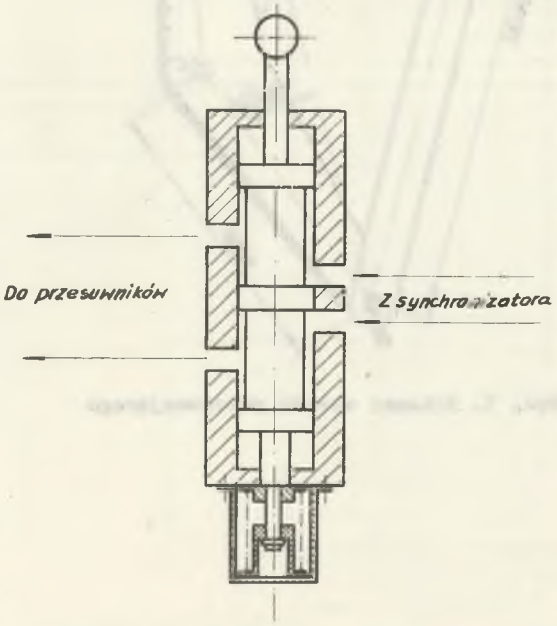
Rys. 4. Schemat hydrauliczny



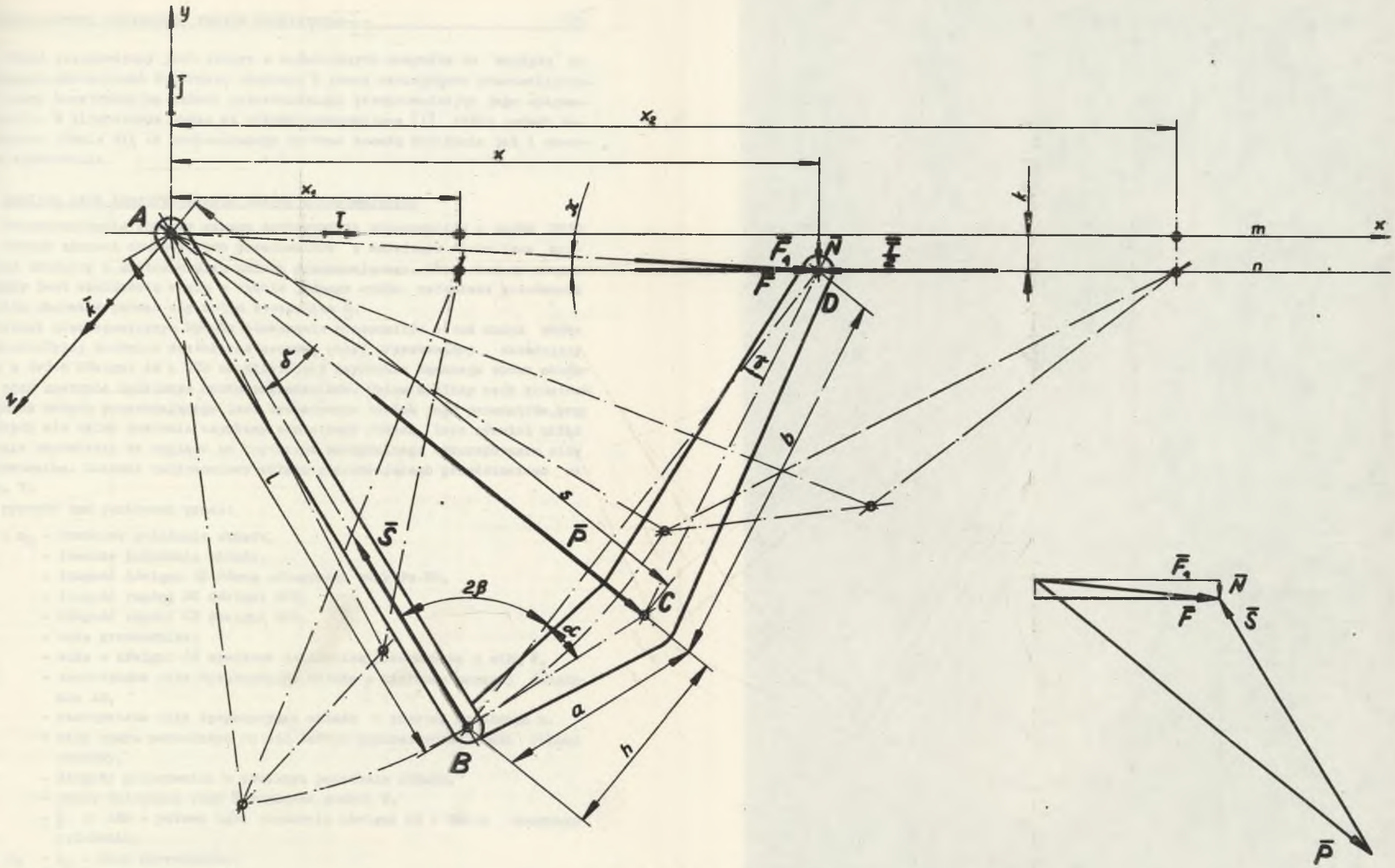
Rys. 3. Schemat układu przesuwającego



Rys. 5. Schemat rozdzielacza sterującego



Rys. 6. Schemat rozdzielacza przepustowego



Rys. 7. Schemat obliczeniowy układu przesuwającego

Układ przesuwający jest jednym z ważniejszych zespołów ze względu na wymaganą skuteczność działania obudowy. W pracy szczegółowo przeanalizowano cechy konstruksyjne układu przesuwającego przeprowadzając jego optymalizację. W literaturze znane są układy przesuwające [1], które jednak zasadniczo różnią się od proponowanego zarówno zasadą działania jak i sposobem zamocowania.

3. Analiza cech konstrukcyjnych układu przesuwającego

Przemieszczanie obudowy wymaga zastosowania przesuwników o skoku 2000 mm równym skokowi obudowy, lub przesuwników o mniejszym skoku lecz większej średnicy z zastosowaniem układu przesuwającego. Skok obudowy uwarunkowany jest wielkością wrębu w czasie jednego cyklu, natomiast przesuwnik winien charakteryzować się małym stosunkiem $\frac{s}{D}$.
Ponieważ nieekonomicznym byłoby stosowanie przesuników o tak dużym skoku i niewielkiej średnicy został zastosowany układ przesuwający składający się z dwóch dźwigni AB i BCD umożliwiający uzyskanie żądanego skoku obudowy przy znacznie mniejszym skoku przesuwników. Celem analizy cech konstrukcyjnych układu przesuwającego jest wyznaczenie takich jego parametrów, przy których nie tylko zostanie uzyskany zamierzony skutek, lecz również układ będzie odpowiedni ze względu na kryterium maksymalnego wykorzystania siły przesuwnika. Schemat obliczeniowy układu przesuwającego przedstawiono na rys. 7.
Na rysunku tym oznaczono przez:

x_1 i x_2 - krańcowe położenie układu,
x - dowolne położenie układu,
l - długość dźwigni AB równą odległości punktów BD,
a - długość części BC dźwigni BCD,
b - długość części CD dźwigni BCD,
$\bar{P}$ - siła przesuwnika,
$\bar{S}$ - siła w dźwigni AB wywołana działaniem przesuwnika z siłą $\bar{P}$,
$\bar{P}_1$ - teoretyczna siła dyspozycyjna układu o kierunku prostej działania AD,
$\bar{F}$ - rzeczywista siła dyspozycyjna układu o prostej działania n,
T - siła oporu pochodząca od sił tarcia podczas przesuwania członu obudowy,
s_x - długość przesuwnika w dowolnym położeniu układu,
h - ramię działania siły $\bar{P}$ względem punktu B,
β - $\frac{1}{2} \sphericalangle$ ABD - połowa kąta rozwarcia dźwigni AB i BCD w dowolnym położeniu,
$s = s_2 - s_1$ - skok przesuwnika.

Moduł siły $\bar{F}$, którą układ dysponuje podczas przesuwania jest funkcją położenia układu określonego przez kąt β i zależy od parametrów układu i a oraz od modułu siły przesuwnika $|\bar{P}|$.

W celu otrzymania zależności $F = f(x)$ rozważymy równowagę sił działających na dźwignię BCD. Z rys. 5. wynika, że w dowolnym położeniu układu

$$F = F_1 \cdot \cos \varkappa \tag{1}$$

Z warunku momentu względem punktu D mamy:

$$\overline{BD} \times \overline{F_1} + \overline{BA} \times \overline{P} = \overline{0} \tag{2}$$

gdzie: $|\overline{BD}| = |\overline{BA}| = l$

$$l \cdot \sin \delta = h$$

wtedy:

$$- l \cdot F_1 \cdot \sin (90^\circ - \beta) \cdot \overline{k} +$$

$$+ l \cdot P \cdot \sin \delta \cdot \overline{k} = \overline{0} \tag{2a}$$

albo

$$F_1 \cdot l \cdot \cos \beta - P \cdot h = o \tag{2b}$$

gdzie $\overline{k}$ jest wektorem jednostkowym.

Z Δ ABC mamy:

$$h = \frac{a \cdot l \cdot \sin (\alpha + 2\beta)}{S_x} \tag{3}$$

oraz $s_x = \sqrt{a^2 + l^2 - 2.a.l.\cos (\alpha + 2\beta)}$ (4)

Uwzględniając zależności (1), (2b), (3) i (4) otrzymamy

$$F = \frac{P \cdot a \cdot \sin (\alpha + 2\beta) \cdot \cos \varkappa}{\cos \beta \sqrt{a^2 + l^2 - 2.a.l.\cos (\alpha + 2\beta)}} \tag{5}$$

Ponieważ $\cos \varkappa$ nie ma istotnego wpływu na wyniki obliczeń przy małej wartości ilorazu $\frac{k}{x}$, gdyż zawsze jest bliski jedności to w dalszym toku obliczeń zostanie pominięty.

Ponadto wzór (5) korzystniej jest analizować w postaci bezwymiarowej

$$F' = \frac{F}{P} = \frac{a \cdot \sin (\alpha + 2\beta)}{\cos \beta \cdot \sqrt{a^2 + l^2 - 2a.l.\cos(\alpha + 2\beta)}} \tag{6}$$

Ze wzoru (6) wynika, że funkcja $F' = f(\beta)$ w analizowanym zakresie zmienności β posiada wypukłość. Własność ta jest niezwykle korzystną cechą układu gdyż pozwala na dobór parametrów, dla których układ jest optymalny ze względu na kryterium maksymalnego wykorzystania siły przesuwnika. Kryterium to przy liczbowych wartościach długości dźwigni l i skoku przesuwnika s, dostarcza dwóch warunków, z których można wyznaczyć wielkości a i α, a mianowicie:

$$F'_1 = F'_2 \tag{7}$$

$$s_2 - s_1 = s \tag{8}$$

Wstawiając uprzednio wyprowadzone wartości z równań (4) i (6) do równań (7) i (8) otrzymamy układ równań:

$$\frac{\sin(\alpha + 2\beta_1)}{\cos\beta_1 \cdot \sqrt{a^2 + l^2 - 2a.l.\cos(\alpha + 2\beta_1)}} = \frac{\sin(\alpha + 2\beta_2)}{\cos\beta_2 \cdot \sqrt{a^2 + l^2 - 2.a.l.\cos(\alpha + 2\beta_2)}} \tag{9}$$

$$\sqrt{a^2 + l^2 - 2 \cdot a \cdot l \cdot \cos(\alpha + 2\beta_2)} + - \sqrt{a^2 + l^2 - 2 \cdot a \cdot l \cdot \cos(\alpha + 2\beta_1)} = s \tag{10}$$

Otrzymany układ równań (9) i (10) po przekształceniach przyjmuje postać:

$$a^2 + 2 \cdot l \cdot \left[\frac{\cos^2\beta_1 \cdot \sin^2(\alpha + 2\beta_2).\cos(\alpha + 2\beta_1)}{\cos^2\beta_1 \cdot \sin^2(\alpha + 2\beta_2) - \cos^2\beta_2 \cdot \sin^2(\alpha + 2\beta_1)} + \frac{\cos^2\beta_1 \cdot \sin^2(\alpha + 2\beta_1) \cdot \cos(\alpha + 2\beta_2)}{\cos^2\beta_1 \cdot \sin^2(\alpha + 2\beta_2 - \cos^2\beta_2 . \sin^2(\alpha + 2\beta_1)}\right] \cdot a + l^2 = 0,$$

$$a^2 - 2 \cdot l \cdot \cos(\alpha + 2\beta_1) \cdot a + + l - \frac{s^2}{\left[\frac{\cos\beta_1 \cdot \sin(\alpha + 2\beta_2)}{\cos\beta_2 \cdot \sin(\alpha + 2\beta_1)} - 1\right]^2} = 0 \tag{12}$$

Układ równań (11) i (22) uogólnia zagadnienie optymalizacji mechanizmu przedstawionego na rys. 3.
Jego rozwiązaniem dla β_1, β_2, l oraz s są zawsze takie wartości a i α które pozwalają na uzyskanie przez układ przesuwający największej siły ze wszystkich układów rozpatrywanego typu przy tej samej sile przesuwnika $\bar{P}$.
Układ równań (11) i (12) rowziązano metodą numeryczną dla następujących danych:

$$l = 1{,}6 \text{ m}, \qquad s = 0{,}9 \text{ m}$$
$$x_1 = 0{,}8 \text{ m}, \qquad (\beta_1 = 14^\circ\ 29')$$
$$x_2 = 2{,}8 \text{ m} \qquad (\beta_2 = 61^\circ\ 03')$$

i uzyskano rozwiązanie:

$$a = 0{,}58 \text{ m}, \qquad \alpha = 20^\circ\ 20'$$

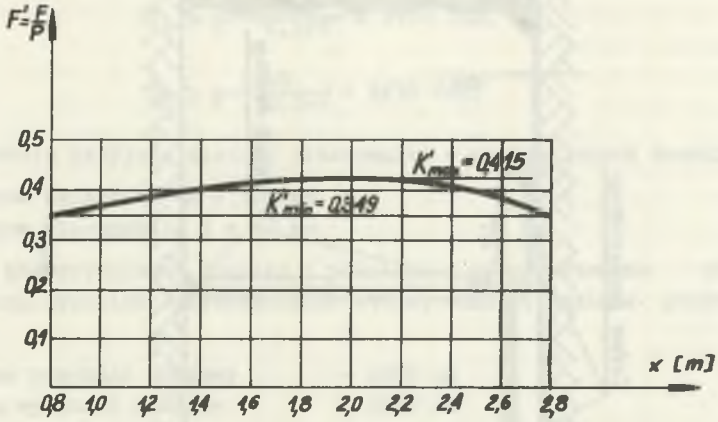
Kształt krzywej $F' = f(\beta)$ w zakresie działania układu przesuwającego został wyznaczony z równania (6) po obliczeniu wartości $F' = f(\beta)$ dla poszczególnych pośrednich położeń układu.
Wartości te podano w tablicy 1.

Tablica 1

x	F	x	F	x	F
0,8	0,349	1,5	0,406	2,2	0,411
0,9	0,361	1,6	0,410	2,3	0,406
1,0	0,372	1,7	0, 412	2,4	0,400
1,1	0,381	1,8	0,414	2,5	0,393
1,2	0,390	1,9	0,415	2,6	0,383
1,3	0,397	2,0	0,415	2,7	0,372
1,4	0,402	2,1	0,414	2,8	0,349

Wykres F' w funkcji drogi członu obudowy ($F' = f(x)$) przedstawionego na rysunku 10.

Ze wzoru (6) i wykresu podanego na rys. 8 wynika, że dowolny wybór wielkości α i a powoduje przesunięcie wykresu pociągając za sobą zmniejszenie wartości F' na jednym brzegu zmienności x.
Ponieważ układ przesuwający winien działać z każdego położenia, a więc i z położeń granicznych, powodowałoby to konieczność stosowania przesuwnika o większej średnicy przy tym samym ciśnieniu zasilania.



Rys. 8. Zależność F' od drogi członu obudowy

Na podstawie przeprowadzonej analizy moduł sił $\overline{P}$, jaką winien dysponować każdy z przesuwników, należy obliczyć ze wzoru:

$$P > \frac{T}{2 \cdot F'_{min}} \tag{13}$$

gdzie:

T - moduł sumy sił tarcia przeciwdziałających procesowi przesuwania

F'_{min} - moduł minimalnej siły względnej układu przesuwającego odczytany z wykresu przedstawionego na rys. 10

Schemat obudowy podczas przesuwania pokazano na rysunku 9.
Zredukowana do punktu D siła tarcia wynosi:

$$T = f \cdot G$$

gdzie:

f - współczynnik tarcia - f = 0,3,

G - ciężar przesuwanego członu.

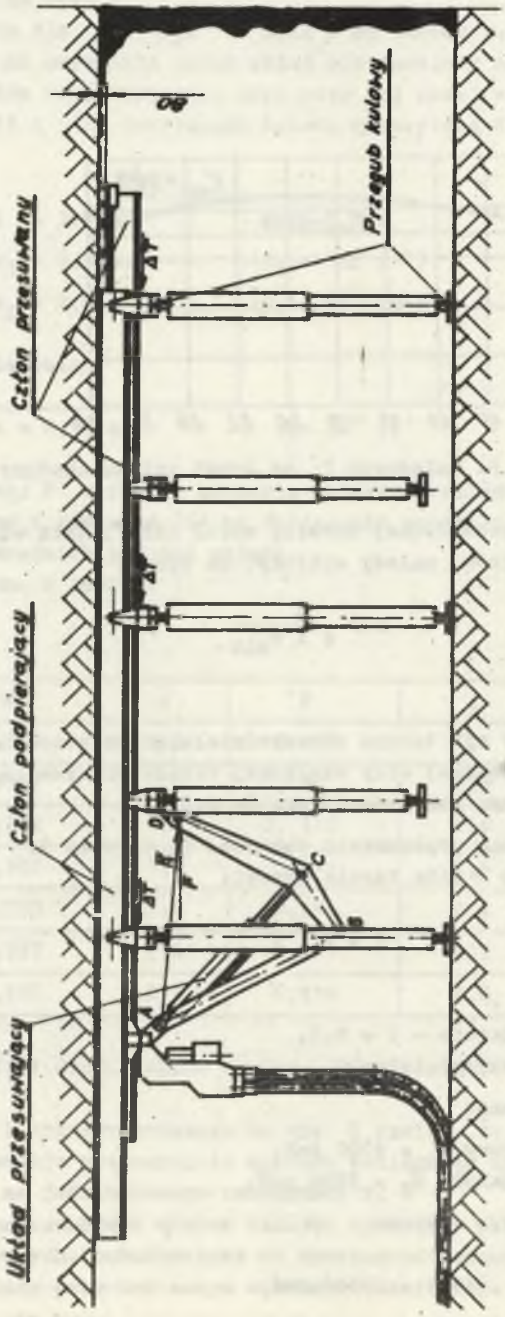
Ciężary członów wynoszą:

1. Człon czterostojakowy G_4 = 4000 daN,
2. Człon sześciostojakowy G_6 = 5200 daN,

Odpowiednie siły tarcia wynoszą:

$T_4 = f \cdot G_4 = 0,3 \cdot 4000 = 12000$ daN,

$T_6 = f \cdot G_6 = 0,3 \cdot 5200 = 1560$ daN.



Rys. 9. Schemat obudowy podczas przesuwania

Siły przesuwnika podczas przesuwania członów powinny spełniać nierówności:

$$P_4 > \frac{1200}{2 \cdot 0,349} = 1710 \text{ daN},$$

$$P_6 > \frac{1560}{2 \cdot 0,349} = 2230 \text{ daN},$$

Na tej podstawie przyjęte zostały przesuwniki o następujących średnicach:

a) średnica cylindra - D = 100 mm
b) średnica tłoczyska - d = 60 mm

W oparciu o przeprowadzoną analizę i obliczenia zaprojektowano obudowę zmechanizowaną wyrobisk korytarzowych, której dane techniczne przytoczono poniżej.

1° Maksymalna wysokość obudowy	- 2900 mm
2° Minimalna wysokość obudowy	- 2220 mm
3° Ilość członów obudowy (6 stojakowy lub 4 stojakowy)	- 2 szt.
4° Rodzaj stojaków	- hydrauliczne, dwustronnego działania
5° Ilość stojaków w członie	- 4 lub 6
6° Skok tłoka stojaka	- 700 mm
7° Podporność wstępna stojaka	- 65 kN
8° Podporność robocza stojaka	- 150 kN
9° Rodzaj przesuwników	- hydrauliczne dwustronnego działania
10° Ilość przesuwników	- 2 szt.
11° Skok przesuwnika	- 800 mm
12° Skok obudowy	- 2000 mm
13° Ciśnienie zasilania	- 6,5 MN/m^2
14° Czynnik roboczy	- olej do obudów zmechanizowanych Hydrol 20 P
15° Długość stropu podpartego przez obudowę	- 7700 mm
16° Zakres zastosowania	- Nr 9 - 12 przekroju wyrobiska korytarzowego wg RN-53/MG-52202
17° Orientacyjny ciężar	- 92 kN

4. Wnioski

W celu zwiększenia szybkości wykonywania chodników i poprawy bezpieczeństwa pracy załogi w wyrobisku, analogicznie do rozwoju zmechanizowanej obudowy ścianowej winien postępować rozwój tymczasowej obudowy chodnikowej. Przedstawiona obudowa spełnia wymagania stawiane dotychczas stosowanym do tego celu urządzeniom, których niedoskonałość konstrukcji uniemożliwia osiąganie zadawalających efektów ekonomicznych.

W wyniku analizy stanu obciążenia poszczególnych zespołów obudowy stwierdzono, że:

1) w zastosowanym układzie przesuwającym niezwykle ważną rolę odgrywa kształt dźwigni,
2) potrzeba zapewnienia odpowiedniej siły w czasie przesuwania prowadzi do optymalizacji układu przesuwającego, w wyniku której uzyskuje się układ najlepszy z punktu widzenia skuteczności jego działania,
3) zastosowanie układu zaworów przy każdym stojaku zapewnia niezależność sił występujących w stojakach oraz zabezpiecza przed zniszczeniem obudowy spowodowanym osiadaniem stropu,
4) zastosowanie synchronizatorów pracy przesuwników eliminuje niebezpieczeństwo zakleszczania przesuwanych członów, przez to zwiększa niezawodność działania obudowy,
5) przegubowe zamocowanie końców stojaków zapewnia osiowe przenoszenie siły i stabilizację obudowy pod własnym ciężarem stojaków,
6) zastosowanie tymczasowej obudowy chodnikowej zmechanizowanej przyczyni się do poprawy bezpieczeństwa pracy w wyrobisku oraz zwiększenia szybkości drążenia chodników.

LITERATURA

[1] Chudek M. - "Obudowa wyrobisk", Śląsk, Katowice 1968 r.
[2] Chudek M. - "Wpływ obciążenia na optymalny kształt obudowy wyrobisk korytarzowych" Przegląd górniczy nr 4, 1968 r.
[3] Gołubincew O.N. - "Miechaniczeskije i abraziwnyje swojstwa gornych porod i ich burimost" - NEDRA, Moskwa 1968 r.
[4] "Hydraulika w górnictwie" - zagadnienia wybrane, Śląsk, Katowice 1968r.
[5] Jakóbska A i Kłeczek B. - "Stan wytężenia górotworu w sąsiedztwie wyrobisk chodnikowych w świetle reologii" - Przegląd górniczy nr 12, 1968 r.
[6] Osuch A. i Grzywak A. "Automatyzacja ścian kombajnowych w polskim górnictwie węglowym" - Przegląd górniczy nr 12 1968 r.
[7] Rabsztyn J. - "Obudowa metalowa wyrobisk ścianowych", PWT Katowice 1952 r.
[8] Sałustowicz A. "Zarys mechaniki górotworu", Śląsk, Katowice 1965 r.

МЕХАНИЗИРОВАННЫЙ ВРЕМЕННЫЙ СПОСОБ ПОДПИРАНИЯ КРОВЕЛЬ КОРИДОРНЫХ ВЫРАБОТОК

Р е з ю м е

В работе представлена концепция временной механизированной крепи коридорных выработок с прямоугольным сечением, состоящей из двух звеньев.

Передвижная система, которая обеспечивает шаг звена крепи 2000 мм при шаге регулятора 800 мм, представляет собой оригинальное решение и может быть применена в других механизированных крепях.

A MECHANIZED PROVISIONAL WAY OF PROPPING UP THE ROOFS IN GANGWAY EXCAVATIONS

S u m m a r y

The paper presents a conception of a provisional mechanized lining of gangway excavations, orthogonal in its crosssection, and composed of two elements.

The slideable system, warranting the jump of the 2000 mm element of the lining together with the jump of the 800 mm traversers, is an original solution which may be applied also im other mechanized linings.