

## **Modelowanie linopędni obciążonej dynamicznie**

### **Streszczenie**

W artykule przedstawiono przykład obliczeń wytrzymałościowych linopędni K-6000, z zastosowaniem metody elementów skończonych. Warunki brzegowe do obliczeń wytrzymałościowych MES wyznaczono w oparciu o analizy dynamiczne wykonane za pomocą elektromechanicznego modelu dynamicznego górniczego wyciągu szybowego. Sprzężenie analiz dynamicznych opartych na matematycznych modelach elektromechanicznych górniczego wyciągu szybowego z modelami MES, pozwala doskonalić dotychczas stosowane w praktyce metody obliczeniowe linopędni maszyn wyciągowych górnich wyciągów szybowych.

### **Summary**

Example of the K-6000 Koepe pulley strength calculations by using FEM method were presented. Boundary conditions for FEM strength calculations were determined on the basis of dynamic analyses with a help of electro-mechanical dynamical model of the mining shaft hoisting machine. Combination of dynamic analyses based on electro-mechanical mathematical models of the mining shaft hoisting machine with the FEM models enables to improve present calculation methods used for Koepe pulleys of the mining shaft hoisting machines.

## **1. Wprowadzenie**

Metoda elementów skończonych jest obecnie powszechnie stosowana w odniesieniu do obliczeń złożonych konstrukcji linopędni (kół i bębnow pędnych) maszyn wyciągowych górnich wyciągów szybowych [3, 4, 5, 6]. O dokładności uzyskanych wyników analiz MES decyduje wiele czynników, pośród których jednym z najważniejszych jest właściwe określenie warunków brzegowych.

W chwili obecnej obliczenia wytrzymałościowe MES linopędni maszyn wyciągowych wykonuje się w oparciu o warunki brzegowe obciążeń, wyznaczane według uproszczonej metody obliczeniowej, lub zgodnie z wymaganiami Polskiej Normy odnoszącej się do obciążeń wież szybowych PN-G-03002/1997: górnictwo.

Uproszczone metody wyznaczania obciążeń pomijają szereg istotnych parametrów, takich jak np.: prędkość ruchu wyciągu, sprężystość lin, położenie naczyń. Wobec tak przyjętych warunków brzegowych wyniki analizy MES są już na wejściu obarczone błędem wynikającym z uproszczonego sposobu ich zdefiniowania. Dlatego doskonalenie metod określenia warunków brzegowych stanowi ważny element w procesie analiz wytrzymałościowych linopędni maszyn wyciągowych górnich wyciągów szybowych. Metody pozwalające wyznaczać dokładniej warunki brzegowe do analizy wytrzymałościowej MES linopędni maszyn wyciągowych, oparte są na matematycznych modelach dynamicznych górniczego wyciągu szybowego.

Na przestrzeni lat powstało wiele różnych modeli matematycznych dynamiki wyciągu szybowego. Modele te w zależności od celu, jaki miały spełniać, posiadały różny stopień złożoności i adekwatności cech konstrukcyjnych, własności inercyjno-sprężystych, właściwości układu, formy wymuszenia drgań i metodyki rozwiązywania równań modelowych. Jednym z najbardziej rozbudowanych modeli matematycznych dynamiki górniczego wyciągu szybowego jest wielomasowy model elektromechaniczny, który uwzględnia część zarówno elektryczną, jak i mechaniczną maszyny wyciągowej.

## **2. Matematyczny model elektromechaniczny górniczego wyciągu szybowego**

Obciążenia dynamiczne linopędni wynikają przede wszystkim z dynamicznych zmian sił przenoszonych przez liny nośne i momentu generowanego przez maszynę wyciągową, związanych ze sposobem sterowania.

Omawiany model elektromechaniczny [1] obejmuje maszynę wyciągową z silnikiem, kołem pędym i regulatorem prędkości, naczynia wydobywcze z zawieszami i prowadnicami, liny nośne i wyrównawcze, koła kierujące i prowadniki szybowe. Model uwzględnia:

- drgania poprzeczno-skrętne naczyń wyciągowych,
- drgania wzdłużne lin nośnych, wyrównawczych i naczyń,

- drgania skrętne koła pędnego, wirnika maszyny wyciągowej i kół kierujących,
- zjawiska dynamiczne, zachodzące w silniku i regulatorze prędkości maszyny.

Model i oparty na nim program symulacyjny umożliwia:

- wyznaczanie wartości przemieszczeń, przyspieszeń, naprężeń i sił, występujących w badanym wyciągu w opcjonalnych warunkach,
- optymalizację podstawowych parametrów ruchowych i konstrukcyjnych, w celu zmniejszenia zużycia zmęczeniowego.

Poza podstawowymi własnościami inercyjnymi rozważanych elementów układu oraz własnościami sprężystymi lin, przewodnic i naczyń model symuluje również szereg zjawisk rzadziej uwzględnianych w badaniach dynamiki wyciągów szybowych, których wpływ na przebieg drgań i obciążeń układu jest jednak znaczący. W modelu ujęto m.in.:

- zmienność modułu sprężystości i momentu odkrętu lin z obciążeniem,
- wiskotyczne tłumienie wewnętrzne w linach i przewodnicach,
- opory ruchu naczyń, obejmujące opory aerodynamiczne i cierne, zależne od aktualnie obliczonych nacisków naczyń na przewodniki,
- możliwość poślizgu pojedynczych lin na kole pędnym,
- występowanie luzów lub docisków wstępnych pomiędzy przewodnicami a przewodnikami,
- współpracę przewodnic ślizgowych i tocznych, przy różnych formach kontaktu przewodnic ze sprężystymi przewodnikami.

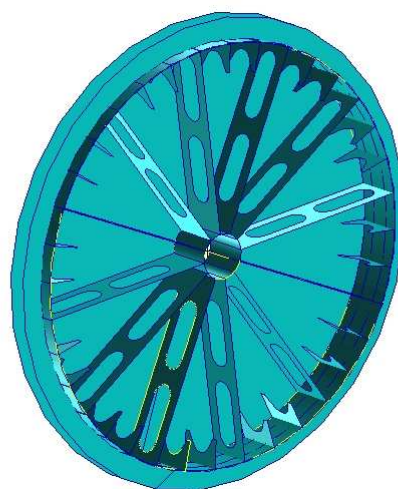
Model umożliwia symulację zjawisk dynamicznych, zachodzących podczas normalnej eksploatacji, jak również w stanach awaryjnych, związanych z działaniem hamulca bezpieczeństwa i urządzeń hamujących w wolnych drogach przejazdu, klinowania naczyń w zaciśniętych przewodnikach i poślizgu lin na kole pędnym, wskutek spadku współczynnika tarcia.

Szczególnie istotną zaletą wybranego modelu wydaje się uwzględnianie czynników, które różnicują siły przenoszone przez poszczególne liny w układach wielolinowych, powodując asymetrię obciążenia i zwiększone naprężenia elementów linopędni. Możliwe jest rozważanie wpływu zróżnicowania własności sprężystych i napięcia wstępnego poszczególnych lin, asymetrii naczyń i ładunku oraz skutków zróżnicowania promieni rowków linowych wskutek erozji wykładziny. Model symuluje także funkcjonowanie różnorodnych zawiesi ruchomych, zmniejszających zróżnicowanie sił w linach, w stopniu ograniczanym przez cechy geometryczne i opory tarcia.

Wartości sił w linach i momentu generowanego przez maszynę wyciągową, wyznaczone w różnych warunkach pracy układu, za pomocą omawianego rozbudowanego programu symulacyjnego, stanowią warunki brzegowe, umożliwiające ściślejszą analizę rozkładu naprężeń w elementach linopędni, wykonywaną w niniejszej pracy metodą MES.

### 3. Przykład analizy wytrzymałościowej MES linopędni obciążonej dynamicznie

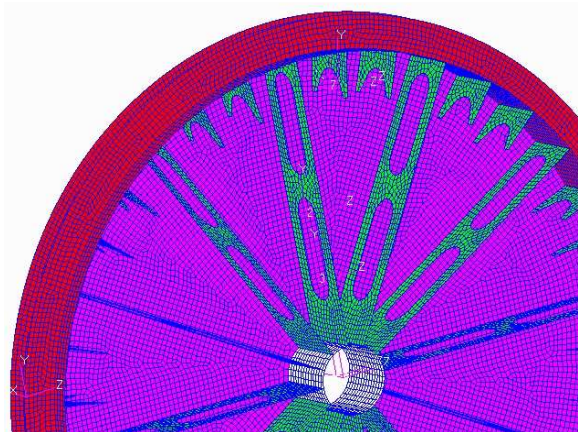
Przykładowa analiza wytrzymałościowa MES z uwzględnieniem warunków obciążeń dynamicznych została przeprowadzona w odniesieniu do linopędni oznaczonej symbolem K-6000. Model geometryczny tej linopędni przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Model geometryczny linopędni

W analizowanej linopędni średnica nawojowa liny wynosiła 6000 mm. Płaszcz linopędni był wzmocniony 12 żebrami długimi i 24 żebrami krótkimi wykonanymi z blachy o grubości 10 mm.

Na podstawie modelu geometrycznego wykonano model obliczeniowy linopędni. Do dyskretyzacji użyto elementów typu quad4, których łączna liczba wynosiła 48425, rysunek 2.



Rys.2. Model dyskretny linopędni

W analizowanym przykładzie analizy linopędni występują dwa rodzaje warunków brzegowych. Pierwszy dotyczy podparcia linopędni, w miejscu połączenia linopędni z wałem głównym maszyny wyciągowej, drugi warunek brzegowy dotyczy obciążenia linopędni naciskiem pochodzącym od sił w linach. Do zdefiniowania drugiego warunku brzegowego wykorzystano przebieg zmian sił w linach nośnych wyznaczony za pomocą modelu matematycznego górniczego wyciągu szybowego.

Wyznaczone wartości sił założono jako nacisk na linopędnię, według zależności (1):

$$P(t) = \frac{S_A(t) + S_B(t)}{d \cdot \frac{D \cdot \pi}{2}} \quad (1)$$

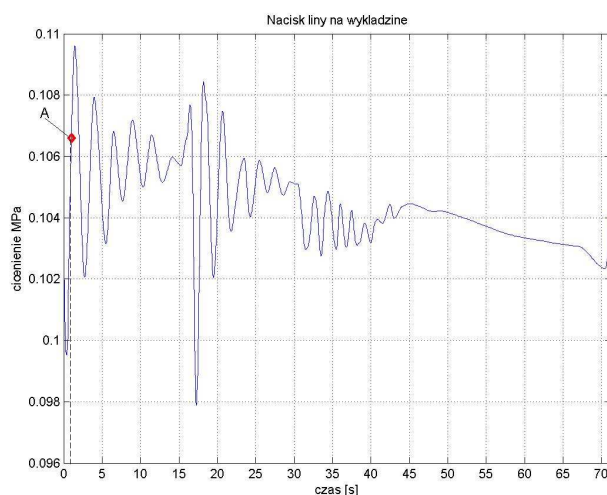
gdzie:

$S_{A,B}(t)$  – siła po stronie A – naczynie podnoszone i po stronie B – naczynie opuszczane,

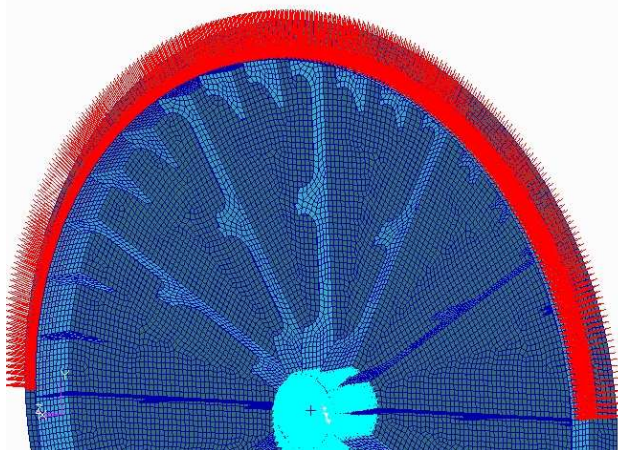
$d$  – szerokość siedliska liny nośnej,

$D$  – średnica koła pędnego.

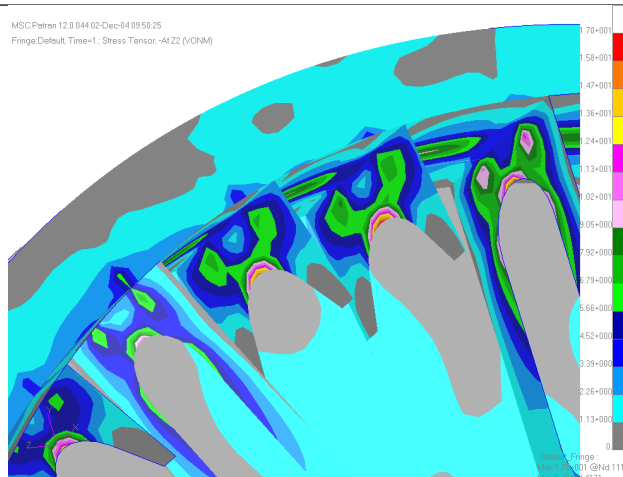
W wyniku zastosowania zależności (1), otrzymano zmianę nacisku liny na linopędnię w czasie jednego cyklu pracy maszyny, co przedstawiono na rysunku 3.



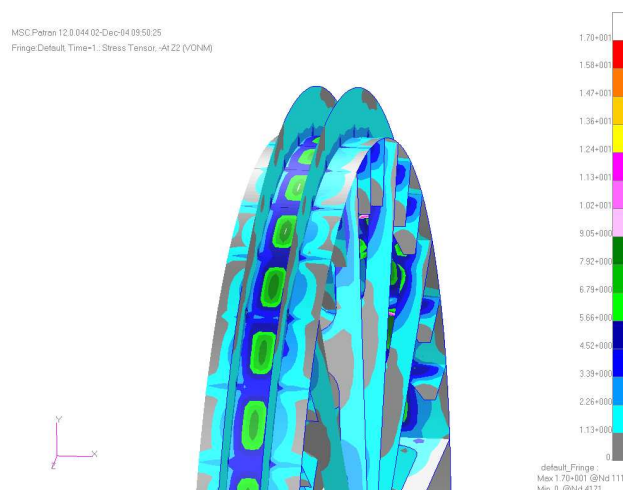
Rys.3. Nacisk liny na linopędnię w czasie jednego cyklu jazdy



Rys.4. Model MES ze zdefiniowanymi warunkami brzegowymi



Rys.5a. Naprężenia zredukowane dla jednej chwili czasowej



Rys.5b. Naprężenia zredukowane dla danej chwili czasowej

W prezentowanym przykładzie miejscami koncentrowanym naprężeń zredukowanych są dolne powierzchnie małych żeber usztywniających. Jedno z tych żeber przedstawiono na rysunku 6.



Rys.6. Naprężenia zredukowane [MPa] w małych żebrach usztywniających

Wyznaczony przebieg zmiany nacisku (rys. 3), założono w uproszczony sposób jako warunek brzegowy w postaci ciśnienia na kącie opasania liny na płaszczy linopędni. Model MES z warunkami brzegowymi podparć i obciążeń przedstawiono na rysunku 4.

Dla tak zdefiniowanego modelu obliczeniowego przeprowadzono analizę liniową zmienną w czasie z zastosowaniem programu MES. Otrzymane wartości naprężeń zredukowanych pokazano na rysunku 5. Na rysunkach 5a, i b są widoczne mapy naprężeń zredukowanych dla danej chwili czasowej (punkt A na wykresie 3) z przeanalizowanego całego cyklu pracy, tj. 72 s. Przedstawione wyniki wskazują miejsca koncentracji naprężeń, w których można się spodziewać znacznego spadku wytrzymałości zmęczeniowej.

W oparciu o wyniki analizy statycznej MES zmiennej w czasie możliwa jest do przeprowadzenia w dalszej kolejności numeryczna analiza zmęczeniowa np. przy pomocy programu MSC.Fatigue.

#### 4. Podsumowanie

W referacie przedstawiono wyniki wstępnych prac polegających na powiązaniu modelowania dynamicznego górniczych wyciągów szybowych z analizą wytrzymałościową linopędni, opartą na metodzie elementów skończonych.

Matematyczne modele dynamiczne górniczego wyciągu szybowego umożliwiają analizowanie różnych warunków pracy urządzenia wyciągowego i odpowiednie wyznaczenie obciążeń stanowiących warunki brzegowe w analizie wytrzymałościowej. Sprzężenie obu metod modelowania pozwala doskonalić proces projektowania głównych elementów maszyn wyciągowych zwłaszcza linopędni.

Weryfikację symulacji dynamicznych wykonanych za pomocą matematycznych modeli górniczego wyciągu szybowego mogą być pomiary na obiekcie rzeczywistym za pomocą systemu do pomiaru sił w linach.

Metoda pomiaru bezpośredniego może być stosowana jedynie do istniejących konstrukcji i nie ma zastosowania na etapie projektowania lub prognozowania zachowania konstrukcji po zmianie parametrów

pracy. Jedyną metodą do wyznaczenia obciążeń w odniesieniu do różnych warunków pracy linopędni na etapie projektowym lub w przypadku zmiany warunków pracy urządzenia wyciągowego jest metoda modelowania matematycznego dynamiki górniczego wyciągu szybowego.

Umiejętność właściwego określenia warunków brzegowych do analiz wytrzymałościowych MES w istotny sposób wpływa na wyniki obliczeń, a tym samym na postać konstrukcyjną modelowanego obiektu.

#### Literatura

1. Tejszerska D.: Modelowanie i optymalizacja dynamiki wyciągów szybowych. Monografia, WPS, Gliwice 2002.
2. Tejszerska D.: Modelowanie sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych układu wyciągowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 124, Gliwice 1995.
3. Bućko S.: Analiza wytrzymałościowa nowej konstrukcji płytowo-powłokowej na przykładzie wieloliniowego bębna pędnego. Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej, Mechanika nr 86, Kraków 2001.
4. Kowal L., Turewicz K.: Projektowanie zestawów wałów głównych maszyn wyciągowych z wykorzystaniem nowoczesnych technik komputerowych. Maszyny Górnicze nr 93, s. 27-36, Gliwice 2003.
5. Turewicz K.: Zastosowanie metody elementów skończonych w procesie projektowania maszyn wyciągowych. IV Konferencja naukowo-techniczna "Symulacja 2004", materiały konferencyjne.
6. Kowal L., Turewicz K.: Projektowanie zestawów wałów głównych maszyn wyciągowych z wykorzystaniem nowoczesnych technik komputerowych. Maszyny Górnicze nr 93, s. 27-36, Gliwice 2003.

*Artykuł został ogłoszony na Konferencji  
TRANSPORT SZYBOWY 2005.*

*Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2006 r.*

*Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich*



## **Identyfikacja obciążenia dynamicznego stojaka hydraulicznego**

### **Streszczenie**

*W chwili obecnej często wykonuje się laboratoryjne badania dynamiczne stojaków hydraulicznych ze względu na wymagania normy PN-EN 1804-2. Podczas badań, niezależnie od metody obciążenia, rejestruje się tylko jeden parametr obciążeniowy – ciśnienie w przestrzeni podtłokowej na typowym przyłączy stojaka. W artykule przedstawiono przebieg i wyniki dynamicznych badań przeprowadzonych na stanowisku wybuchowym dla stojaka z kilkoma punktami pomiaru ciśnienia. Obiektem badań był stojak hydrauliczny obudowy zmechanizowanej wyposażony w dodatkowe przyłącza i kanały pomiarowe. Zastosowana metoda badań pozwoliła na znacznie lepsze poznanie zjawisk zachodzących w cieczy hydraulicznej w stojaku podczas obciążeń dynamicznych oraz na podjęcie prób identyfikacji obciążenia dynamicznego stojaka w wyniku komputerowych badań modelowych.*

### **Summary**

*At present, laboratory testing of the hydraulic legs is carried out due to the requirements of the PN-EN 1804-2 Standard. Only one load parameter is recorded during testing irrespectively to the method used – a pressure in an under-piston area at the typical leg terminal. Time process and results of dynamic testing carried out on an explosive stand with few pressure measuring points were given. Hydraulic leg of the powered roof support equipped with additional terminals and measuring channels was the testing object. The employed testing method enabled to study, in a better way, a behaviour of the hydraulic fluid during leg loading as well as to identify dynamic loads in a result of computer model calculations.*

## **1. Wstęp**

Podczas eksploatacji pokładów węgla kamiennego obserwuje się występowanie zjawisk dynamicznych spowodowanych wyładowaniem energii sprężystej nagromadzonej w górotworze. Objawiają się one drganiami górotworu powodującymi dodatkowe obciążenie obudowy wyrobiska. Zagrożenie spowodowane występowaniem zjawisk dynamicznych w górotworze ciągle rośnie ze względu na zwiększający się udział wydobywania z wyrobisk zagrożonych tąpnięciami. Podstawowym zespołem sekcji zmechanizowanej obudowy ścianowej są stojaki hydrauliczne, decydujące o realizacji wszystkich funkcji sekcji obudowy, a tym samym zapewniające bezpieczeństwo pracy załóg górniczych. Stojaki hydrauliczne są jedynym elementem sekcji umożliwiającym, zarówno wytworzenie siły czynnej, z jaką sekcja oddziałuje na strop, jak również przejęcie nacisku skał stropowych spowodowanych quasi statystycznym zaciskaniem wyrobiska bądź obciążeniem dynamicznym. Niestety element ten nie jest w pełni zabezpieczony przed skutkami obciążenia dynamicznego.

Obowiązujące przed 1 maja 2004 r. przepisy polskie wymagały spełnienia przez stojaki obudowy zmechanizowanej zapisów m.in. norm PN-G-15530:1996 oraz PN-G-15537:1999. Zgodnie z tymi normami stojak powinien bez uszkodzeń przenosić obciążenie równe wartości 2,2 podporności nominalnej. Normy wymagały pomiaru ciśnienia czynnika roboczego w badanej przestrzeni stojaka.

Od 1 maja 2004 roku w Polsce stojaki obudów zmechanizowanych powinny spełniać wymagania normy PN-EN 1804-2:2004. Zgodnie z nią stojaki powinny być tak zaprojektowane, aby ich funkcja nie była naruszona przy poddaniu ich obciążeniu statycznemu o wartości 1,5-krotnej siły nominalnej i obciążeniu dynamicznym udarem masy skutkującym 1,5-krotnym wzrostem ciśnienia, w stosunku do maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia roboczego. Jeżeli próba obciążenia dynamicznego jest niewykonalna, stojaki powinny być poddane obciążeniu statycznemu o wartości 2-krotnej siły nominalnej. Norma PN-EN 1804-2:2004 wymaga również pomiaru ciśnienia wewnętrznego w stojaku nie precyzując punktu pomiaru.

Stojaki hydrauliczne zmechanizowanych obudów były i są badane pod obciążeniem dynamicznym, wcześniej w celach dopuszczeniowych, a obecnie w celach obowiązkowej certyfikacji.

Podczas dynamicznych badań stojaków dokonuje się rejestracji ciśnienia wewnętrznego, wykorzystując jedno przyłącze zasilające przeznaczone do zasilania przestrzeni podtłokowej. Prowadzone w CMG KOMAG badania symulacyjne z wykorzystaniem technik komputerowych ujawniły bardzo dynamiczny i niejednorodny przebieg ciśnienia w stojaku obciążonym udarem. Dla celów poznawczych podjęto badania dynamiczne stojaka wyposażonego w kilka punktów pomiarowych ciśnienia.

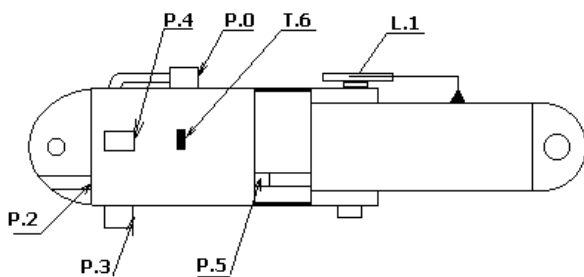
## 2. Przedmiot badań

Do badań przygotowano specjalny jednostopniowy stojak hydrauliczny (rys. 1) o średnicy cylindra 0,2 m, wyposażony w dodatkowe punkty pomiaru ciśnienia. Konstrukcja stojaka oparta została na często występujących w kopalniach stojakach obudowy FAZOS 12/28-POz oraz FAZOS 15/31 POz.



Rys.1. Stojak hydrauliczny przeznaczony do badań

Oprócz normalnego przyłącza zasilającego DN 10 (P.3) stojak wyposażono w przyłącze DN 20 (P.4) zaworu upustowego zlokalizowane przy samym dnie cylindra, przyłącze DN 20 (P.0) zaworu typu A (ograniczającego ciśnienie) zlokalizowane na dodatkowej rurce w odległości 0,3 m od dna cylindra oraz punkty pomiaru ciśnienia w dnie cylindra (P.2) i w dnie rdzennika (P.5). Ponadto zastosowano czujnik przemieszczenia rdzennika (L.1) oraz czujnik tensometryczny (T.6) do pomiaru odkształcenia ścianki cylindra. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych przedstawia rysunek 2, na którym literą *P* oznaczone są punkty pomiarowe ciśnienia, literą *L* pomiar przemieszczenia, natomiast literą *T* pomiar odkształcenia.



Rys.2. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych na stojaku hydraulicznym

Dla stojaka przyjęto ciśnienie zasilania  $25 \div 30$  MPa, przy założonym ciśnieniu roboczym 35 MPa.

## 3. Metoda badań

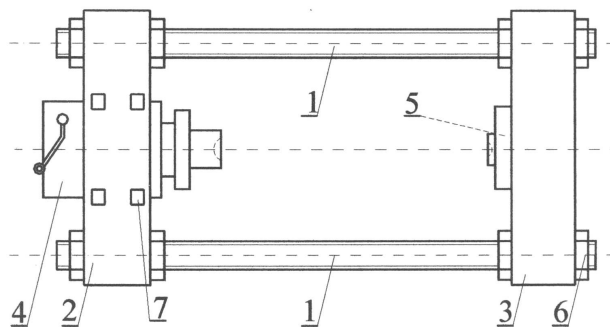
Obecnie stosowane są dwie metody obciążenia dynamicznego stojaków hydraulicznych na stanowiskach badawczych:

- metoda kafariowa – obciążenie dynamiczne wywołane jest swobodnie spadającą masą,
- metoda wybuchowa – obciążenie dynamiczne wywołane jest energią pochodzącą ze spalania materiału wybuchowego, typu miotającego.

Badania przeprowadzono metodą wybuchową na stanowisku badawczym CMG KOMAG przedstawionym schematycznie na rysunku 3.

Stanowisko badawcze składa się z:

- dwóch śrub prowadzących (1),
- dwóch trawers (2) i (3),
- generatora obciążeń dynamicznych (4),
- wymiennych wkładów (5) przystosowanych do współpracy ze stojakami z różnymi wymiarami i kształtami łbów spodnika, rdzennika, bądź przedłużacza mechanicznego.



Rys.3. Stanowisko do dynamicznych badań stojaków

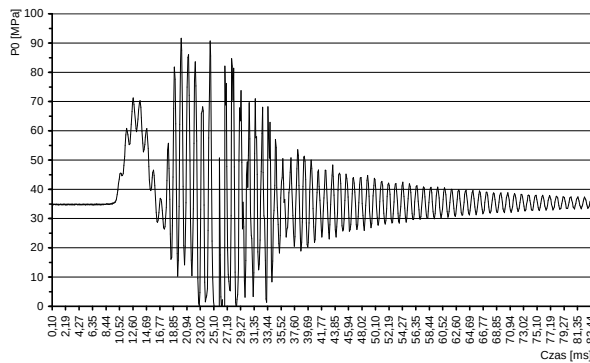
Odpowiednią długość stojaka ustala się poprzez przesunięcie ruchomego trawersu (3) blokowanego nakrętkami (6). Generator obciążeń dynamicznych zablokowany jest w nieruchomym trawersie (2) za pomocą sworzni (7). Maksymalne obciążenie statyczne na stanowisku wynosi 8 MN, dynamiczne 4 MN, a maksymalna długość badanego stojaka 4,85 m.

Założono wykonanie kilku prób obciążenia dynamicznego powodującego wywołanie ciśnienia mierzonego na przyłączy zasilającym stojaka na poziomie  $60 \div 70$  MPa, tj.  $1,7 \div 2,0$ -krotność założonego obciążenia roboczego 35 MPa.

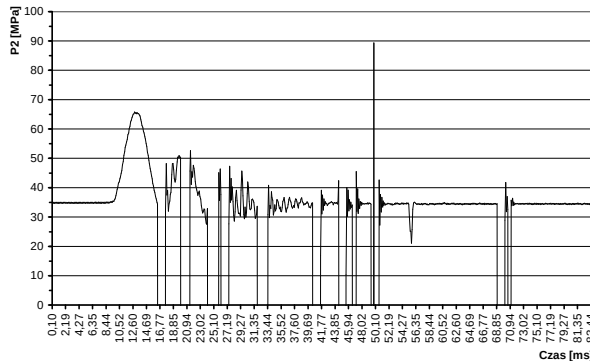
#### 4. Badania

Badania dynamiczne poprzedzono badaniami szczelności, przy niskim i wysokim ciśnieniu, w celu potwierdzenia sprawności stojaka. Badania dynamiczne rozpoczęto od spalania małej ilości masy materiału wybuchowego (MW), a następnie ją zwiększano, aż do uzyskania założonego poziomu ciśnienia w stojaku. Po ustaleniu ilości MW dającej założony poziom obciążenia dynamicznego stojaka, wykonano trzy próby z wykorzystaniem takiej samej ilości MW. Do badań użyto materiału wybuchowego typu „WIŚNIA” pozwalającego na uzyskanie czasu narastania obciążenia na poziomie 3÷4 ms.

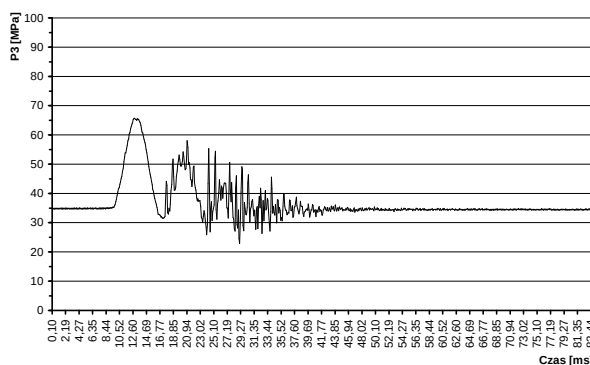
Przebiegi chwilowych wartości ciśnienia cieczy hydraulicznej we wszystkich punktach pomiarowych stojaka oraz wartości przemieszczenia rdzennika i odkształcenia cylindra przedstawiono na rysunkach 4-9. Ze względu na powtarzalność wyników przedstawiono wyniki jednej próby.



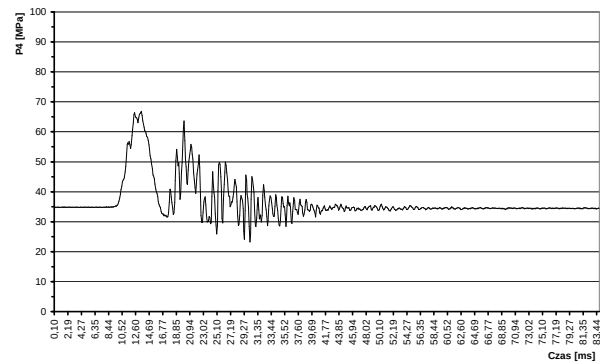
Rys.4. Przebieg ciśnienia w czasie w przyłączy DN 20 pomiar P.0



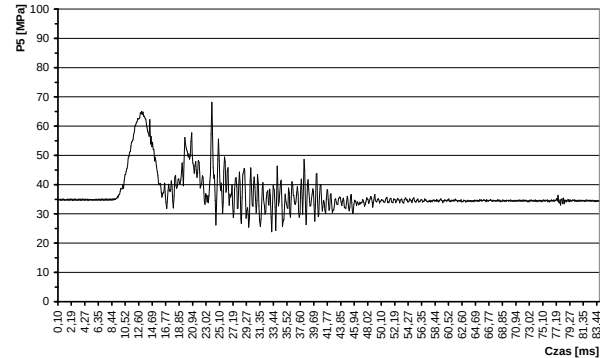
Rys.5. Przebieg ciśnienia w czasie w dnie spodka pomiar P.2



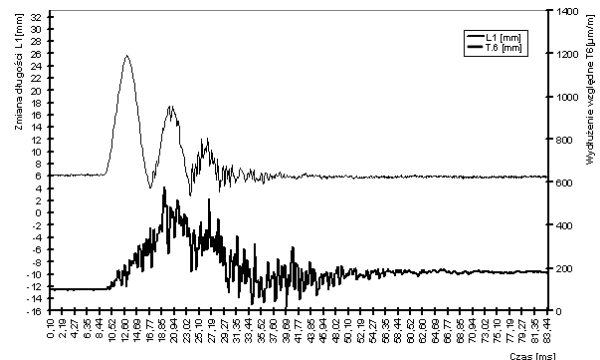
Rys.6. Przebieg ciśnienia w czasie w przyłączy DN 10 pomiar P.3



Rys.7. Przebieg ciśnienia w czasie w przyłączy DN 20 pomiar P.4

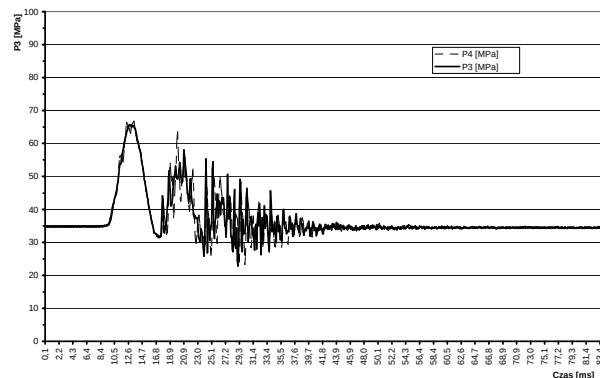


Rys.8. Przebieg ciśnienia w czasie w dnie rdzennika pomiar P.5

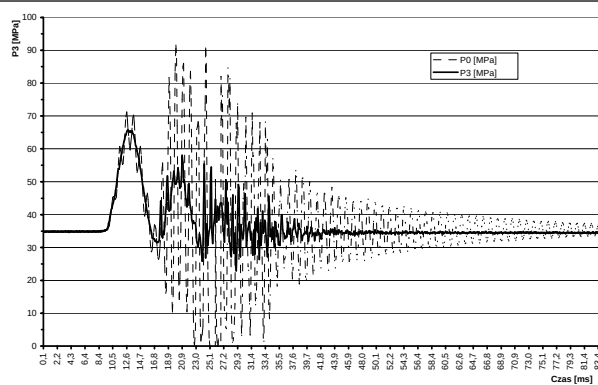


Rys.9. Przebieg zmian długości L.1 i wydłużenia względnego T.6 w funkcji czasu

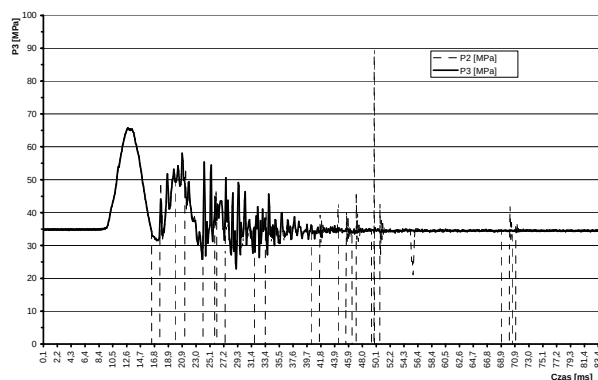
W przypadku badań certyfikacyjnych pomiar i rejestrację ciśnienia prowadzi się tylko w przyłączy zasilającym stojak. Z tego względu przeanalizowano otrzymane wyniki pod kątem różnic przebiegu ciśnienia w różnych punktach pomiarowych. Wyniki analizy przedstawiono na rysunkach 10÷13.



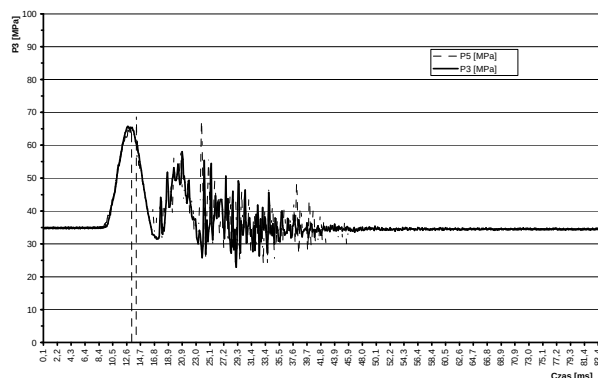
Rys.10. Przebieg ciśnienia w czasie w przyłączy DN 10 pomiar P.3 oraz w przyłączy DN 20 pomiar P.4



Rys.11. Przebieg ciśnienia w czasie w przyłączy DN 10 pomiar P.3 oraz w przyłączy DN 20 pomiar P.0



Rys.12. Przebieg ciśnienia w czasie w przyłączy DN 10 pomiar P.3 oraz w dnie spodka pomiar P.2



Rys.13. Przebieg ciśnienia w czasie w przyłączy DN 10 pomiar P.3 oraz w dnie rdzennika pomiar P.5

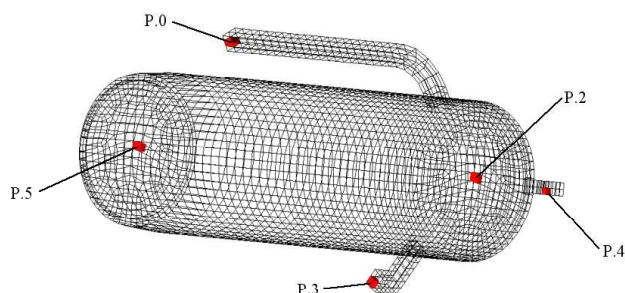
Przebiegi ciśnień w poszczególnych dodatkowych punktach pomiarowych (P.4, P.0, P.2 i P.5) porównano do przebiegu ciśnienia na przyłączy zasilającym (P.3). W punkcie pomiarowym P.2 w dnie spodka (rys. 12) zarejestrowano szereg sygnałów zakłócających będących jedynymi różnicami w przebiegu ciśnienia w stosunku do przebiegu ciśnienia w standardowym punkcie pomiarowym – przyłączy zasilającym. W punkcie pomiarowym P.5 w dnie rdzennika (rys. 13) zarejestrowano wyraźne zwiększenie amplitudy drgań ciśnienia w końcowej fazie wylumienia. Może to być związane z ruchem drgającym całego rdzennika. W przypadku przyłącza zaworu typu A (ograniczającego ciśnienie) umieszczonego przy samym dnie spodka (P.4 – rys. 10) zarejestrowano 10% wzrost ciśnienia drugiej fali

uderzenia, a następnie wylumienie ciśnienia bardzo zbliżone do ciśnienia w przyłączy zasilającym. Natomiast w przypadku przyłącza zaworu typu A (ograniczającego ciśnienie) umieszczonego w odległości 0,3 m od dna spodka (P.0 – rys. 11) zarejestrowano 10% wzrost ciśnienia pierwszej fali uderzenia, a następnie bardzo silne skoki ciśnienia w drugiej fali uderzenia. W tej fazie pomiaru zanotowano ciśnienia nawet o 40% wyższe od maksymalnego ciśnienia w przyłączy zasilającym. W tym przyłączy zaworu upustowego zarejestrowano również znaczące wydłużenie fazy wylumienia drgań ciśnienia.

## 5. Podsumowanie

Analiza przebiegów ciśnień w poszczególnych punktach pomiarowych stojaka wykazała zbliżone wartości ciśnień, charakteru i czasu wylumienia ciśnienia w przyłączy zasilającym, dnach spodka i rdzennika oraz w przyłączy zaworu typu A (ograniczającego ciśnienie) umieszczonego przy samym dnie spodka. Natomiast w przypadku przyłącza zaworu typu A (ograniczającego ciśnienie) umieszczonego w odległości 0,3 m od dna spodka zarejestrowano zwiększone ciśnienie pierwszego uderzenia oraz ciśnienia wtórne o znacznie większej wartości (rys. 4 - pomiar P.0). Również czas wylumienia ciśnienia był znacznie dłuższy. Jest to wynikiem istnienia kanału dolotowego o niewielkiej średnicy do punktu pomiarowego umieszczonego na jego końcu. Wynika z tego, że zawory typu A (ograniczającego ciśnienie) powinny być montowane jak najbliżej dna spodka z pominięciem złączy pośrednich, rurek dolotowych itp.

W CMG KOMAG prowadzone są próby identyfikacji obciążenia dynamicznego stojaka w wyniku komputerowych badań modelowych z zastosowaniem Metody Elementów Skończonych MES (rys. 14).



Rys.14. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na modelu cieczy znajdującej się w przestrzeni podłokowej stojaka hydraulicznego

W badaniach modelowych przyjęto identyczny z badaniami stanowiskowymi układ punktów odczytu ciśnienia. Uzyskano bardzo obiecujące wyniki obliczeń różniące się od wyników pomiarów na obiekcie rzeczywistym na poziomie kilku procent dla fazy pierwszego narastania i spadku ciśnienia.



---

## Literatura

1. PN-G-15530:1996 Górnicza obudowa zmechanizowana – Stojaki hydrauliczne – Wymagania.
2. PN-G-15537:1999 Górnicza obudowa zmechanizowana – Stojaki hydrauliczne – Badania.
3. PN-EN 1804-1:2004 Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej - Część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne.
4. PN-EN 1804-2:2004 Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej. Część 2: Stojaki, podpory i siłowniki pomocnicze.
5. Stoiński K.: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2000.
6. Stoiński K., Madejczyk W.: Stojaki dwuteleskopowe z wierconymi płaszczami cylindrów. Prace naukowe 6 – Monografie CMG KOMAG. Gliwice 2004.
7. Szuścik W., Bomersbach G.: Symulacja obciążeń dynamicznych w stojakach hydraulicznych. Prace naukowe 5 – Monografie CMG KOMAG. Gliwice 2004.
8. Sprawozdanie nr 1/DLB-2/2005, Badania stojaka hydraulicznego według rysunku W 33.031/1 pod obciążeniem dynamicznym. Laboratorium Badań CMG KOMAG, styczeń 2005.
9. Szyguła M., Mazurek K. i inni: Opracowanie metody symulacji komputerowej obciążenia dynamicznego siłownika hydraulicznego. Dokumentacja CMG KOMAG o symbolu ES/BDO-8899OR1. Gliwice 2004 (nie publikowana).
10. Szyguła M., Mazurek K. i inni: Badania symulacyjne obciążenia dynamicznego siłownika hydraulicznego. Dokumentacja CMG KOMAG o symbolu ES/BDO-8899OR3. Gliwice 2005 (nie publikowana).

*Artykuł został ogłoszony na konferencji  
CYLINDER 2005*

*Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2006 r.*

*Recenzent: prof.dr hab.inż. Kazimierz Stoiński*

## **Obudowy zmechanizowane produkcji firmy GLINIK perspektywą dla wyposażenia ścian polskiego górnictwa do roku 2010**

### *S t r e s z c z e n i e*

*W artykule omówiono kierunki rozwoju obudów ścianowych w perspektywie wyposażenia ścian do roku 2010, które przedstawiono na przykładzie rozwiązań obudów produkcji GLINIK-a.*

### *S u m m a r y*

*Development trends for longwall roof supports as the machines for longwall faces equipping, planned to be installed in the Polish mines till 2010, were discussed on an example of GLINIK powered roof supports.*

## **1. Wstęp**

W eksploatacji podziemnej węgla kamiennego dominującym systemem jest system ścianowy, jako gwarantujący na dzień dzisiejszy najniższy poziom kosztów eksploatacji.

Obudowa ścianowa stanowi najbardziej kapitałochłonną część inwestycji w nowy kompleks wydobywczy. Wynika to z dużego stopnia komplikacji konstrukcji zestawu obudowy, wysokiej jej materiałochłonności skorelowanej z wielkością podporności, wynikającej z konieczności zapewnienia właściwego utrzymania stropu w konkretnych warunkach górniczo-geologicznych oraz dużej liczby zestawów obudowy zastosowanych w ścianie.

Szacunkowy udział obudowy ścianowej w cenie całego kompleksu kształtuje się na poziomie 50÷70%. W obecnych realiach gospodarczych, kiedy wyznacznikiem wartości i efektywności jest zysk, inwestycja taka powinna gwarantować bardzo wysoki jej poziom techniczny gwarantujący szybki zwrot poniesionych nakładów. W tych uwarunkowaniach muszą znaleźć swoje miejsce producenci maszyn górniczych nadając przyszłościowe kierunki rozwoju konstrukcji i technologii wykonania swoich wyrobów.

GLINIK jest niewątpliwie liderem na rynku krajowych producentów maszyn. Już na początku lat dziewięćdziesiątych wdrożył do produkcji i eksploatacji pierwsze w Polsce kompleksy wysoko wydajne, a w ciągu kolejnych lat rozwinął produkcję wdrażając cały typoszereg nowej generacji przenośników ścianowych, podścianowych, zwrotni przenośników taśmowych oraz obudów ścianowych i chodnikowych, i w dalszym ciągu nadaje ton rozwojowi konstrukcji urządzeń dla kompleksów ścianowych przyszłości.

## **2. Założenia konstrukcyjne obudów dla ścian bieżącego dziesięciolecia**

Obudowom przeznaczonym do pracy w kompleksach wysoko wydajnych stawiane są wysokie wymagania jakościowe, niezawodnościowe i funkcjonalne. W eksploatacji obudowy przekłada się to na wysokie wyniki wydobywcze, związane z wysokim współczynnikiem dyspozycyjności urządzeń. Wysoka dyspozycyjność jest koniecznością w związku z ograniczeniem liczby ścian czynnych w kopalniach, niejednokrotnie do trzech, a nawet dwu. W projektowaniu i wykonaniu takich obudów uwzględnione powinno być wiele czynników decydujących o skutecznej i bezawaryjnej pracy obudowy.

Jednym z najważniejszych jest właściwy dobór obudowy do warunków górniczo-geologicznych pokładów, w których będzie pracować. GLINIK poprzedza każdą instalację swojej obudowy szczegółową ich analizą ściany, w której ma być eksploatowana obudowa. Najczęściej, zwłaszcza w bardziej złożonych przypadkach dobór obudowy konsultowany jest z jednostkami naukowo-badawczymi, jak: GIG, AGH, KOMAG i Politechnika Śląska.

Opracowano szczegółową ankietę uwzględniającą wszystkie parametry mające wpływ na prawidłowy dobór obudowy m.in. własności skał stropowych, spągów oraz pokładu węgla, warunki zalegania pokładu i typ urządzeń współpracujących. Na tej podstawie wyznacza się zakres pracy obudowy jej parametry kinematyczne oraz podporność. W ostatnim czasie w przemyśle górniczym zarysowuje się bardzo dobra tendencja wpływająca na wzrost bezpieczeństwa i dyspozycyjności polegająca na coraz to większym wzroście podporności obudów zarówno nowych, jak i remontowanych. Wynika to ze stosunkowo niewielkiego wzrostu ceny urządzenia, a skutkuje niezależ-

nieniem się od przejściowych trudności we współpracy obudowy z górotworem, co w efekcie przekłada się na bezpieczeństwo pracy i stabilność poziomu wydobywania, a tym samym wynik ekonomiczny.

Przy pracach projektowych zwraca się szczególną uwagę na właściwy dobór podporności zarówno wstępnej, jak i roboczej, prawidłowe utrzymanie stropu przy ociosie związane ze współczynnikiem przełożenia stropnicy, odpowiednią długością stropnicy zapewniającą optymalne odsłonięcie stropu i zgodny z wymaganiami rozmiar przejścia. Jest to szczególnie ważne w przypadku ścian niskich, gdzie wielkość ta jest czynnikiem decydującym o komforcie obsługi obudowy.

Równie istotnym czynnikiem decydującym o sprawności obudowy jest ograniczenie maksymalnych wielkości nacisków na spąg wyznaczanych z uwzględnieniem kinematyki i statyki obudowy. W kompleksie wysoko wydajnym, a zwłaszcza w kompleksach niskich warunkiem uzyskania założonej wydajności jest duża prędkość robocza kombajnu dochodząca do 15 m/min. Powoduje to, że warunkiem prawidłowej współpracy obudowy w kompleksie jest krótki cykl dostawiania obudowy w granicach 6÷10 s. Zapewnienie takiej szybkości przestawiania obudowy wymaga:

- zastosowania układu hydraulicznego z elementami o dużych średnicach przepływu oraz odpowiedniej jego konfiguracji upraszczającej obsługę poprzez grupowanie niektórych sekwencji ruchu (przesuwanie obudowy za pomocą jednej dźwigni rozdzielacza w kontakcie ze stropem i jednoczesnym podnoszeniem spągnic) i częściowej automatyki (zawory automatycznej podporności wstępnej),
- uniezależnienia się od lokalnych warunków spagowych poprzez zastosowanie skutecznych mechanizmów podnoszenia spągnic; doświadczenia ruchowe wskazują, że najskuteczniejszym mechanizmem podnoszenia spągnic jest hydrauliczny podnośnik spągnic powiązany ze spagnicami typu kataran.

Dla czasów przestawiania w granicach 10 s wymagane jest zastosowanie układów ze sterowaniem pilotowym i częściową automatyką, natomiast dla czasów krótszych sterowania elektrohydraulicznego z sekwencyjnym dostawianiem obudowy.

W kompleksach o dużej koncentracji wydobywania istotnym warunkiem technicznego sukcesu obudowy jest poprawność konstrukcji oraz technologii wykonania, gwarantująca przynajmniej jej 10-letnią żywotność.

Charakter pracy obudowy w kompleksie o dużej koncentracji wydobywania powoduje konieczność uwzględnienia w projekcie, jak i późniejszych badaniach stanowiskowych cyklicznych obciążeń zmęczeniowych, odzwierciedlających rzeczywiste warunki pracy obudowy w ścianie.

ZMG GLINIK Spółka z o.o. w swoich projektach opiera się na programie badań obejmujących zakres 30000 cykli obciążenia obudowy przy różnorodnych sposobach podparcia. Obecnie projektowane i analizowane są węzły konstrukcyjne gwarantujące przeniesienie obciążeń zmęczeniowych w ilości 60000 cykli.

Charakter obciążeń oraz liczba zakładanych cykli odpowiada 10-letniemu okresowi eksploatacji obudowy przy założonym postępie w granicach 15 m/dobę.

W zakresie hydrauliki siłowej stosuje się rozwiązania konstrukcyjne gwarantujące dużą wytrzymałość zmęczeniową. W siłownikach stosowane są uszczelnienia o dużej żywotności i gwarantowanej jakości oraz pokrycia galwaniczne o wysokiej odporności na działanie wysoce korozyjnego środowiska występującego w podziemiach kopalń. Dla siłowników szczególnie narażonych na korozję związaną z brakiem ciągłej konserwacji powierzchni przez emulsję w czasie ruchu siłowników lub narażonych na oddziaływanie materiałów ściernych ZMG GLINIK Spółka z o.o. stosuje pokrycia dwuwarstwowe chromem twardym, dającym odporność na uszkodzenia mechaniczne, nakładanym na chrom miękki gwarantujący odpowiednią szczelność powłoki.

Przy eksploatacji obudów do pokładów niskich kolejnym ważnym problemem jest zapewnienie komfortowego przejścia dla obsługi oraz łatwego dostępu do wszelkich urządzeń sterowniczych i diagnostycznych. Wszystkie obudowy oraz jej poszczególne elementy wyposażane są w uchwyty do wykonywania prac pomocniczych, w tym do podwieszenia kolejek podwieszanych coraz częściej stosowanych przy przebrajaniu ściany i pracach remontowych.

Jedną z dróg obniżenia bardzo wysokich kosztów inwestycyjnych nowoczesnego kompleksu ścianowego jest zwiększenie podziałki obudowy do wielkości 1,75, a nawet 2 m. Stało się to możliwe dzięki wdrożeniu podpór hydraulicznych o bardzo dużej podporności rzędu 3500 do 5529 kN. Efektem wdrożenia obudów o zwiększonej podziałce jest zmniejszenie ilości zastosowanej w ścianie hydrauliki siłowej i sterowniczej. Dla hydrauliki sterowniczej obniżkę kosztów wyposażenia ściany można określić wprost na 14% dla podziałki 1,75 i 25% dla podziałki 2 m.

### **3. Przykłady obudów ścianowych przyszłości**

#### **3.1. Obudowy do współpracy ze strugiem**

Należy tutaj wyróżnić obudowę Glinik 06/15 POzS jaka została wyprodukowana dla Kopalni „Paskov” w Czechach oraz obudowę Glinik 07/15-PozS dla Kopalni „Bieriezowskaja” w Rosji. Obie obudowy pracują ze strugiem węglowym niemieckiej firmy DBT. Obie obudowy są obudowami dwustojakowymi o roboczej

podporności stojaka 2124 kN, wyposażone w sterowanie elektrohydrauliczne. Badania prototypów wykonane były zgodnie z normą EN-1804-1 [2].

### 3.2. Obudowy do współpracy z kombajnem

Prezentację obudów kombajnowych rozpoczynamy od obudów o zwiększonej podporności i zwiększonej podziałce niż stosowane w przeszłości.

Obudowy Glinik 15/30-POz (2x2650 kN) i Glinik 13/34-POz (2x3750 kN) to pierwsze w Polsce wyprodukowane obudowy o podziałce większej niż 1,5 m. Pierwsza z nich posiada tzw. regulowaną podziałkę, która może zmieniać się w zakresie 1,5÷2,0 m. Ta szczególna właściwość wykorzystywana jest do zabudowy ściany przy chodniku i pozwala na pełną mechanizację prac w strefie przychodnikowej z wyeliminowaniem bardzo pracochłonnej i niebezpiecznej zabudowy indywidualnej. Druga obudowa to obudowa o podziałce 1,75 m. Są to obudowy o zwartej konstrukcji, z układem lemniskatowym o korzystnej charakterystyce kinematycznej i podpornościowej. Charakteryzują się wysokim współczynnikiem wykorzystania podporności stojaków przy ograniczeniu sił wewnętrznych w mechanizmie lemniskatowym oraz dużą siłą podtrzymania stropu przy ociosie.

Do eksploatacji pokładów wysokich na nachyleniach podłużnych do 25° przeznaczone są dwie obudowy ścianowe Glinik 18/40 (2x3500 kN) (rys. 3) dostarczona do kanadyjskiej kopalni „Smoky River” oraz Glinik 18/41-POz (2x2000kN) (rys. 4) zainstalowanej w Kopalni „Carbonar” w Hiszpanii. Obudowy te pracują w systemie pracy z krokiem wstecz i posiadają podobną konstrukcję ze spągnicami typu katamaran i hydraulicznym podnośnikiem spągnic, natomiast zasadnicza różnica tkwi w podporności stojaków określonej w nazwie obudowy, podziałce oraz typach zastosowanych stropnic.

Obudowa Glinik 18/40 (2x3500 kN) wykonana jest dla podziałki 1,75 m i wyposażona jest w stropnicę sztywną z osłoną czoła ściany wychylaną do poziomu.

Obudowa Glinik 18/41-POz (2x2000 kN) wykonana jest dla podziałki 1,5 m i dostosowana do specyficznych, bardzo trudnych warunków górniczo-geologicznych Kopalni „Carbonar” poprzez zastosowanie stropnicy wysuwnej z osłoną czoła ściany wychylaną do poziomu. Taka konfiguracja stropnicy pozwala na prawidłową pracę obudowy w warunkach słabych stropów i węgla bardzo mało zwięzłym, wypadającym z ociosu. W czasie normalnej pracy ocios jest utrzymywany poprzez osłonę czoła ściany dociśniętą do ociosu poprzez jej wychylenie i dodatkowo działanie stropnicy wysuwnej, natomiast w przypadku wypadnięcia węgla z ociosu pozwala ona na zabezpieczenie stropu na przestrzeni trzech skrawków, poprzez dostawienie obu-

dowy, wysunięcie stropnicy wysuwnej i wychylenie osłony czoła ściany do poziomu.

Na rysunku 5 pokazana jest obudowa Glinik 15/32-POz (2x5027 kN). Została ona wyprodukowana dla wysoko wydajnego kompleksu ścianowego w Kopalni „Bogdanka” o założonej wydajności powyżej 20000 t/d. Jest to pierwsza obudowa o tak dużej podporności zainstalowana w Polsce i jedna z nielicznych w świecie. W obudowie zastosowano szereg nowoczesnych rozwiązań poczynawszy od zoptymalizowanej kinematyki dostosowanej do szczególnych warunków górniczo-geologicznych Kopalni „Bogdanka”, poprzez rozwiązania konstrukcyjne i technologiczne gwarantujące jej wysoką niezawodność i żywotność.

Kompleks ścianowy obudowy dostosowany do warunków zabudowy przenośnika ścianowego z napędami prostopadłymi umieszczonymi w chodniku składa się z zestawów liniowych o podziałce 1,75 m oraz zabudowanych po trzy sztuki przy napędzie zwrotnym i wysypowym zestawach skrajnych wykonanych ze zmienną podziałką 1,7÷2,2 m.

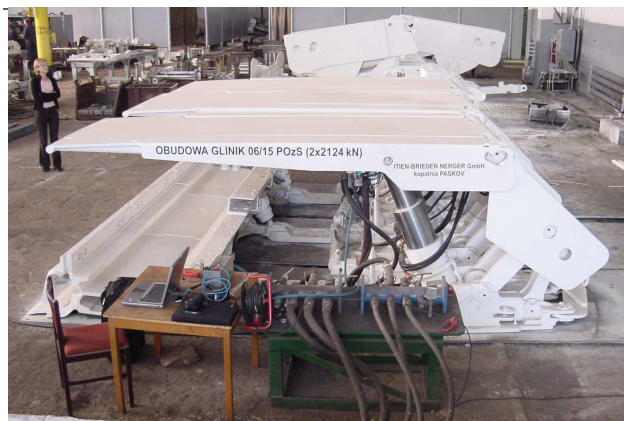
Obudowa dorównuje poziomem technicznym najnowszym osiągnięciem światowego przemysłu maszyn górniczych i co szczególnie zasługuje na podkreślenie jest w całości wytworem polskiej myśli inżyniersko-technicznej, zaś zastosowane materiały są wytworem polskiego przemysłu.

Określone przez odbiorcę warunki postawiły przed Zakładem Maszyn Górniczych GLINIK bardzo duże wyzwanie. Ze względu na założenia, jakim powinien odpowiadać przedmiotowy kompleks wymagane było zastosowanie niespotykanej w polskich, a nawet europejskich, warunkach podporności obudowy przy dużej długości stropnicy związanej z zastosowanym zabiegiem kombajnu równym 1 m, pociągnęło za sobą konieczność zastosowania podpór hydraulicznych o podporności roboczej 5027 kN i średnicy wewnętrznej cylindra I stopnia  $\phi$  400 mm.

Celem przewodnim, jaki przyświecał projektantom obudowy było zapewnienie maksymalnej prostoty konstrukcji obudowy, dającej w efekcie wysoką niezawodność i dyspozycyjność obudowy w trudnych warunkach eksploatacyjnych związanych ze specyfiką pracy urządzeń w podziemiach kopalń, przy zachowaniu pełnej funkcjonalności obudowy w kompleksie ścianowym oraz ergonomii obsługi.

Kolejnym wyzwaniem był postawiony wymóg przetargowy zapewnienia 10-letniej żywotności obudowy. Spełnienie tego wymogu miało zostać potwierdzone pozytywnymi wynikami testów zmęczenia przy liczbie cykli 30000 przeprowadzonych w CMG KOMAG. Były to kolejne trzecie z rzędu badania cykliczne obudowy produkcji GLINIK-a.





Rys.1. Obudowa Glinik 06/15-POzS (2x2124 kN)



Rys.2. Obudowa Glinik 07/15-POzS (2x2124 kN)



Rys.3. Obudowa podporowo-osłonowa Glinik 18/40-POz (2x3500 kN)



Rys.4. Obudowa podporowo-osłonowa Glinik 18/41-POz (2x2000 kN)



Rys.5. Zestaw obudowy zmechanizowanej Glinik 15/32-POz (2x5027 kN)



Rys.6. Obudowa Glinik 22/47-POz (2x5529 kN) ze stropnicą wysuwną



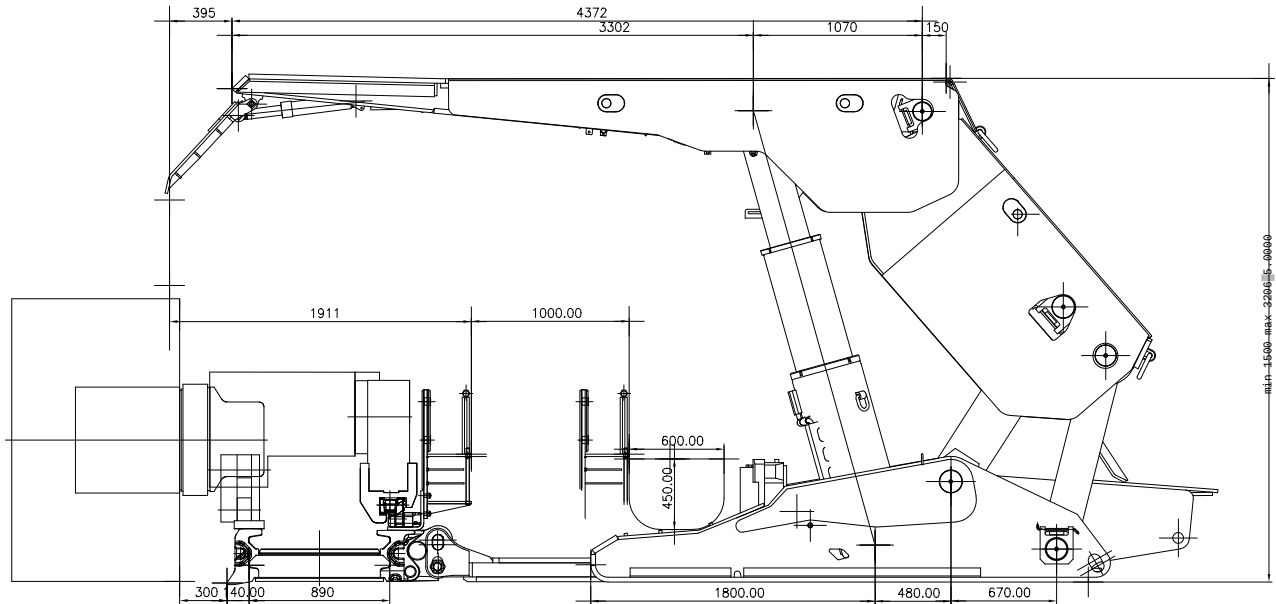
Rys.7. Obudowa Glinik 22/47-POz (2x5529 kN) ze stropnicą wychylno-wysuwną



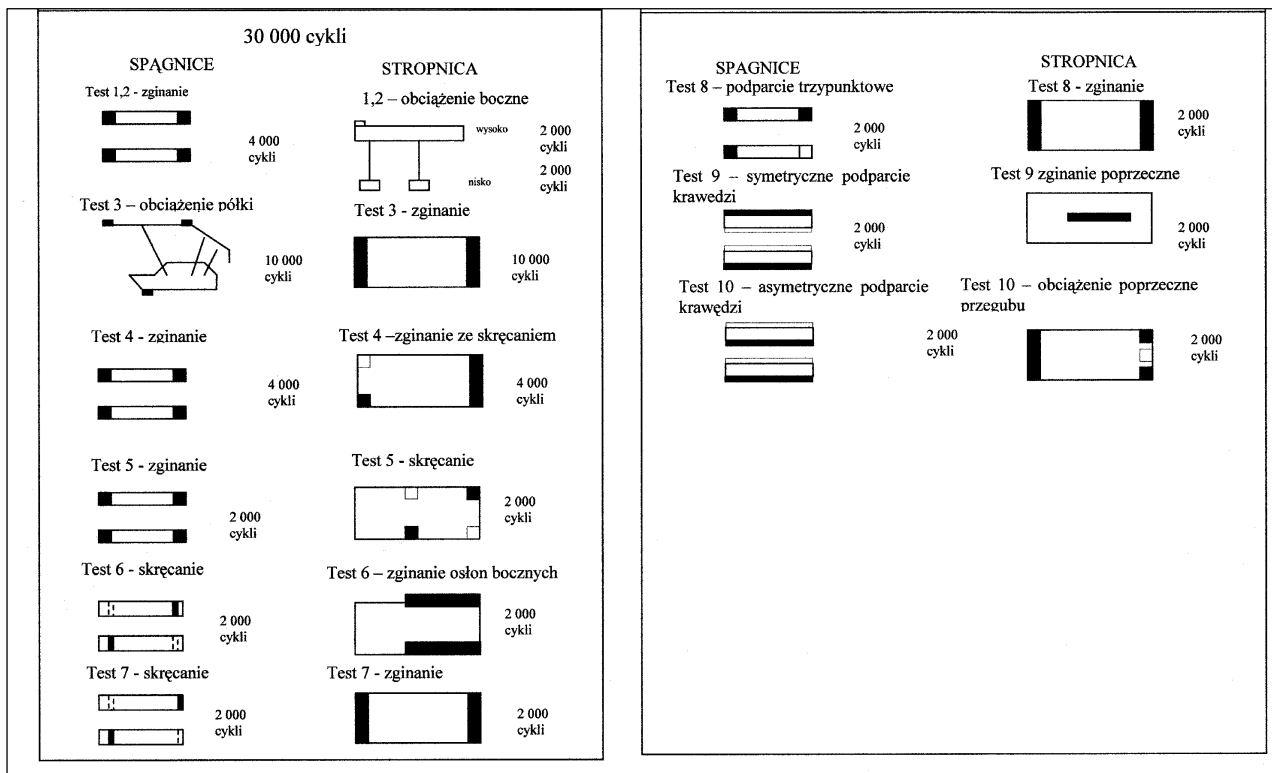
Rys.8. Obudowa Glinik 24/50-POz (2x4196 kN)

Wcześniej badano z wynikiem pozytywnym obudowy Glinik 09/23 (2x3500 kN) oraz Glinik 18/40 (2x3500 kN). Program badań stanowiskowych, jakim poddana była obudowa Glinik 15/32 POz przedstawiono na rysunku 10.

Układ hydrauliczny pozwala na realizację niektórych funkcji w cyklu półautomatycznym. Ze względu na zakładaną szybkość posuwu kombajnu około 9 m/min wymagana jest realizacja cyklu dostawiania obudowy znacznie poniżej 12 s. Tak krótki czas dostawiania



Rys.9. Obudowa Glinik 15/32-POz. Widok w ścianie



Rys.10. Program badań stanowiskowych obudowy Glinik 15/32-POz

Obudowa jest sprawdzonym rozwiązaniem obudowy typu lemniskatowego ze spągnicą jednolitą typu katamaran z zamocowanym do mostu łączącego pontony spągnicy hydraulicznym podnośnikiem spągnic.

osiągnięto poprzez zastosowanie w układzie zasilania decydujących o tym siłownikach przewodów i elementów sterujących (rozdzielacze i zawory podpór hydraulicznych) o nominalnej średnicy przepływu DN20 oraz

realizacji półautomatycznej niektórych sekwencji ruchu obudowy. Sterowanie obudowy odbywa się w sposób intuicyjny, układ poszczególnych funkcji sterujących jest zgodny z sekwencjami ruchu obudowy.

Obudowa posiada szereg uchwytów ułatwiających wykonywanie prac montażowych i remontowych zarówno w obudowie, jak i przy przenośniku ścianowym. Wszystkie podzespoły wyposażone zostały w uchwyty transportowe. Transport obudowy w podziemiach kopalni, a także przezbieranie ściany będzie odbywało się bez demontażu obudowy za pomocą kolejki podwieszanej. Jest to możliwe dzięki konstrukcji obudowy zapewniającej uzyskanie minimalnej wysokości geometrycznej bez konieczności wykonywania demontażu w układzie hydraulicznym oraz wykonanie specjalnych uchwytów i belek transportowych zarówno do podwieszenia zestawu obudowy na kolejce podwieszanej, jak i trasy kolejki pod stropnicami rozpartych w przecince ścianowej zestawów obudowy.

Na bazie tej obudowy zostały zaprojektowane i wykonane na rynek rosyjski dwie obudowy Glinik 22/47-POz (2x5529 kN), różniące się między sobą rozwiązaniem stropnicy. W kopalni „Ałardinskaja” pracuje obudowa ze stropnicą wysuwną, a w Kopalni „Tomskaja” ze stropnicą wychylno-wysuwną. W obudowach tych zastosowano stojaki o średnicy wewnętrznej cylindra I-stopnia  $\varnothing$  400 mm.

Aktualnie w produkcji znajdują się nowe obudowy Glinik 21/45-POz (2x5210 kN) dla kopalni „Osiennikowskaja” (Rosja) oraz Glinik 25/47-POz (2x2827 kN) dla klienta z Turcji.

W polskim górnictwie na uwagę zasługuje komplet obudowy, jaki obecnie jest wykonywany dla PKW S.A. - Zakład Górniczy Jaworzno. Obudowa dla tej kopalni zaprojektowana została według światowych standardów w tym zakresie. Sekcje liniowe Glinik 24/50 POz posiadają podporność 2x3856 kN, natomiast sekcje skrajne 2x4196 kN (rys. 8).

Realizacja dostawy kompleksu obudowy to nie tylko proces wytwórczy, ale również nadzór i usługi serwisowe realizowane przy szkoleniu, instalacji, obsłudze gwarancyjnej, późniejszej obsłudze pogwarancyjnej. Kompetentni przedstawiciele służb serwisowych służą

swą opieką techniczną na wszystkich tych etapach wdrożenia obudowy do eksploatacji.

#### 4. Podsumowanie

Przedstawione w artykule rozwiązania konstrukcyjne i technologiczne reprezentują najwyższy światowy poziom. Daje to potencjalnym odbiorcom obudów produkcji Zakładu Maszyn Górniczych GLINIK Spółka z o.o. gwarancję wysokiego poziomu technicznego przekładającego się na bardzo wysokie wyniki eksploatacyjne, a tym samym i ekonomiczne, co w obecnych realiach gospodarczych jest czynnikiem decydującym o wyborze dostawcy sprzętu dla kompleksów wysoko wydajnych. Nabiera to dodatkowego wydźwięku biorąc pod uwagę, że GLINIK to nie tylko dostawca obudowy, ale również doświadczony producent pozostałych elementów kompleksu ścianowego, takich jak: przenośnik ścianowy, podścianowy, kruszarka i urządzenia przesyłowo-zwrotne.

Tak więc na rynku polskim ZMG GLINIK Spółka z o.o. staje się wiodącym producentem wyposażenia ścian w polskim górnictwie węglowym gwarantującym światowy poziom dostarczanych urządzeń oraz kompleksową realizację kompleksów ścianowych. Zwalnia to klientów od prowadzenia żmudnych i odpowiedzialnych uzgodnień pomiędzy wszystkimi dostawcami urządzeń, a prawidłowość doboru wszystkich urządzeń jest potwierdzana przeprowadzeniem testu kompatybilności. Pozwala to sprawdzić poprawność współpracy wszystkich urządzeń na powierzchni i uniknięcia niespodzianek po zainstalowaniu ich na dole kopalni, gdzie wykonanie jakichkolwiek poprawek jest bardzo uciążliwe lub wręcz niemożliwe.

W chwili obecnej standardem stają się obudowy o podziałce 1,75 m, a w najbliższym czasie należy spodziewać się obudów o podziałce 2,0 m. Do produkcji takich obudów Zakład Maszyn Górniczych GLINIK Sp. z o.o. jest przygotowany.

Rozwój i prace badawczo-rozwojowe prowadzone w firmie GLINIK zapewniają wysoki poziom technicznego wyposażenia ścian polskiego górnictwa w najbliższym dziesięcioleciu.

*Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2006 r.*



## **Czynniki wpływające na poprawną pracę układu hydraulicznego górniczej obudowy zmechanizowanej**

### **Streszczenie**

W oparciu o własne wyniki badań stwierdza się, że znaczącą przyczyną uszkodzeń obudów górniczych jest układ hydrauliczny. Problemy z żywotnością elementów hydraulicznych zaczęły się pojawiać wraz z zastosowaniem w obudowach siłowników hydraulicznych o średnicach cylindrów większych od 300 mm oraz pomp o objętościowych natężeniach przepływu  $Q_v$  większych od 150 l/min. Powszechnym jest obecnie stosowanie stojaków o bardzo dużych podpornościach, a tym samym dużych średnicach cylindrów. Wzrosła szybkość narastania ciśnienia w przestrzeni nad i podłokowej stojaka szczególnie w trakcie jego rabowania. Jest to szczególnie ważny problem wtedy, gdy ciężkie tłoczysko jest jeszcze nieruchome, a zawór przelewowy na pompie jest oddalony znacznie od odbiornika. Dodatkowo w kopalniach wydłużono linie przesyłowe medium hydraulicznego. Dlatego proponuje się dokonanie istotnej zmiany w układzie hydraulicznym sterowania pracą obudowy zmechanizowanej. Do tej idei należy jednak przekonać kopalnie i producentów pomp i sterowań hydraulicznych. W artykule przedstawiono niektóre, ale bardzo istotne problemy, które mają wpływ na właściwą eksploatację obudowy i żywotność jej elementów składowych.

### **Summary**

Basing on own studies, it was found that the hydraulic system is a main reason of roof support failures. Problems with life of hydraulic components have arisen together with an installation of cylinders of a diameter greater than 300 mm and pumps of volume flow  $Q_v$  greater than 150 l/min. Now it is common to use the legs of very high load-bearing capacity, what means high diameters of cylinders. Rate of pressure grow increased in over-piston and under-piston areas of legs, especially during their lowering. The problem is important especially when a heavy piston rod is not moving yet and overflow valve is far from the receiver. Apart from that, line of hydraulic medium supply have been extended. Thus, it is suggested to make essential changes in a hydraulic system of powered roof support control. Mines and pump producers should be convinced to this idea. Some important problems, which have an impact on a proper operation of roof support and life of its components were presented.

## **1. Geneza i cel pracy**

Fabryka Zmechanizowanych Obudów Ścianowych FAZOS w Tarnowskich Górach należy do grupy FAMUR i jest czołowym w kraju producentem obudów zmechanizowanych dla górnictwa krajowego i zagranicznego. FAZOS jest gwarantem jakości obudowy i dlatego prowadzi w sposób ciągły analizę awaryjności swego wyrobu. Wyniki badań stwierdzają, że główną przyczyną uszkodzeń obudów jest układ hydrauliczny. Łącznie uszkodzenia układu hydraulicznego stanowią 69% odnotowanych awarii w obudowach górniczych. 25% wszystkich uszkodzeń obudowy stanowią niesprawności elementów hydraulicznych jej układu podpornościowego [2]. Dlatego zagadnienie to jest tak ważne.

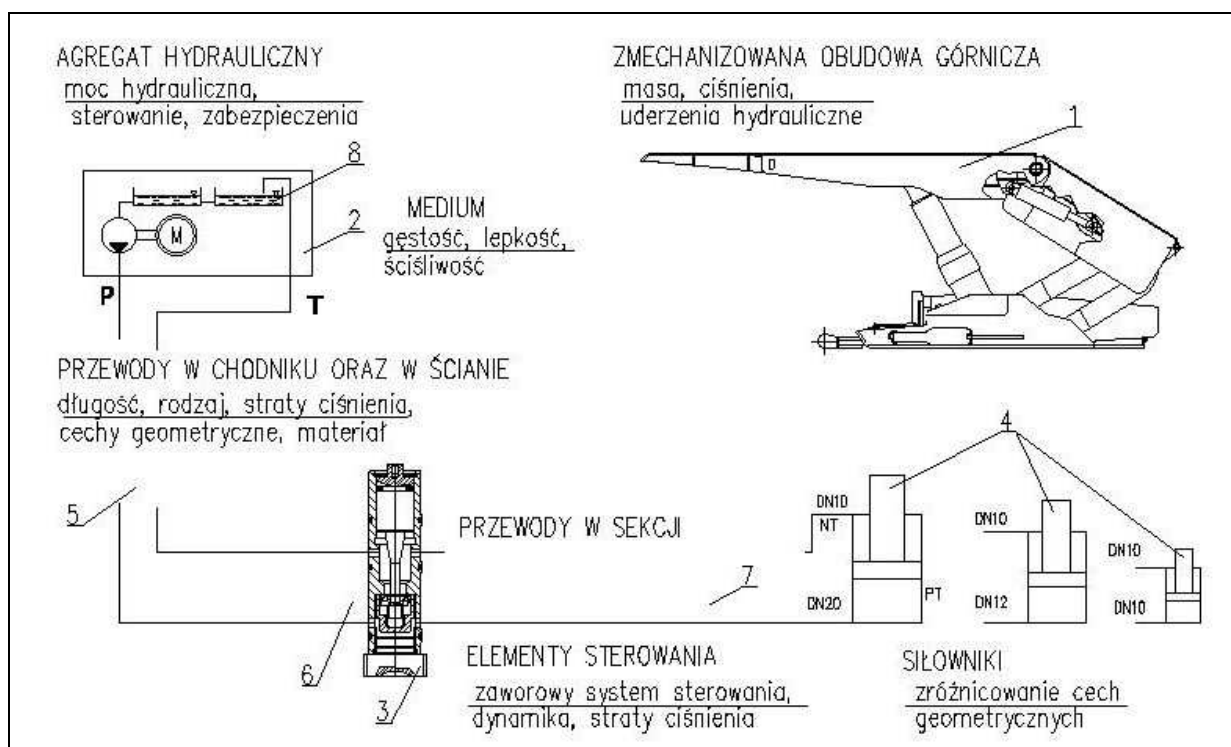
Poszukiwania przyczyn tego zjawiska, pozwoliły na stwierdzenie, w pierwszym przybliżeniu, że problemy z żywotnością elementów hydraulicznych zaczęły się pojawiać wraz z zastosowaniem w obudowach siłowników hydraulicznych o średnicach cylindrów większych od 300 mm. Efekt ten został wzmocniony zastosowaniem w układzie hydraulicznym pomp o objętościowych natężeniach przepływu  $Q_v$  większych od 2,5 dm<sup>3</sup>/s, to znaczy 150 l/min.

Celem tego opracowania jest przedstawienie wpływu różnych czynników na poprawną pracę układu hydraulicznego obudowy zmechanizowanej.

## **2. Podstawowe elementy układu hydraulicznego obudowy zmechanizowanej**

Na rysunku 1 przedstawiono uproszczony schemat hydrauliczny zasilania ściany, w której zastosowano zmechanizowaną obudowę górną. W ścianie wydobywczej, takiej jak przedstawiona na rysunku, sekcji (1) może być nawet i 200. Podstawowe elementy tego układu to agregat hydrauliczny (2), elementy sterowania ciśnieniem i kierunkiem przepływu medium (3), siłowniki (4), przewody zasilające i spływowe w chodniku podścianowym (5) wraz z odpowiednią armaturą i osprzętem, przewody w ścianie (6) oraz przewody w sekcji obudowy zmechanizowanej (7) wraz z armaturą. Bardzo istotne dla układu hydraulicznego jest stosowane medium hydrauliczne (8). Podstawowymi i istotnymi cechami tego układu są:

- Układ hydrauliczny – służy do napędu pojedynczej sekcji zmechanizowanej obudowy ścianowej, której masa wynosi przeciętnie 16000 do 18000 kg.



Rys.1. Uproszczony schemat hydrauliczny zasilania sekcji zmechanizowanej obudowy ścianowej

- Stosowane są ciśnienia robocze do 48 MPa. W układzie pojawiają się pulsacje ciśnienia, które powodują uszkodzenia, głównie manometrów, zaworów przelewowych, węży elastycznych oraz wkładów bloków zaworowych i rozdzielaczy.
- Stosowane jest medium hydrauliczne o stosunkowo małej lepkości, dużej gęstości i ścisłości. Masa medium będącego w ruchu, w przewodach hydraulicznych wynosi nawet do 10000 kg.
- Moc hydrauliczna dostarczana z agregatu hydraulicznego jest duża, a sposoby jej sterowania nie zapewniają odpowiedniej dynamiki i zabezpieczenia przed przeciążeniami.
- Znaczna jest długość magistral zasilających i spływowych w chodniku podścianowym nawet do 3000 m, a przy 200 sekcjach długość tych magistral w ścianie wzrasta dodatkowo o 300 m. Związane są z tym duże straty ciśnienia.
- Zróżnicowane są cechy geometryczne i materiałowe magistral i przewodów hydraulicznych.
- Bardzo znaczne jest zróżnicowanie cech geometrycznych siłowników w obudowie zmechanizowanej.
- Stosowany jest zaworowy system sterowania pracą tych siłowników, związane z tym są straty ciśnienia i duża dynamika pracy.

## 2.1. Medium hydrauliczne stosowane w napędach obudowy zmechanizowanej

Ze względów przeciwpożarowych układ hydrauliczny obudowy może zawierać jedynie ciecze typu HFA [4], to jest emulsje wodno-olejowe. W emulsjach

tych stężenie oleju emulgującego wynosi od 0,5 do 5% zależnie od typu użytego koncentratu [6, 7].

Podstawowe właściwości emulsji olejowo-wodnej przedstawia tabela 1.

### Właściwości emulsji olejowo wodnej

Tabela 1

| Podstawowa właściwość                                       | Emulsja olejowo-wodna                                                                                                          |
|-------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Gęstość $\rho$ , kg/dcm <sup>3</sup>                        | $\rho_p = 30$ , $t = 30 \approx 1,0104$ kg/dcm <sup>3</sup><br>$\rho_p = 2$ , $t = 30 \approx 0,9987$ kg/dcm <sup>3</sup> [23] |
| Izotermiczny współczynnik ścisłości $K_T$ bar <sup>-1</sup> | $41,5 \times 10^{-6}$ bar <sup>-1</sup> (dla $p = 30$ MPa)<br>$44,5 \times 10^{-6}$ bar <sup>-1</sup> (dla $p = 2$ MPa) [7]    |
| Lepkość $\nu$ , mm/s <sup>2</sup>                           | 0,7 do 1,1                                                                                                                     |

Lepkość tych emulsji jest niska i zależy od użytej do jej sporządzenia wody, co utrudnia zapewnienie szczelności [1]. Dlatego w układach hydraulicznych sterowanie przepływem medium jest prowadzone tylko w technice zaworowej, a nie przy użyciu pary suwak-tuleja. W warunkach normalnych, to znaczy przy ciśnieniu atmosferycznym i w temperaturze 20°C gęstość 1% emulsji wodno-olejowej wynosi  $\rho_{p,n} \approx 0,9979$  kg/dcm<sup>3</sup>. Emulsje te, podobnie jak woda są wrażliwe na zmianę ciśnienia. Przykładowo zmiana ciśnienia od 0 do 100 MPa powoduje 4% wzrost gęstości [7].

Prowadzone badania [1, 4] pozwalają na stwierdzenie, że w linii zasilania w ścianie obudowy zmechanizowanej ciśnienie rzadko osiąga wartość większą jak 30 MPa. Jest to wynikiem przecieków, strat ciśnienia, jak i chwilowych zapotrzebowań na medium hydrau-



liczne przez inne odbiorniki. Dzieje się tak nawet, w przypadku, gdy pompa pracuje na ciśnienie 35 MPa, a jej zawór przelewowy jest ustawiony nawet na ciśnienie 38 MPa. Wartość ciśnienia w linii spływowej wynosi około 2 MPa, co wynika z obowiązujących przepisów.

Dla tych warunków w tabeli 1 w temperaturze  $t = 30^{\circ}\text{C}$  podano wartość izotermicznego współczynnika ściśliwości. Podatność emulsji olejowo-wodnej na zmianę objętości pod wpływem ciśnienia jest mniejsza niż, większości stosowanych w hydraulice olejów. Wpływa to na większą „sztywność” czynnika roboczego w układzie i poprawia częstotliwość własną całego układu hydraulicznego. Dodatkowo należy uwzględnić, że w układzie hydraulicznym ściśliwe medium jest transportowane podatnymi przewodami stalowymi i jeszcze bardziej podatnymi węzami elastycznymi.

## 2.2. Moc hydrauliczna uzyskiwana w agregacie pompowym i sposoby jej sterowania

Do zasilania urządzeń w podziemiach kopalni stosowane są agregaty pompowe. Postęp, jaki dokonał się w zakresie agregatów hydraulicznych przykładowo w produktach firmy WIROMET i HAUHINCO na przestrzeni lat ilustruje tabela 2. Wyraźnie zwiększyła się moc hydrauliczna i moc zainstalowanych silników elektrycznych.

**Porównanie podstawowych parametrów eksploatacyjnych agregatów pompowych [1, 5]**

Tabela 2

| Typ agregatu | Wydajność teoretyczna pompy $Q_{th}$ , l/min | Ciśnienie robocze $p_p$ , MPa | Moc silnika elektrycznego pompy $N_p$ , kW | Producent |
|--------------|----------------------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------------|-----------|
| AZ-2sM       | 2x100                                        | 30                            | 2x55                                       | WIROMET   |
| AZ-3         | 2x125                                        | 25(30)                        | 2x75                                       |           |
| AZE-5        | 2x150                                        | 30                            | 2x90                                       |           |
| AZE-400/32   | 2x200                                        | 32                            | 2x132                                      |           |
| EHP-3K 125   | 2x202                                        | 33,8                          | 2x125                                      | HAUHINCO  |

Moce nominalne silników elektrycznych zainstalowane w agregatach firmy WIROMET tylko w dwóch ostatnich typach wzrosły o 46%, a w stosunku do agregatu AZ-2sM nawet o 140%.

Agregat hydrauliczny składa się z reguły z dwóch pomp, głównie o stałym natężeniu przepływu. Dostosowanie stałego natężenia przepływu do roboczego natężenia przepływu wynikającego z aktualnego jego zapotrzebowania osiągane jest za pomocą zaworów bocznikujących. Zawory te przełączają jedną, bądź obydwie pompy na obieg bezciśnieniowy, w chwili, gdy ciśnienie w magistrali zasilającej osiąga wartość ciśnienia odłączającego  $p_{od}$ . Wartość tego ciśnienia jest zadana przez konstruktora układu hydraulicznego obudowy. Załączenie pompy jednej, a następnie dru-

giej na pracę ciśnieniową następuje, gdy ciśnienie spada o określoną wartość  $\Delta p$  z reguły o 2 MPa [9].

Dla tłumienia występujących podczas przełączeń skoków ciśnienia i dla zmniejszenia ilości łączy zaworu bocznikującego stosowane są hydroakumulatory o pojemności od 2 do 2,5 litra. Pompa jest zabezpieczona przed wzrostem ciśnienia zaworem bezpieczeństwa. Nastawa zaworu bezpieczeństwa z reguły wynosi 38 MPa, wtedy, gdy wartość ciśnienia odłączającego  $p_{od}$  wynosi 35 MPa.

Dodatkowo w układzie pompowym zastosowany jest hydroakumulator o objętości 32 litry. W układzie zasilania i spływu stosowane są dwa filtry. Agregat jest wyposażony w dwa zbiorniki o łącznej objętości 4400 litrów.

Ze względu na wymagane ciśnienie rozparcia stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej bardzo ważne jest określenie podstawowych parametrów pompy to znaczy wydajności i ciśnienia. Przy określaniu wartości ciśnienia należy uwzględnić [6]:

- kroczenie i rozpieranie obudowy,
- rozpieranie stojaków na końcu ściany,
- przekładkę przenośnika,
- straty ciśnienia i straty medium w układzie zasilania.

Podobnie przy określaniu wydajności pompy należy uwzględnić [6]:

- przekroje zasilanych siłowników,
- wysokość ściany,
- postęp frontu ścianowego,
- organizację pracy obudowy, a więc kroczenie jednej lub większej liczby sekcji w połączeniu z procesem urabiania.

Zalecane wydajności pomp dla zasilania układu hydraulicznego obudowy zmechanizowanej zależą od sposobu urabiania węgla (za pomocą kombajnu lub struga), jak również od wysokości ściany i jej postępu w metrach na zmianę, co ilustruje tabela 3.

**Zalecane wydajności pomp dla zasilania układu hydraulicznego obudowy zmechanizowanej [4]**

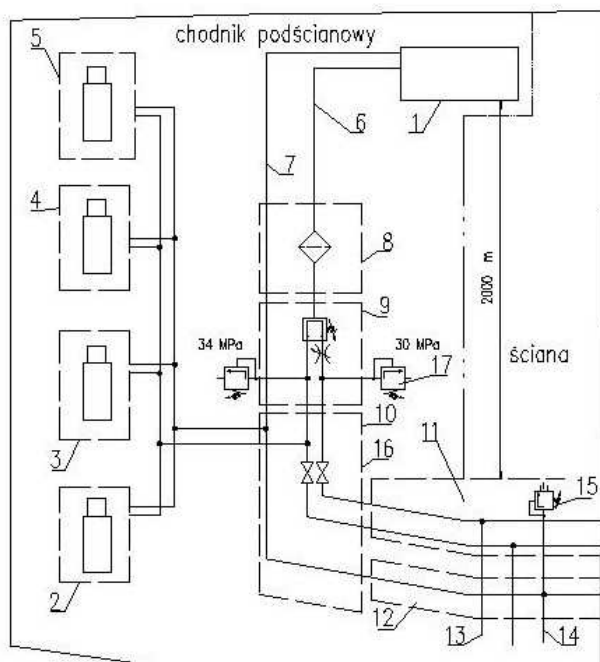
Tabela 3

| Sposób urabiania węgla | Wysokość ściany m | Postęp ściany na zmianę | Wydajność pompy $Q_p$ , l/min |
|------------------------|-------------------|-------------------------|-------------------------------|
| Strug                  | < 1,8             | < 1,5                   | 1 x 120                       |
|                        |                   | 1,5-2                   | 1 x 150                       |
|                        |                   | > 2                     | 2 x 120                       |
| Kombajn                | 1,8-2,2           | > 1,5                   | 1 x 150                       |
|                        | > 2,2             |                         | 2 x 120                       |
|                        | > 2,2             |                         | 2 x 150                       |

Od dwóch mniej więcej lat, w związku z tak zwaną „koncentracją wydobywania”, kopalnie powszechnie stosują pompy o wydajnościach rzędu  $Q_p = 200$  l/min [1].

Obok każdego agregatu pompowego zainstalowana jest jedna pompa rezerwowa.

Z reguły agregaty pompowe (1) zainstalowane są w specjalnej komorze, która często znajduje się daleko od ściany (rys. 2). Agregat pompowy służy do zasilania obudów zmechanizowanych liniowych, których w ścianie jest dużo, często zdarza się, że jest ich ponad 125, a nawet i 200.



Rys.2. Układ hydrauliczny magistral zasilających [6]

Z tego samego agregatu zasilane są również obudowy skrzyżowania i obudowy skrajne BSN, których może być kilka. Ten sam agregat napędza także siłownik przesypu (2), kruszarki (3), wysypu przenośnika (4) i podciągu aparatury elektrycznej (5) lub też inne urządzenia pomocnicze. Zdarza się, że te same agregaty pompowe służą również do zasilania większej liczby ścian wydobywczych.

Często odległość agregatu pompowego od ściany wynosi 2000÷3000 m i więcej [1]. Tak znaczne odległości są jednocześnie zaletą i wadą układu zasilającego obudowę zmechanizowaną. Wadą jest znaczne oddalenie źródła powstawania ciśnienia w siłowniku od zaworu przelewowego zabudowanego na pompie. Zaletą jest bardzo duża objętość, rzędu kilku tysięcy litrów medium hydraulicznego w przewodach hydraulicznych. Tak duża objętość medium w połączeniu z elastycznymi przewodami zasilającymi spełnia doskonale rolę akumulatora hydraulicznego, co poprawia płynność zasilania odbiorników.

### 2.3. Magistrale zasilające i spływowe w chodniku podścianowym i w ścianie

Medium hydrauliczne z agregatu pompowego dostarczane jest do ściany za pomocą przewodów hydraulicznych składających się z rur stalowych i węży

elastycznych. Z uwagi na straty ciśnienia w bardzo długich hydraulicznych przewodach chodnikowych mają one duże średnice nominalne. Obecnie przyjmuje się, że wewnętrzne średnice przewodów zasilających (6) wynoszą 50÷60 mm, zaś przewodów spływowych (7) 80÷100 mm [6]. Obecnie stalowe sztywne przewody z rur kołnierzowych i przewody elastyczne, zastępowane są systemem elastycznych „szybkowiązanych” stalowych rurociągów wysokociśnieniowych tak zwanych „HyPres”. System ten w stosunku do rur kołnierzowych pozwala na pewną elastyczność rur, prosty, pewny, szczelny i szybki montaż. W przewodach elastycznych występuje tarcie medium hydraulicznego o kauczuk syntetyczny, zaś w systemie „HyPres” o stal, co ułatwia jego przesyłanie i obniża koszty energii. Ponadto system ten likwiduje tak zwane „girlandowe” mocowania przewodów.

W tabeli przedstawiono wielkości nominalne rur szybkowiązanych stosowanych w systemie „HyPres” odpowiednio dla ciśnień 40 MPa i 4 MPa.

Wielkości nominalne rur szybkowiązanych [5, 14]

Tabela 4

| Średnica nominalna przelotu DN | Spadek ciśnienia, w MPa na 100 mb rury/ przy przepływie l/min [5] | Ciśnienie nominalne MPa |
|--------------------------------|-------------------------------------------------------------------|-------------------------|
| 25                             | 1,7/160                                                           | 40                      |
| 32                             | 0,75/240                                                          | 40                      |
| 40                             | 0,48/320                                                          | 40, 4                   |
| 50                             | 0,65/640                                                          | 40, 4                   |
| 60                             | 0,37/800                                                          | 4                       |
| 80                             | 0,11/800                                                          | 4                       |
| 100                            | brak danych                                                       | 4                       |

W układzie zasilania stosowany jest, możliwie blisko ściany agregat filtrujący (8). Agregat ten jest z reguły samoczyszczący się.

Przewody (10) łączące chodnik ze ścianą powinny być o wielkości nominalnej DN32 i DN50 odpowiednio dla przewodów zasilających i spływowych. Odnosi się to również do przewodów zasilających (11) i spływowych (12) w ścianie. Grupa sekcji, z reguły 5-6, połączona jest z zasilaniem i spływem systemem „HyPres” w ścianie. Pomiedzy tymi sekcjami przepływy realizowane są już przewodami elastycznymi odpowiednio dla zasilania (13) o wielkości nominalnej DN20, zaś dla spływu (14) o wielkości nominalnej DN25 [13].

W linii spływowej, co kilka sekcji zabudowany jest zawór przelewowy (15). Jest on ustawiony zgodnie z przepisami na ciśnienie 2 MPa [8]. Zawór ten zabezpiecza przed nadmiernym wzrostem ciśnienia w tej linii. Wypływ medium z tego zaworu przelewowego odbywa się bezpośrednio na spąg.

Poszczególne elementy układu sterowania z siłownikami łączone są za pomocą armatury i przewodów hydraulicznych typu „STECKO” o wielkościach nominalnych, zależnie od potrzeb DN 10, DN12, DN20 lub DN25, DN32.

Zależnie od ciśnień panujących w układzie stosowane są hydrauliczne przewody giętkie z opłotem metalowym. Stosowane są węże dwuopłotowe oznaczane „2ST” lub czteroopłotowe oznaczone „4SP”. W węzłach tych wewnętrzna warstwa z kauczuku syntetycznego jest opleciona dwoma lub czterema opłotami z drutów stalowych o dużej wytrzymałości. Dla bardzo dużych ciśnień stosowane są specjalnie wzmocnione czteroopłotowe węże oznaczone jako 4SH. Warstwa zewnętrzna tych węży wykonana jest z trudno palnego kauczuku syntetycznego i jest odporna na zrywanie, działanie wpływów atmosferycznych i starzenie się. Długości przewodów są różne i wynoszą od kilkuset do dwudziestu tysięcy milimetrów [13]. Przyjmuje się moduł sprężystości przewodu giętkiego  $K_{SP} = (9 \div 11) \times 10^4$  MPa [15].

W tabeli 5 podano średnice wewnętrzne węży typu „2ST” i „4SP” dla nominalnych średnic przelotu.

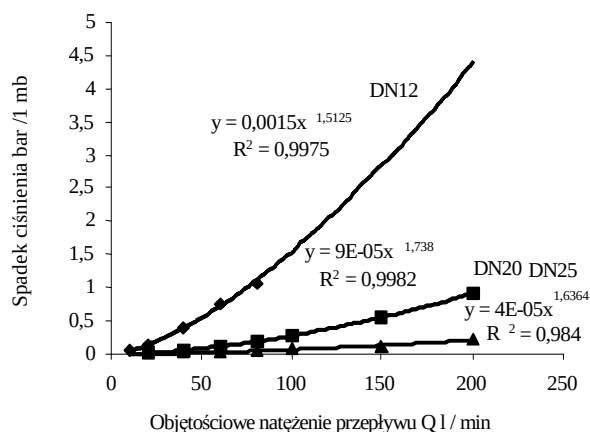
**Średnice wewnętrzne węży [12, 13]**

Tabela 5

| Wielkość nominalna DN | Typy węża                         |                       |                                   |                       |
|-----------------------|-----------------------------------|-----------------------|-----------------------------------|-----------------------|
|                       | 2ST                               |                       | 4SP                               |                       |
|                       | Średnica wewnętrzna $d_{pw}$ , mm | Ciśnienie robocze MPa | Średnica wewnętrzna $d_{pw}$ , mm | Ciśnienie robocze MPa |
| 10                    | 9,5                               | 33                    | -                                 | -                     |
| 12                    | 12,7                              | 27,5                  | 12,7                              | 41,5                  |
| 20                    | 19                                | 21,5                  | 19                                | 35                    |
| 25                    | 25,4                              | 16,5                  | 25,4                              | 28                    |
| 32                    | 31,8                              | 12,5                  | 31,8                              | 21                    |

## 2.4. Straty ciśnienia w magistralach i elementach sterujących

W przewodach hydraulicznych zasilania i spływu należy liczyć się ze stratami ciśnienia. Straty te w przewodach elastycznych z opłotem metalowym wyznaczono doświadczalnie [4], co przedstawia rysunek 3. Wyznaczone spadki ciśnienia odnoszą się dla trzech wielkości nominalnych przewodu. Odnoszą się one do jednego metra bieżącego przewodu.



Rys. 3. Spadki ciśnienia w funkcji natężenia przepływu odniesione do 1mb długości przewodu giętkiego dla parametrycznej zmiennej jego wielkości nominalnej [4]

W tabeli 4 podano wyznaczone doświadczalnie spadki ciśnienia na długości 100 metrów bieżących rury systemu HyPres. Z porównania tych danych wynikają zdecydowane mniejsze straty ciśnienia w rurach stalowych. Dlatego są one stosowane głównie w magistralach i do zasilania grupy sekcji zmechanizowanych obudów ścianowych. Jednak już w samej sekcji stosowane są tylko przewody elastyczne.

## 2.5. Zróżnicowanie cech geometrycznych siłowników obudowy zmechanizowanej

Siłowniki obudowy zmechanizowanej z racji spełnianych funkcji mają bardzo zróżnicowane cechy geometryczne, co przykładowo ilustruje tabela 6. Powierzchnia podtłokowa stojaka jest ponad 18 razy większa od powierzchni podtłokowej siłownika osłon bocznych.

**Podstawowe typy siłowników pojedynczej sekcji zmechanizowanej obudowy ścianowej [6]**

Tabela 6

| Nazwa siłownika              | Liczba sztuk w sekcji obudowy | Średnice tłoka/średnica tłoczyśka x skok hydrauliczny pierwszego stopnia | Średnice tłoka/średnica tłoczyśka x skok hydrauliczny drugiego stopnia | Objętość przestrzeni podtłokowej pierwszego stopnia $V_{PT}$ dcm <sup>3</sup> | Ciśnienie robocze $P_r$ MPa |
|------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------|
| Podpora teleskopowa (stojak) | 2                             | 320/305×717                                                              | 260/245×658                                                            | 57,6                                                                          | 48                          |
| Siłownik osłony bocznej      | 2                             | 75/40×175                                                                |                                                                        | 0,7                                                                           | 32                          |

Jeszcze większe jest zróżnicowanie objętości przestrzeni podtłokowej po wykonaniu pełnego skoku hydraulicznego. W tym przypadku objętość ta jest ponad 80 razy większa. Z reguły ciśnienia robocze nie przekraczają 32 MPa. W siłownikach podpory stropnicy i w stojakach wielkość tego ciśnienia zależy od warunków geologicznych stropu i nie przekracza wartości 55 MPa.

Stojak i przesuwnik sekcji decydują o czasie robienia sekcji, przesunięciu przenośnika i budowania sekcji, to one decydują o cyklu pracy obudowy zmechanizowanej.

Stojak hydrauliczny decyduje o podporności obudowy, czyli o sile, z jaką może ona być obciążona. W trakcie rabowania stojaka występują problemy wynikające z jego dużych przełożeń hydraulicznych, szczególnie przy zastosowaniu pomp o wydajnościach powyżej 150 l/min.

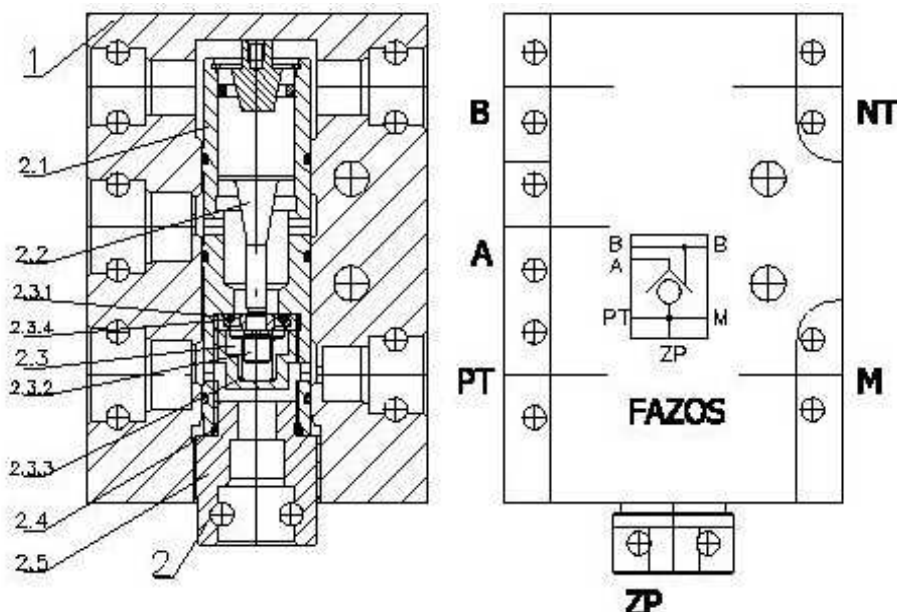
## 2.6. Zaworowy system sterowania pracą siłowników obudowy zmechanizowanej

Do współpracy z emulsją wodno-olejową nadają się tylko zaworowe systemy sterowania. Jako elementy dwustanowe „otwarty-zamknięty” są one często źródłem

pulsacji ciśnienia. Jako przykład wykonania przedstawiono tak zwany „stojakowy blok zaworowy” (rys. 4).

Jest on bardzo ważnym elementem układu podpornościowego obudowy. Jest to w zasadzie zawór zwrotny sterowany, który w postaci wkładu (2) jest wkręcony do korpusu (1). Taka postać geometryczna gwarantuje łatwą wymianę uszkodzonych elementów w podziemiach kopalni. Wkład ten składa się z tulejki (2.1), do której wkręcono gniazdo (2.5) oraz zawór zwrotny (2.3). Zawór ten składa się z korpusu (2.3.1), grzybka (2.3.2) dociskanego sprężyną (2.3.3) do uszczelki z tworzywa sztucznego (2.3.4). Szczelność zapewniają pierścienie uszczelniające (2.4). Tłoczek (2.2), pod wpływem ciśnienia panującego w gnieździe „B-NT”, przemieszcza się w dół i pokonując siłę wywołaną ciśnieniem w gnieździe „PT” otwiera przepływ pomiędzy przestrzenią „PT” i „A”. Gniazda „A” i „B” połączone są z rozdzielaczem, zaś gniazda „PT” i „NT” z przestrzeniami nad i podtokowymi stojaka. Do gniazda „M” podłączony jest manometr wskazujący ciśnienie w przestrzeni podtokowej stojaka, zaś do gniazda „ZP” podłączony jest zawór przelewowy zabezpieczający tę przestrzeń przed wzrostem ciśnienia ponad wartość założoną.

W podobny sposób jest rozwiązany wkład rozdzielacza sterującego kierunkiem przepływu. W elementach tych bardzo ważnym jest ich przełożenie hydrauliczne. Przy zbyt małych wartościach zawory te są źródłem drgań.



Rys.4. Przykład wykonania stojakowego bloku zaworowego

### 3. Jaki powinien być układ hydrauliczny obudowy zmechanizowanej

Na układ hydrauliczny obudowy zmechanizowanej wpływ mają liczni producenci począwszy od producenta obudowy, producentów sterowań i przewodów

hydraulicznych, a skończywszy na kopalni. Nie bez znaczenia są również pewne przyzwyczajenia bezpośredniej obsługi obudowy. Wydaje się celowym wspólne przezwyciężenie tych przyzwyczajzeń i dokonanie istotnej zmiany w układzie hydraulicznym sterowania obudową zmechanizowaną. Propozycja jest znana w hydraulice olejowej, ale nie jest stosowana w hydraulice wodnej w podziemiach kopalni.

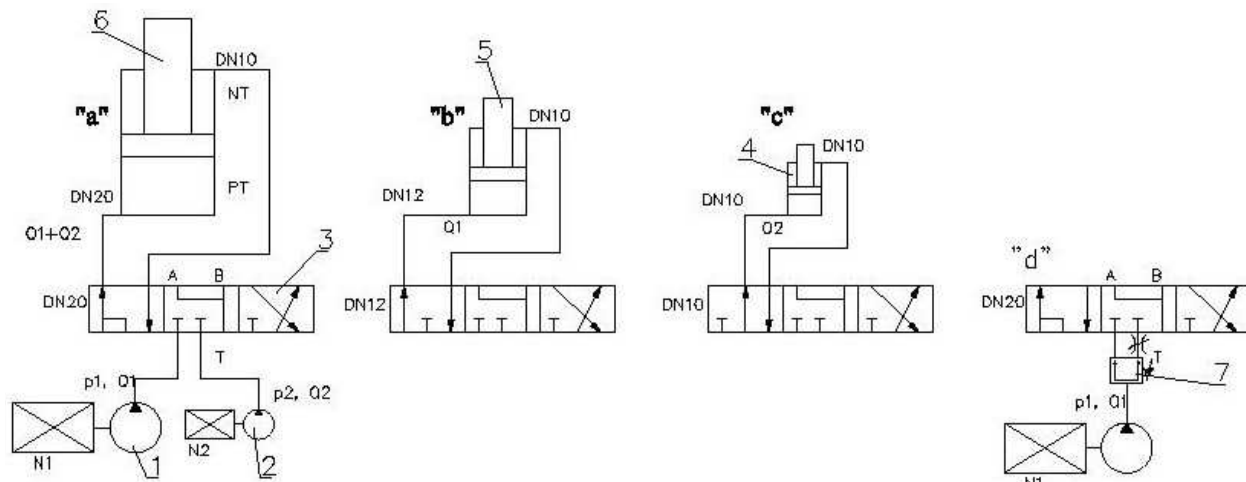
W układzie przedstawionym na rysunku 5 [3] stosowany jest agregat z dwoma pompami (1) i (2) pracującymi na zbliżonych ciśnieniach  $p_1$  i  $p_2$ , za to o bardzo zróżnicowanych wydajnościach  $Q_1$  i  $Q_2$ . W chodniku podścianowym i w samej ścianie prowadzone są dwie magistrale zasilające, pracujące na różnych ciśnieniach. Z magistrali o wyższym ciśnieniu zasilany jest stojak hydrauliczny od strony przestrzeni podtokowej „PT” i rozdzielacze pilotowe sterujące pracą rozdzielaczy wykonawczych. Taki sposób połączeń zapewnia uzyskanie wyższych ciśnień podparcia wstępnego stojaka oraz poprawia warunki sterowania pracą rozdzielaczy wykonawczych.

Pompy te zasilają specjalnej konstrukcji rozdzielacz (3). Pompa o małej wydajności służy do napędu siłowników małych (4) o małym zapotrzebowaniu mocy przy zasilaniu od strony „PT” i „NT” (rys. 5c).

Przykładowo pompa ta napędza siłownik podnoszenia spągnic, siłownik korekcji spągnic, siłownik osłony czoła ściany, siłownik osłony bocznej.

Pompa ta służy również do napędu siłowników średnich i dużych przy zasilaniu ich od strony „NT” (rys. 5a i 5b). Pompa o dużej wydajności służy do napędu siłowników (5) o średnim zapotrzebowaniu mocy przy zasilaniu od strony „PT” (rys. 5b). Pompa ta

napędza przesuwnik sekcji. Sumowanie wydajności z obydwu pomp następuje tylko przy zasilaniu stojaka hydraulicznego (6) i to tylko od strony „PT” jak to przedstawiono na rysunku 5a.



Rys.5. Propozycja układu hydraulicznego nowego typu zasilania siłowników obudowy zmechanizowanej

Specjalnej konstrukcji rozdzielacz wykonawczy jest o wielkościach nominalnych DN20, DN12, DN10 odpowiednio dostosowany do realizowanych natężeń przepływu. W układzie hydraulicznym obudowy zmechanizowanej regulacja prędkości poszczególnych siłowników odbywać się będzie nie metodą tracenia mocy, lecz jej sumowania.

Zaproponowany układ hydrauliczny wymaga wprowadzenia dwóch magistral zasilających już od agregatu pompowego i tą propozycją nie są zainteresowane kopalnie, pomimo mniejszych kosztów energii elektrycznej używanej do napędu pomp. Dlatego proponuje się zastosowanie drugiego wariantu. W tym przypadku od pompy prowadzona jest jedna magistrala zasilająca, zaś tuż przy wejściu do ściany zastosowany jest dzielnik strumienia (9), tak jak to przedstawia rysunek 2. W samej ścianie prowadzone są dwie magistrale zabezpieczone zaworami przelewowymi (17), pracujące na różnych ciśnieniach. Z magistrali o wyższym ciśnieniu zasilany jest stojak hydrauliczny od strony przestrzeni podtłokowej „PT” i rozdzielacze pilotowe sterujące pracą rozdzielaczy wykonawczych tak jak to opisano wyżej. Do współpracy z dzielnikiem strumienia (7) (rys. 5d) i w tym przypadku proponuje się zastosowanie specjalnej konstrukcji rozdzielacza.

Proponowane rozwiązania przyczynią się do zmniejszenia awaryjności elementów układu hydraulicznego i zmniejszenia kosztów eksploatacji górniczej obudowy zmechanizowanej

## Literatura

1. Protokoły z przeglądu projektów, z rozmów i zapytań ofertowych służb marketingowych i służb serwisowych FAZOS S.A.

2. Jaszczyk M., Markowicz J., Szveda S.: Analiza wpływu czasu użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej typu FAZOS-22/44-Oz na liczbę zaistniałych uszkodzeń. Prace Głównego Instytutu Górnictwa nr 47, Katowice 2004.

3. Potempa J.: Układ hydrauliczny obudowy zmechanizowanej, może inaczej. Prace Głównego Instytutu Górnictwa nr 47, Katowice 2004.
4. Irresberger H.: Zmechanizowane obudowy ścianowe - Podręcznik dla praktyków. TIEFENBACH - Katowice 2003.
5. Katalogi firmy HAUHINCO.
6. Dokumentacja konstrukcyjna, WTWiO oraz DTR firmy FAZOS S.A.
7. Sobczyk A., Gawlik A.: Wodna hydraulika siłowa nowej generacji. Hydraulika i Pneumatyka 6/2003.
8. Polska Norma Obudowy Zmechanizowane Ścianowe. Wymagania bezpieczeństwa i ergonomii. PN-G-50041.
9. Polska Norma. Górnicza Obudowa Zmechanizowana. Wymagania. PN-G-15530.
10. Harenberg Kompaktlexikon in 3 Bänden. Harenberg Lexikon Verlag. 1996.
11. Norma Europejska EN 1804-2. Maszyny do kopalń głębinowych. Wymogi bezpieczeństwa dla zmechanizowanych obudów hydraulicznych. Część 2: Hydrauliczne stojaki i siłowniki.
12. Polska Norma. Węże i przewody z gumy. Węże i przewody hydrauliczne pokryte gumą, wzmocnione spiralami z drutu Wymagania. PN-EN 856.
13. Polska Norma. Górnicze napędy i sterowania hydrauliczne. Hydrauliczne przewody giętkie z opłotem metalowym. Wymagania i badania. PN-G-32010.
14. Karta informacyjna firmy HAMACHER.
15. Praca zbiorowa: Tablice do obliczeń procesowych. WSI w Opolu – skrypt nr 138. Opole 1989.

Artykuł został wygłoszony na Konferencji CYLINDER 2005

Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2006 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Edward Palczak



## **Zmodyfikowana wersja zespołu sterowania hamulców pneumatycznych ZSHP**

### **Streszczenie**

W artykule przedstawiono unowocześnioną wersję elektropneumatycznego zespołu sterowania hamulców ZSHP stosowanego w maszynach wyciągowych z pneumatycznymi napędami hamulcowymi. Przedstawiono historię powstawania i doskonalenia zespołu, jego zalety oraz skalę wdrożenia.

### **S u m m a r y**

Improved version of electro-pneumatic ZSHP Control Assembly for pneumatic brakes used in the hoisting machines with pneumatic brake drives was given. The history of assembly development, its advantages and scale of implementation were presented.

## **1. Wprowadzenie**

Wprowadzone w 1994 roku znowelizowane wymagania przepisów odnoszących się m.in. do budowy i struktury układów sterowania hamulców wymusiły podjęcie prac nad nowym, nowoczesnym zespołem sterowania. Podjęte w CMG KOMAG prace badawczo-rozwojowe (grant badawczy), a następnie rozpoczęty wraz z partnerem przemysłowym – OPA ROW – projekt celowy zaowocowały opracowaniem prototypu zespołu. Został on poddany badaniom funkcjonalnym na stanowisku badawczym w CMG KOMAG.

Zespół został opracowany w dwóch wersjach: z jednowariantowym realizowaniem hamowania bezpieczeństwa oznaczony symbolem ZSHP-B oraz dwuwariantowym realizowaniem hamowania bezpieczeństwa oznaczony symbolem ZSHP-A umożliwiającym dostosowanie siły hamowania bezpieczeństwa w zależności od wielkości i kierunku ruchu nadwagi. Rozwiązanie to zwiększyło zakres stosowalności zespołu. Zalecane jest do stosowania zwłaszcza w tych wyciągach, gdzie realizowanie hamowania bezpieczeństwa jedną wartością siły hamującej odbywa się na granicy opóźnień krytycznych.

Pierwsze podłączenie zespołu wykonano w 2000 r., w maszynie K-7000/2500 szybu III KWK „Marcel”, wyposażonej w pojedynczy napęd hamulcowy typu Skoda. Zrealizowany został tam ruch próbny. W 2001 r. uzyskano dopuszczenie do stosowania obu wersji zespołu w maszynach wyciągowych: dwuwariantowy ZSHP-A znak dopuszczenia GM-272/01, jednowariantowy ZSHP-B znak dopuszczenia GM-273/01 [6].

Rozpoczęta akcja informacyjna o nowym urządzeniu umożliwiającym modernizowanie przestarzałych układów sterowania hamulców pneumatycznych maszyn wyciągowych powoli zaczynała owocować wdro-

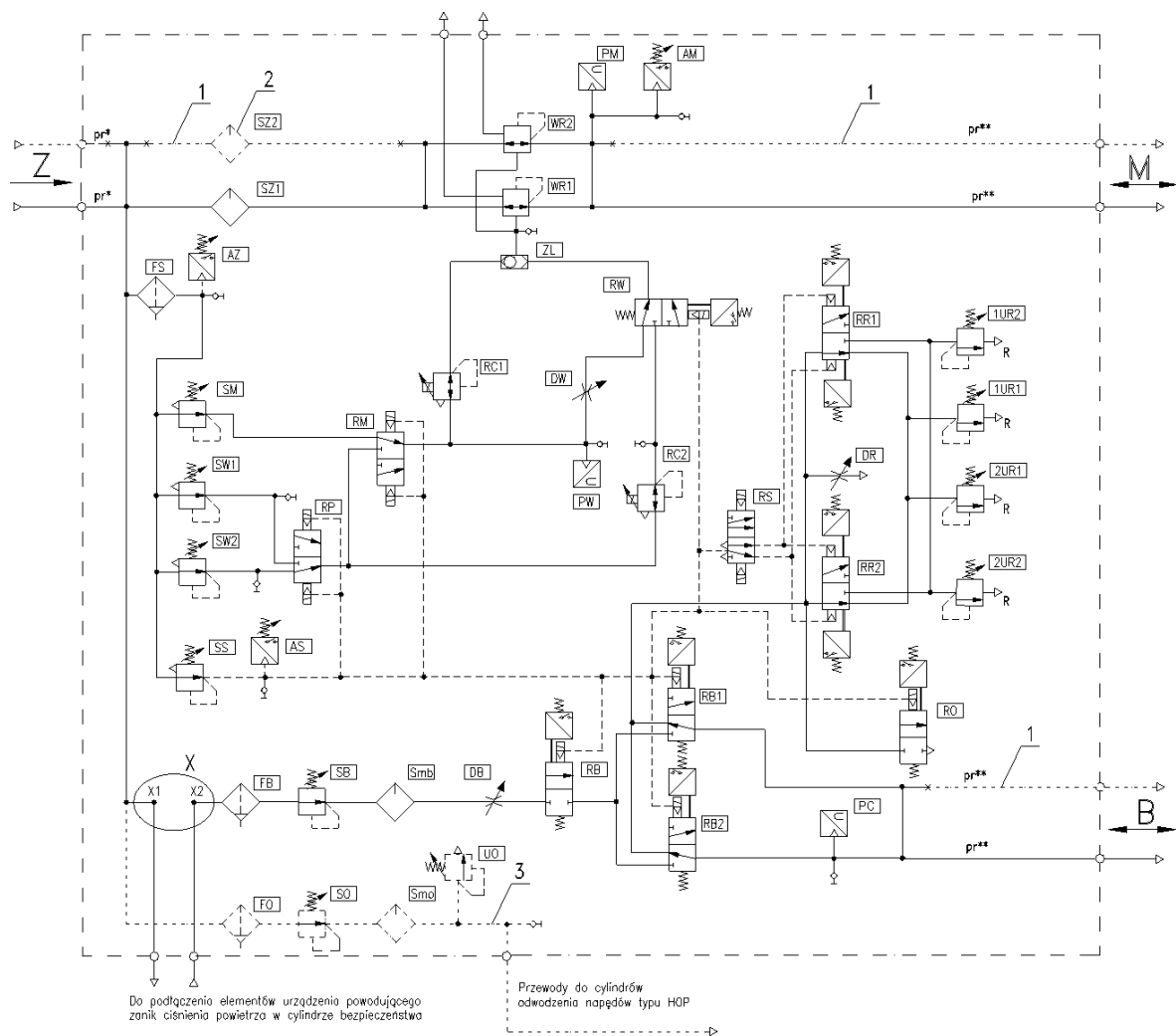
żeniami. W 2002 r. zabudowano zespół ZSHP-B 1 szt. oraz zespół ZSHP-A 3 szt., a w 2004 r. 1 zespół w wersji ZSHP-A.

## **2. Zespół ZSHP - odmiana 1**

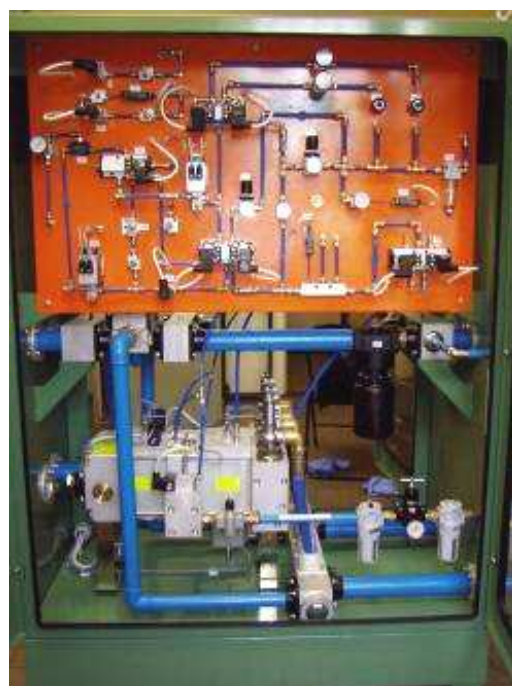
W 2004 r. wygasło pierwsze dopuszczenie zespołu ZSHP. Fakt ten, oraz nabyte doświadczenia eksploatacyjne z pierwszych wdrożeń zespołu zaowocowały podjęciem na początku 2004 r. prac nad udoskonaleniem zespołu. Ich wynikiem było wprowadzenie zmian w pierwotnej konfiguracji zespołu ZSHP. Zasadnicza struktura nowej odmiany zespołu pozostała bez zmian tak w odniesieniu do wersji jednowariantowej, jak i dwuwariantowej.

Zmiany swym zakresem obejmują:

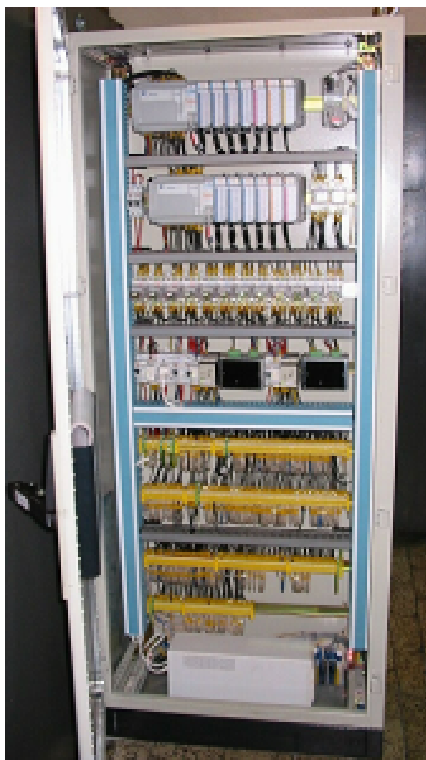
- a) przystosowanie zespołu w gałęzi zasilania cylindra bezpieczeństwa do podłączenia elementów urządzenia do awaryjnego zatrzymania maszyny wyciągowej wymaganego przepisami [5], stanowiącego niezależne urządzenie,
- b) wprowadzenie regulatora ciśnienia RC2, który umożliwia programowe kształtowanie narostu ciśnienia sterującego ciśnieniem wyprzedzenia pneumatycznego, eliminując chwilowe zaburzenia ciśnienia w układzie, wynikające z przełączania zaworu rozdzielającego,
- c) zmianę filozofii kontroli przesterowania zaworów rozdzielających, co pozwoliło ograniczyć liczbę elementów kontrolnych w układzie,
- d) wprowadzenie kontroli poprawności zadziałania elementów poprzez kontrolę ciśnienia przetwor-nikiem ciśnienia,
- e) wprowadzenie opcjonalnie instalowanego układu do sterowania i zasilania cylindrów odwodzenia w napędach hamulcowych typu HOP.



Rys.1. Schemat elektropneumatycznego zespołu typu ZSHP-A1



Rys.2. Widok szafy wyposażenia pneumatycznego zespołu ZSHP-A1



↑ Rys.4. Panel sterowania hamulca

← Rys.3. Szafa wyposażenia elektrycznego



Rys.5. Główne przewody zasilające



Rys.6. Układ zaworów sterujących



Rys.7. Panel sterowania hamulca na stanowisku maszynisty



Zmodyfikowany zespół uzyskał ponownie dopuszczenie do stosowania w maszynach wyciągowych jako odmiana 1: dwuwariantowy ZSHP-A1 znak dopuszczenia GM-165/04, jednowariantowy ZSHP-B1 znak dopuszczenia GM-166/04 [7].

Schemat pneumatyczny nowej struktury zespołu w wersji ZSHP-A1, tj. z dwuwariantowym realizowaniem hamowania bezpieczeństwa przedstawiono na rysunku 1.

Zespół ZSHP składa się z 3 głównych podzespołów: szafy wyposażenia pneumatycznego (rys. 2), szafy wyposażenia elektrycznego (rys. 3), panelu sterowniczego (rys. 4). Podstawowymi podukładami wyposażenia szafy pneumatycznej zespołu ZSHP-1 (rys. 2) są:

- główny przewód zasilający cylinder manewrowy z dwoma regulatorami ciśnienia sterowanymi pneumatycznie z układu sterowania (rys. 5),
- główny przewód zasilający cylinder bezpieczeństwa (rys. 5),
- układ sterowania głównych regulatorów ciśnienia (rys. 6),
- układ wspomagania działania zaworów rozdzielających (rys. 6).

Główne regulatory ciśnienia o dużych przepływach WR1 i WR2 wielkości 2" są sterowane pneumatycznie z układu sterującego, w którego skład wchodzi: regulator ciśnienia RC1 – sterowany elektrycznie bezpośrednio przez maszynistę dźwignią z pulpitu sterującego, regulator ciśnienia sterowany elektrycznie RC2 – do programowegoysterowania narostu ciśnienia odpowiadającego tzw. procesowi hamowania bezpieczeństwa, którego charakterystyka ysterowania określona jest w sterowniku programowalnym, oraz zawory rozdzielające sterowane elektrycznie i stabilizatory ciśnienia nastawiane ręcznie.

Po stronie zasilania cylindra bezpieczeństwa napędu hamulcowego zespół składa się z bloku zaworów z zaworami rozdzielającymi połączonymi szeregowo-równolegle zapewniającymi zdwojenie elementów na wypływie powietrza z cylindra, co podnosi niezawodność układu i od wielu lat stało się standardem. W zespole ZSHP stosowane są elementy producentów krajowych, jak i zagranicznych. Najważniejsze cechy zespołu ZSHP-1, to:

- szeroki zakres stosowania – do pojedynczych lub podwójnych napędów hamulcowych o pojemności cylindrów manewrowych do 0,045 m<sup>3</sup> i cylindrów bezpieczeństwa do 0,09 m<sup>3</sup>,
- możliwość realizowania jednowariantowego lub dwuwariantowego hamowania bezpieczeństwa,
- zintegrowane sterowanie hamulca wraz z funkcjami kontrolno-zabezpieczającymi i sygnalizacyjnymi,
- wysoka niezawodność sterowania osiągnięta dzięki zastosowaniu sterowników programowalnych,

- zastosowanie dwóch wzajemnie kontrolujących się sterowników programowalnych,
- stała kontrola wszystkich podzespołów hamulca poprzez rozbudowaną diagnostykę i sygnalizację,
- stosowanie w maszynach wyciągowych ze sterowaniem ręcznym i automatycznym,
- proste włączenie do układów modernizowanych maszyn wyciągowych,
- wyposażenie zespołu w układ pomiaru nadwagi wykorzystywany w automatycznym wyborze wartości momentu hamującego zależnie od kierunku ruchu i wielkości nadwagi, z możliwością wykorzystania do samoczynnego ograniczania prędkości jazdy z nadwagą w dół,
- przestronna i łatwa zabudowa elementów ułatwiająca obsługę,
- możliwość współpracy z innymi cyfrowymi układami maszyny wyciągowej, na przykład z układami wizualizacji.

Widok panelu sterowania hamulca na pulpicie maszynisty przedstawiono na rysunku 7.

### 3. Podsumowanie

Zespół ZSHP do chwili obecnej doczekał się kilkunastu wdrożeń w polskich kopalniach. W tabeli 1 zestawiono wykaz maszyn wyciągowych, w których zostały już zabudowane zespoły ZSHP oraz maszyn, w których rozpoczęto realizację inwestycji.

Zespół ZSHP może być zastosowany do wszystkich maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych kopalń krajowych i zagranicznych, które wyposażone są w hamulce pneumatyczne. W Polsce jest to liczba około 200 maszyn.

Zainstalowanie zespołu podnosi niezawodność działania hamulca maszyny wyciągowej dzięki redundantnej strukturze elementów sterujących i systemu kontroli działania układu, przez co podniesiono bezpieczeństwo transportu. Doprowadzono układy hamulcowe do zgodności z wymaganiami aktualnie obowiązujących wymagań przepisów [5] bez konieczności kosztownej przebudowy maszyny wyciągowej na układ z hamulcem hydraulicznym. Zaletą tego rozwiązania oprócz aspektów bezpieczeństwa jest aspekt ekonomiczny, który wiąże się ze stosunkowo niskimi kosztami modernizacji układu hamulcowego maszyny wyciągowej. Koszt przebudowy maszyny związany ze zmianą układu hamulcowego z pneumatycznego na hydrauliczny wynosi około 3,0-4,0 mln zł, natomiast koszt zabudowy zespołu ZSHP wynosi około 0,4 mln zł.

Zespół ZSHP w 2003 r. nagrodzony został nagrodą I stopnia w Ogólnopolskim Konkursie Poprawy Warunków Pracy organizowanym przez Ministerstwo Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej.

# Wykaz maszyn z zabudowanymi zespołami ZSHP

Tabela 1

| Lp. | Nazwa kopalni                | Nazwa szybu                     | Typ maszyny     | Rok wdrożenia | Wersja zespołu         |
|-----|------------------------------|---------------------------------|-----------------|---------------|------------------------|
| 1   | KWK „Marcel”                 | III                             | K-7000/25000    | 2000          | ZSHP-A Prototyp        |
| 2   | KWK „Marcel”                 | Marklowice                      | K-5000/428      | 2003          | ZSHP-B                 |
| 3   | KWK „Piast Ruch I”           | I przedział zachodni            | K-6000/2000     | 2003          | ZSHP-A                 |
| 4   | KWK „Sośnica”                | III przedział wschodni          | K-7000/3050     | 2003          | ZSHP-A                 |
| 5   | KWK „Jas-Mos”                | Jas II przedział północny       | 4L-4000/3000    | 2003          | ZSHP-A                 |
| 6   | KWK „Pniówek”                | II przedział zachodni           | 2L-5000/2000    | 2003          | ZSHP-A                 |
| 7   | KWK „Jas-Mos”                | Jas I przedział północny        | K-6000/1600     | 2004          | ZSHP-A1                |
| 8   | ZG „Piekary”                 | Julian I przedział zachodni     | K-6000/1600     | 2004          | ZSHP-A1                |
| 9   | KWK „Rydułtowy Anna R II”    | Chrobry-II przedział południowy | 4L-4000/3000    | 2004          | ZSHP-A1                |
| 10  | KWK „Pniówek”                | III przedział wschodni          | K-6000/1600     | 2004          | ZSHP-A1                |
| 11  | KGHM Polska Miedź o/ZG Rudna | R-VI                            | C-3,5x2         | 2004          | ZSHP-A1                |
| 12  | KWK „Piast”                  | I przedział wschodni            | K-6000/2000     | 2004          | ZSHP-A1                |
| 13  | KWK „Rydułtowy-Anna R I”     | Leon III                        | 4L-3200/2*360   | 2005          | ZSHP-A1                |
| 14  | KWK „Wujek ruch Śląsk”       | I przedział wschodni            | 2L-6000/1600    | 2005          | ZSHP-A1                |
| 15  | KWK „Pniówek”                | II przedział wschodni           | 2L-5000/2000    | 2005          | ZSHP-A1                |
| 16  | KWK „Borynia”                | II przedział południowy         | K-6000/1600     | Brak danych   | ZSHP-A1                |
| 17  | ZGE „Sobieski Jaworzno III”  | Sobieski III przedział skipowy  | K-6500/2400     | 2005          | ZSHP-A1 (w realizacji) |
| 18  | KWK „Staszic”                | II przedział wschodni           | K-6000/1600 SSW | 2005          | ZSHP-A1 (w realizacji) |
| 19  | ZG „Piekary”                 | Julian I przedział wschodni     | K-7000/1700     | 2005          | ZSHP-A1 (w realizacji) |

## Literatura

1. Barańska H., Graniecny A., Kowal L., Wolnica M.: Zwiększenie bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych poprzez wdrożenie nowego systemu sterowania hamulców pneumatycznych. Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Transportu Linowego, Zeszyty Naukowo-Techniczne nr 22, Kraków 2001.
2. Kowal L.: Doskonalenie układów sterowania hamulców maszyn wyciągowych. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna „Transport szybowy 2003”, tom II, Komdruk-Komag Sp. z o.o., Gliwice 2003.
3. Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe – część mechaniczna. Wydawnictwo Śląsk, Katowice-Warszawa 2004.
4. Dokumentacja techniczna CMG KOMAG.
5. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych. D.U. Nr 99 poz. 1003.
6. Dopuszczenie Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego nr L.dz. GEM/4700/ /0015/01/09047/AO/AZ z dnia 25 października 2001 r. (ZSHP).
7. Dopuszczenie Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego nr L.dz. GEM/4700/ /0026/04/10413/AO/AZ z dnia 9 września 2004 r. (ZSHP-1).

Artykuł został wygłoszony na Konferencji  
TRANSPORT SZYBOWY 2005

Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2006 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Stanisław F. Ścieszka



## **Analiza pracy kruszarki bębnowej w kopalni produkującej miążwęgla dla potrzeb energetyki**

### **Streszczenie**

Przedmiotem niniejszego opracowania jest analiza pracy kruszarki bębnowej w sekcji przygotowania węgla surowego w zakładzie przeróbki węgla, przegląd i analiza prac remontowych i zapobiegawczych awarii tegoż urządzenia. O wyborze urządzenia zdecydowała lokalizacja i znaczenie kruszarki bębnowej w ciągu technologicznym zakładu, gdyż ewentualna awaria tego urządzenia powoduje zatrzymanie całej linii produkcyjnej.

### **Summary**

Analysis of the drum crusher operation in a division of raw coal preparation in the coal processing plant, survey and analysis of repair works and of preventive measures which protects against failures were a subject of the paper. Location and a significance of drum crusher in a processing line decided about a selection of the machine as the eventual failure of the machine will cause a stop of the whole production line.

### **1. Wstęp**

Analizowana kruszarka bębnowa pracuje w zespole maszyn wstępnego przygotowania urobku jednej z kopalń, w której w zależności od pokładu wydobywa się węgiel gazowy typu 33 oraz węgiel gazowo-koksowy typu 34,2. Produkowany miążwęgla gazowego typu 33 stanowi około 76% sprzedaży, natomiast miążwęgla gazowo-koksowego 34,2 około 23% sprzedaży. Pozostała część produkcji dostarczana jest jako węgiel gruby oraz orzech [5, 6], co łącznie w skali całości sprzedaży stanowi mniej niż 1%.

Zakład przeróbki węgla, w którym zabudowano analizowaną kruszarkę pracuje w ruchu tryzmianowym (15 zmian/tydzień), a utrzymanie ruchu zakładu prowadzone jest metodą okresowych przeglądów i remontów zapobiegawczych ograniczających postoje awaryjne. Nadzór pracy zakładu prowadzi ścisłą statystykę ruchu odnotowując w książce zabezpieczeń urządzeń energomechanicznych czasy wyłączenia z ruchu maszyny, a w książce remontów i napraw zakładu remontowego liczbę i rodzaj wykonanych prac remontowych.

Zestawienie danych obu zbiorów dokumentów ujęte porównawczo na tle pracy zakładu w połączeniu z analizą warunków pracy może być podstawą do przybliżonej oceny zachodzących postojów awaryjnych i poszukiwaniu środków zaradczych.

### **2. Znaczenie działań zapobiegawczych powstawaniu awaryjnych przerw w ruchu**

Występujące w pracy zakładów o ruchu trójzmianowym czy ciągłym, awarie są źródłem strat bezpo-

średnich w postaci utraconej produkcji, ale również strat wtórnych. Do strat tych można zaliczyć obniżanie wydajności wynikające z zaburzenia płynności rytmicznego ruchu. Innymi są straty zwiększających się kosztów utrzymania ruchu w wyniku nieoczekiwanych dużych kosztów usuwania uszkodzeń.

W przypadku powstałych przerw awaryjnych wymagających dla ich usunięcia wielu godzin pracy mogą one powodować zaburzenia dostaw produkowanych wyrobów, a przez to konieczność ponoszenia kar umownych, czy nawet zerwania umowy z winy producenta.

Bardzo kosztownego systemu pracy od awarii do awarii stara się uniknąć różnymi działaniami zapobiegawczymi. Do najbardziej skutecznego, ale najbardziej kosztownego zaliczany jest system ciągłego monitorowania urządzeń i analizy zbieranych informacji. Za pomocą odpowiednich czujników zapisuje się dane rytmiczności pracy maszyn (zmiany drgań, temperatury, własności smarów itp.) i przyrównuje zaobserwowane zmiany do zapisów działania w stanie „idealnym” (po uruchomieniu nowej maszyny). Za pomocą wybranego systemu obliczeniowego wyznacza się stan „zdrowia” maszyny, konieczność i zdolność poprawy przeprowadzenia zabiegu eliminującego wyłączenie maszyny z ruchu.

Innym skutecznym sposobem jest zapobieganie awariom poprzez wymienianie elementów, węzłów lub nawet maszyn czy urządzeń w oparciu o statystykę postępu zużycia. W tym systemie rezygnuje się z dokonywania przeglądów, a w planowanych okresach dokonuje się wypadających wymian. W przypadku zespołu maszyn w zakładach mechanicznego wzbogacania

węgla systemu monitoringu, jak również systemu wymian zapobiegawczych nie stosuje się.

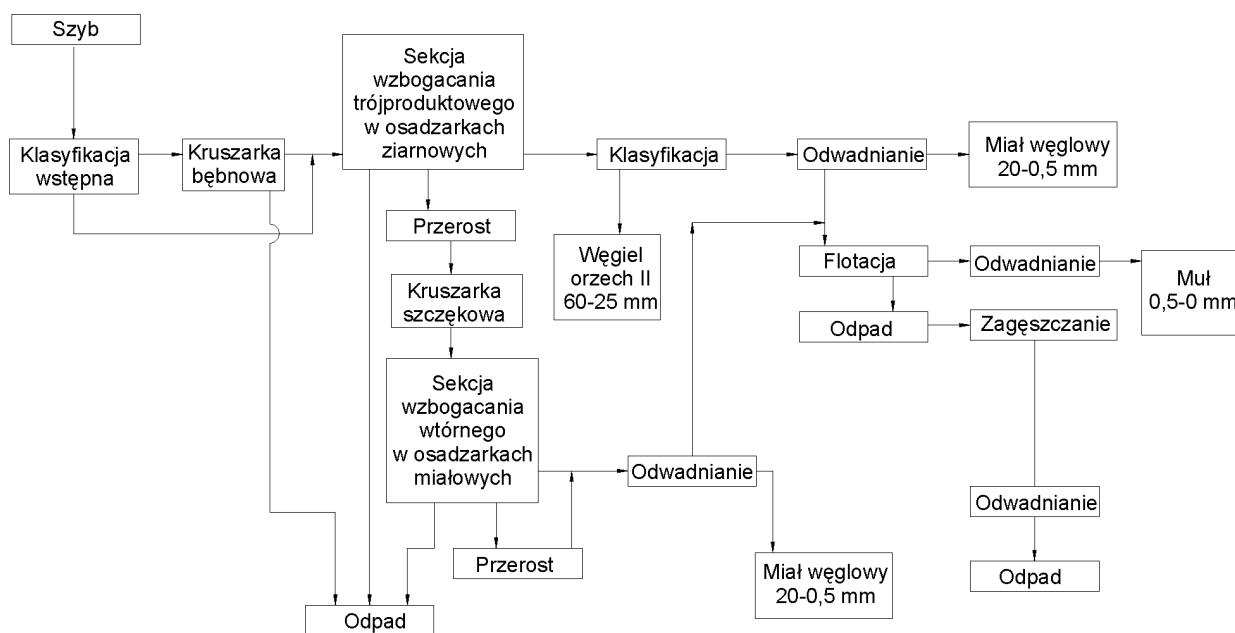
Najczęstszym, a zarazem powszechnym systemem jest stosowanie okresowych przeglądów i wymian urządzeń czy poszczególnych ich węzłów. W zależności od systemu pracy (w krajowych kopalniach – trzymianowego) stosuje się zasady przeglądów i postojów remontowych w systematycznych odcinkach czasowych. Przeglądy okresowe dokonywane są w trybach: codziennym, cotygodniowym, comiesięcznym oraz corocznym. W tym systemie pracy utrzymania ruchu cotygodniowe przeglądy zezwalają na dokonanie krótkich napraw, jak też obserwacje stanu maszyn sygnalizujących dokonania napraw w najbliższym okresie czasu, bądź realizowanych przy postojach comiesięcznych. Poważniejsze naprawy czy przebudowy planowane są zazwyczaj na okres dłuższych postojów realizowanych w planach rocznych.

### 3. Ciąg technologiczny zakładu przeróbki węgla

Wydobyty urobek dostarczany jest do klasyfikacji wstępnej (rys. 1) na zestaw sit mechanicznych, z których część pozostała na sicie o granulacji większej od otworów sitowych ( $\varnothing$  65 mm) kierowana jest do kruszarki bębnowej. Przechodząca przez sita część urobku stanowiąca mieszaninę składającą się z węgla, przerostów i skały płonnej kierowana jest z pominięciem kruszarki bębnowej bezpośrednio do sekcji wzbogacania trójskładkowego w osadzarkach ziarnowych. Wchodząca do kruszarki część urobku o uziarnieniu przekraczającym wielkość otworów sita jest rozdrabniania na zasadzie różnych rozkruszalności węgla, przerostów, czy nie kruszących się części skały płonnej.

Zadaniem kruszarki jest przygotowanie wprowadzonego urobku, tak by możliwym było oddzielenie brył skały płonnej, rozdrobnienie przerostów do rozmiarów umożliwiających ich oddzielenie w sekcji wzbogacania trójskładkowego oraz oddzielenie urobku węgla w tej sekcji. Rozdrobnienie w kruszarce powinno przebiegać tak, by nie następowało wtórne rozdrobnienie węgla do rozmiarów stanowiących zawieszinę węgla w wodzie, które w operacji odwodnienia miazgi węglowej przechodziłoby przez sito odwadniarki. Kruszarka stanowi więc element wzbogacania, w której następuje rozdrobnienie węgla i przerostów oraz wydzielenia skały płonnej. Nie pokruszona skała płonna zostaje wydzielona z obiegu i przekierowana do odpadu. Nadawę uzyskaną z przesiewania w klasyfikacji wstępnej oraz rozdrobnioną część urobku z kruszarki bębnowej wzbogaca się w sekcji wzbogacania trójskładkowego w osadzarkach ziarnowych.

W wyniku różnicy ciężarów właściwych uzyskuje się rozdział produktu na kamień odprowadzany do zbiornika odpadu, przerost oraz węgiel. Węgiel poddany zostaje klasyfikacji ziarnowej dla uzyskania sortymentów węgla zgodnych z PN-82/G-97001 [4]. Uzyskany miazgi węglowy zostaje przekierowany do procesu odwodnienia. Proces odwodniania zmniejsza zawartość wody w wyprodukowanym miazgi węglowym, a jednocześnie wydziela wraz z wodą część zawiesziny o wielkości uziarnienia mniejszego od 0,5 mm. Odprowadzona przy odwodnieniu zawieszina wodna rozdrobnionego węgla podlega dalszemu wzbogacaniu w procesie flotacji, w którym na zasadzie różnic zwilżalności ziaren węgla w stosunku do ziaren skały płonnej (części przerostów) następuje oddzielenie węgla stanowiącego część sprzedażną urobku.



Rys.1. Ciąg technologiczny Zakładu Przeróbki Węgla

Uzyskany przerost w sekcji wzbogacania trójskładkowego w osadarkach ziarnowych po skruszeniu w kruszarce szczękowej zostaje przekazany do sekcji wzbogacania wtórnego w osadarkach miałowych, w których na zasadzie różnicy ciężarów właściwych otrzymuje się odpad oraz miał węglowy, który również zostaje poddany procesowi odwodnienia.

#### 4. Budowa i zasada działania kruszarki bębnowej

Kruszarka bębnowa w procesie rozdrabniania, podawanego urobku wykorzystuje jego naturalne różnice rozkruszalności (podatność do rozkruszenia) węgla, przerostów i skały płonnej. Podnoszony wsad spadając na pokłady sitowe rozkrusza się na drobniejsze ziarna. Węgiel rozkrusza się, a bardziej odporne na rozkruszanie frakcje: skała płonna i przerosty są oddzielane, przy czym skała płonna skierowana zostaje do odpadu, a przerost do wtórnego przerobu (rys. 1).

#### 4.1. Charakterystyka techniczna

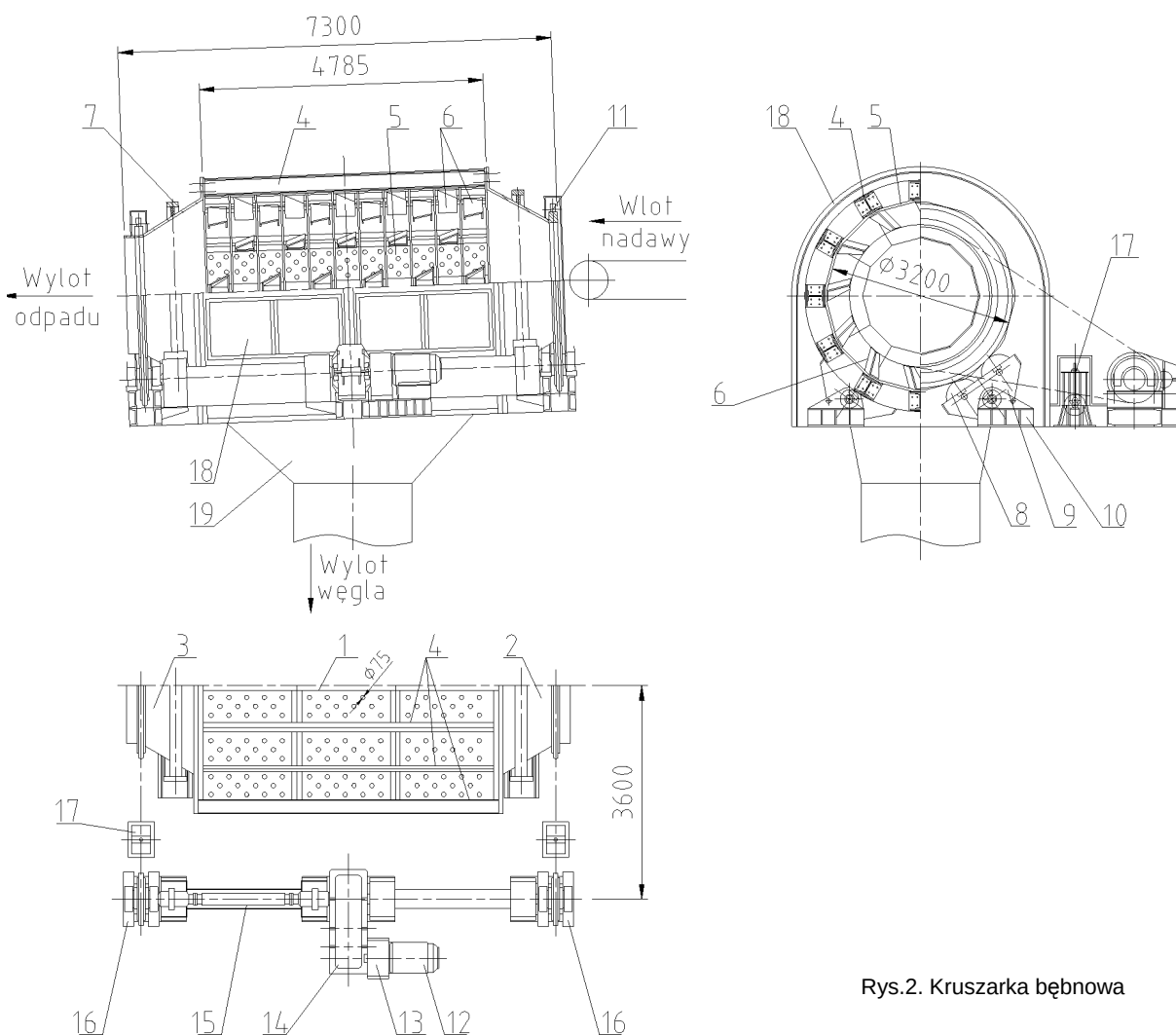
Charakterystyka techniczna kruszarki bębnowej [1]

Tabela 1

| Charakterystyka techniczna                    |              |
|-----------------------------------------------|--------------|
| Średnica wewnętrzna bębna                     | 3200 mm      |
| Długość bębna                                 | 7300 mm      |
| Ilość obrotów bębna                           | 6,28 obr/min |
| Wydajność                                     | do 1200 t/h  |
| Moc silnika                                   | 55 kW        |
| Prędkość obrotowa silnika napędowego          | 1470 obr/min |
| Przełożenie trzystopniowej przekładni zębatej | $i = 52$     |
| Przełożenie przekładni łańcuchowej            | $i = 4,5$    |

#### 4.2. Konstrukcja kruszarki bębnowej

Kruszarka (rys. 2) składa się z bębna posadowionego na zestawach rolek podporowych, ramy podporowej, napinaczy łańcucha oraz zespołu napędowego z osłonami. Bęben (1) zbudowany jest z dwóch lejów ukształtowanych w formie stożków: wlotowego (2), przez który wprowadza się urobek i wylotowego (3),



Rys.2. Kruszarka bębnowa

przez, który zostaje odprowadzony nie skruszony kamień, połączonych ze sobą belkami konstrukcyjnymi (4). Pomiędzy belkami konstrukcyjnymi na obwodzie bębna są zamocowane płyty sitowe z otworami o średnicach  $\varnothing$  65 mm (5). Wewnątrz bębna, na obwodzie, wzdłuż belek konstrukcyjnych mocowane są zabieraki (6), których zadaniem jest podnoszenie urobku do górnego położenia oraz jego transport w kierunku leja wylotowego

Stożki bębna: wlotowy i wylotowy wyposażone są w zewnętrzne bieźnie (7) oraz wieńcowe koła łańcuchowe (11). Bęben oparty jest bieźniami na rolkach podporowych (8) osadzonych w czterech wahaczach (9) tworzących przednią i tylną ramę podporową (10) bębna.

Zespół napędowy kruszarki składa się z silnika elektrycznego (12), hydrokinetycznego sprzęgła rozruchowo-przeciążeniowego (13), przekładni zębatej (14), wałów kardana (15) przekazujących napęd na dwie przekładnie łańcuchowe (16), poprzez które przekazywany jest napęd na wieńcowe koła łańcuchowe umieszczone na stożkach bębna oraz napinaczy łańcuchów (17).

W leju wylotowym mocowane są łopatki wygarniające. Bęben kruszarki na długości płyt sitowych osłonięty jest szczelną osłoną (18), posiadającą z obu stron włązy kontrolne. Skruszony urobek przepada przez otwory w płytach sitowych do zsuwni odbiorczej (19).

#### 4.3. Zasada działania maszyny

Urobek podawany grawitacyjnie zsuwnią z przenośnika taśmowego do otworu leja wlotowego wpada do wnętrza obracającego się bębna kruszarki. W celu ułatwienia transportu nadawcy wewnątrz bębna kruszka pracuje pod kątem około  $10^\circ$  od poziomu.

Ziarna drobne przepadają przez otwory w płytach sitowych do zsuwni odbiorczej, natomiast ziarna grube większe od otworów płyt sitowych zostają wynoszone przez zabieraki do położenia górnego, skąd spadają w dół. Równocześnie odpowiednio nachylone zabieraki transportują całą nadawę wzdłuż długości bębna. Ziarna duże spadając z zabieraków rozbijają się na ziarna drobniejsze, które przepadają przez otwory płyt sitowych lub też wynoszone są ponownie przez następne zabieraki do położenia górnego. Proces kruszenia odbywa się wzdłuż bębna kruszarki. Ze względu na znaczną różnicę twardości pomiędzy kamieniem i węglem, kruszenie węgla następuje po kilku spadach, natomiast grube, a zarazem twarde ziarna kamienia są transportowane wzdłuż bębna nie ulegając rozdrobnieniu. Po dojściu do leja wylotowego zostają wyrzucone na zewnątrz kruszarki za pomocą łopat wygarniają-

cych. Skruszony urobek węgla i przerostów odbierany jest spod bębna poprzez zsuwnie odbiorcze.

### 5. Analiza rutynowo prowadzonych zapisów ksiąg utrzymania ruchu zbieranych dla kruszarki bębnowej

System utrzymania ruchu zakładu mechanicznego wzbogacania węgla oparty jest o okresowe przeglądy urządzeń, które mają na celu sprawdzenie dalszej zdolności do pracy poszczególnych zespołów i elementów kruszarki.

Codziennie przeglądy okresowe kruszarki, wypełniają czas 4 godzin na dobę i stanowią powierzchowne zapoznanie się serwisantów ze stanem technicznym urządzenia, bliższe przejrzanie jego niewrażliwych punktów i elementów szczególnie narażanych na zużycie.

W zakres cotygodniowych okresowych przeglądów wchodzi sprawdzenie stanu:

- płyt sitowych i zabieraków,
- mocowań płyt i zabieraków,
- bieźni pierścieni tocznych oraz stanu bieźni i obrzeży rolek podporowych,
- naciągu łańcuchów w przekładniach łańcuchowych.

W zakres comiesięcznych okresowych przeglądów wchodzi sprawdzenie:

- mocowań łożysk i prawidłowości ustawienia rolek podporowych,
- stanu przekładni łańcuchowych,

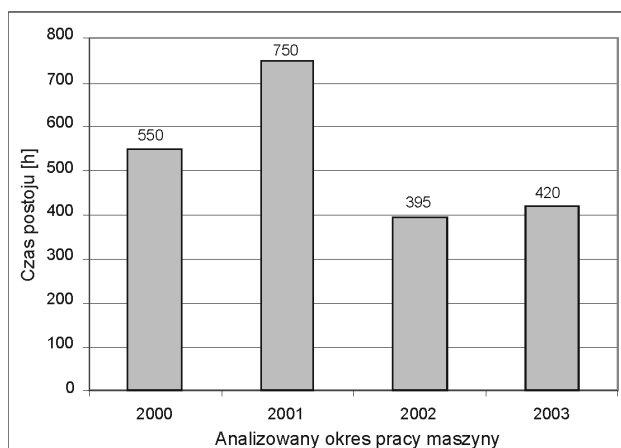
W zakres corocznych okresowych przeglądów wchodzi sprawdzenie stanu:

- łożysk tocznych rolek podporowych,
- łożysk kół napędowych,
- łożysk silnika,
- sprzęgła hydrokinetycznego.

W trakcie okresowego przeglądu technicznego maszyny usuwane są wszystkie wykryte nieprawidłowości. Uwagi dotyczące stanu technicznego oraz pracy poszczególnych zespołów są wpisywane do „Książki remontów i napraw” wydziału remontowego.

#### 5.1. Zapisy księgi zabezpieczeń urządzeń energomechanicznych i ich analiza

Książka zabezpieczeń urządzeń energomechanicznych prowadzona w dziale dyspozytorni ruchu zawiera informacje odnośnie czasów wyłączenia kruszarki bębnowej z ruchu [2]. Dane te przedstawiono w formie wykresowej na rysunku 3 i odniesiono do trójmianowej pracy zakładu przeróbki węgla (tabela 2).



Rys.3. Ewidencja czasu postoju kruszarki w okresie od 2000-2003 r. eksploatacji maszyny

#### Ewidencja pracy kruszarki bębnowej

Tabela 2

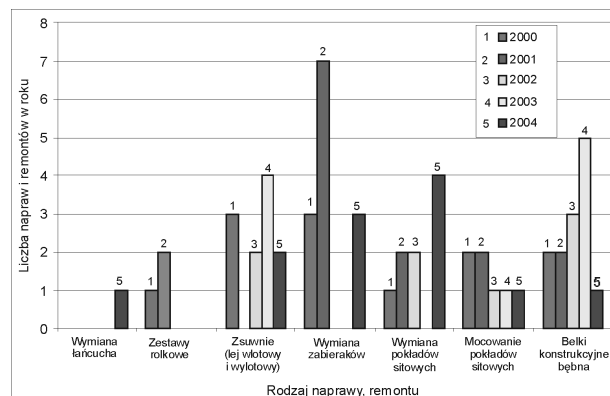
| Ilość \ Rok                                                                                                       | 2000 | 2001 | 2002 | 2003 |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|------|------|------|
| Dni robocze                                                                                                       | 265  | 256  | 250  | 250  |
| Robocze godziny w roku                                                                                            | 6360 | 6144 | 6000 | 6000 |
| Zaplanowane przerwy ruchu celem dokonania codziennych, cotygodniowych, comiesięcznych przeglądów i napraw [godz.] | 1060 | 1024 | 1000 | 1000 |
| Planowany czas ruchu [godz.]                                                                                      | 5300 | 5120 | 5000 | 5000 |
| Nie planowane (awaryjne) postoje maszyny [godz.]                                                                  | 550  | 720  | 395  | 420  |
| Udział postojów awaryjnych w planowanym czasie ruchu [godz. [%]]                                                  | 10   | 14   | 7,9  | 8,4  |
| Ilość przerw awaryjnych [szt./rok]                                                                                | 57   | 92   | 96   | 86   |
| Średni czas trwania przerwy awaryjnej [godz.]                                                                     | 9,6  | 7,8  | 4,1  | 4,8  |

W planowaniu ruchu kruszarki założono, że czas jej roboczego wykorzystania będzie wynosił około 83% ogólnego czasu ruchu. Pozostały czas przeznaczono na wszelkie roboty zapobiegawcze i remontowe. Dane tabeli oraz rysunku potwierdzają, że planowane założenia zostały dotrzymane. Mimo dotrzymania warunków planowego wykorzystania maszyny w badanym okresie czasu wystąpiły zmienne w czasie przerwy awaryjne, które spowodowały, że rzeczywiste wykorzystanie czasu pracy kruszarki wahało się od 71% do 74,6% w pierwszych dwóch latach pracy do około 76% (76,4; 73,3) w latach następnych. Zmianom tym towarzyszyła zmiana średnich czasów przeprowadzonych remontów od 9,6 i 7,8 godz. w pierwszych dwóch latach pracy do około 4,5 godz. (4,1; 4,8) w następnych.

Dokładny przegląd księgi zabezpieczeń urządzeń energomechanicznych wskazuje, że w analizowanym czteroletnim okresie eksploatacji maszyny starano się utrzymać stabilne warunki pracy nie dokonując poważniejszych zmian systemowych. Zmiany wykorzystania występujące w pierwszych latach eksploatacji można wiązać z okresem rozruchu maszyny, a po usunięciu kłopotów rozruchowych osiągnięto jej standardowy, ustabilizowany rutynowy rytm pracy.

## 5.2 Zapisy książki remontów i napraw zakładu przeróbki węgla (dotyczące kruszarki) i ich analiza

Książka remontów i napraw wydziału utrzymania ruchu obejmująca swoimi zapisami również dane dotyczące pracy kruszarki ukazuje częstotliwość dokonywanych napraw elementów tej maszyny [3]. Dane zapisów tej książki w przedziałach rocznych przedstawiono w formie wykresów słupkowych na rysunku 4.



Rys.4. Zestawienie częstotliwości i rodzaju prac remontowych prowadzonych w latach 2000-2004

Wszystkie prace przeglądów remontów czy wymian z racji usytuowania kruszarki w linii przeróbki mechanicznej węgla oraz samej konstrukcji kruszarki bębnowej wykonane są po wyłączeniu jej z ruchu. W analizowanym okresie czasu pracy kruszarki występuje znaczny rozrzut ilości realizowanych zabiegów, przy czym uderza, że elementy napędowe maszyny po usunięciu usterek rozruchowych pracują praktycznie bezawaryjnie. Układ napędowy kruszarki zapewnia przenoszenie bardzo dużych momentów mechanicznych, przy czym jedynym zabezpieczeniem przed uszkodzeniami jest rozruchowe sprzęgło hydrokinetyczne zabudowane na wychodzącym wale przekładni zębatej. Zabezpieczenie to oddziela silnik napędowy, a w okresie rozruchu maszyny w wyniku swej konstrukcji eliminuje uderzenia rozruchowe. Rolę łagodzenia skutków chwilowego przeciążenia spełnia przekładnia łańcuchowa wraz ze swymi napinaczami.

W analizowanym okresie pracy maszyny tylko raz wymieniono łańcuch napędu głównego. Można z tego wnioskować, że mechanizmy napędu i przekładni są prawidłowo remontowane w czasie planowanych przerw remontowych. Bęben kruszarki ze względu na sposób rozdrabniania urobku jest poddawany ciągłym oddziaływaniom dynamicznym od rozdrabnianego urobku. Obciążenia te przenoszone są przez główne belki konstrukcyjne bębna na zestawy rolek podporowych osadzonych w czterech wahaczach tworzących przednią i tylną ramę podporową bębna po których obraca się bęben. Konieczność remontowania układu rolkowego wykonywana w pierwszym i drugim roku, analizowa-



nego okresu eksploatacji maszyny została spowodowana wystąpieniem okresowego niezrównoważenia dynamicznego, które skutecznie wyeliminowano.

Niektóre elementy robocze kruszarki wymagają co roku kilkakrotnych akcji remontowych podczas, gdy dla innych działania są sporadyczne. Rutynowo kilkakrotnie w każdym roku pracy potrzebne są działania interwencyjne dla:

- zsuwni leja zsykowego, odbioru węgla wraz z popiołem oraz odbioru skały płonnej,
- poprawy mocowania i wymiany pokładów sitowych,
- wymiany belek konstrukcyjnych bębna.

Dwie pierwsze grupy elementów podlegają głównie zużywaniu ściernemu. Ograniczenie częstotliwości ich występowania wymaga przeprowadzenia typowej analizy wytrzymałościowej, dla której dane zbierane są w ocenach kosztowych.

Belki konstrukcyjne bębna narażone są na obciążenia udarowe przy jednoczesnych działaniach ściernych. W tym przypadku analizy wytrzymałościowe powinny być poszerzone o rozważania nad udarnością i odpornością na ścieranie zastosowanego gatunku stali. Podlegające działaniu ściernemu przesuwanych mas zabieraki pracują bez nadmiernych obciążeń dynamicznych i dzięki temu prace remontowe występują okresowo zwiększając się w miarę upływu lat pracy maszyny.

Przeprowadzona analiza porównawcza zakresu prac remontowych (rys. 4) oraz wyłączeń ruchu kruszarki (rys. 3 i tabela 2) potwierdza ich wzajemną korelację. W miarę upływu lat pracy maszyny zmniejsza się ilość i pracochłonność „ciężkich” robót, natomiast wzrasta ilość „lżejszych” stabilizując się na poziomie około 4,5 godz. straty efektywnego czasu pracy kruszarki.

Biorąc pod uwagę rolę i miejsce, jakie zajmuje kruszarka w cyklu technologicznym, a co za tym idzie i konsekwencje wyłączenia tej maszyny z pracy, nasuwa się wniosek, czy nie należałoby się zastanowić nad stałym monitoringiem urządzenia, ponieważ jest to maszyna, której sprawność w znaczący sposób decyduje o ruchu Zakładu Przeróbki Węgla. Jednak tak oczywisty wniosek upada pod ciężarem wyników analizy parametrów częstotliwości i rodzajów awarii. Te dane wskazują, że ilościowo i jakościowo, awarie nie są zawsze tożsame i nie dostrzeżemy jakichkolwiek regularności ich występowania w czasie. To szczególnie

istotne, gdyż nie są nieprzewidywalne, zatem angażowanie znacznych środków w stały monitoring urządzenia jest zbyt kosztownym wydatkiem dla zakładu.

Najczęstszą i zarazem główną przyczyną, awarii urządzenia jest zużycie ściernych materiałów. Są to awarie uciążliwe, ale nie powodujące dużych strat. Najbardziej uciążliwymi awariami wymuszającymi dłuższy czas postoju, a tym samym generującymi straty zakładu są pęknięcia głównych belek konstrukcyjnych bębna kruszarki oraz uszkodzenia zestawów rolkowych.

## 6. Wnioski

Przykład kruszarki bębnowej wykazał, że stosowany system utrzymania ruchu oparty na okresowych przeglądach w Zakładzie Przeróbki Węgla jest prawidłowy, a zarazem skuteczny w zapewnieniu ciągłości pracy tej maszyny.

Przeprowadzona analiza porównawcza danych zapisów rutynowo prowadzonych ksiąg zabezpieczeń urządzeń energomechanicznych oraz remontów i napraw wydziału remontowego potwierdza możliwość ich wtórnego wykorzystania.

Zastosowanie zasad inżynierii wytrzymałościowej może doprowadzić do poprawy stopnia wykorzystania ruchu kruszarki, a jednocześnie obniżyć koszty jej pracy.

## Literatura

1. Dokumentacja techniczna kruszarki bębnowej. Materiał nie publikowany CMG KOMAG.
2. Książka zabezpieczeń urządzeń energomechanicznych. Materiał nie publikowany Zakładu Przeróbki Węgla.
3. Książka remontów i napraw wydziału remontowego. Materiał nie publikowany Zakładu Przeróbki Węgla.
4. PN-82/G-97001 Węgiel kamienny. Sortymenty.
5. PN-82/G-97002 Węgiel kamienny. Typy.
6. PN-82/G-97003 Węgiel kamienny do celów energetycznych.

*Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2006 r.*

*Recenzent: prof.dr inż. Roman Wusatowski*

---

Prof.dr hab.inż. Marek JASZCZUK  
Dr inż. Józef MARKOWICZ  
Dr inż. Stanisław SZWEDA  
Politechnika Śląska  
Dr inż. Andrzej MEDER  
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

## **Zarządzanie bezpieczeństwem użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej**

### **Streszczenie**

Przedmiotem rozważań przedstawionych w pracy jest zagadnienie poprawy bezpieczeństwa użytkowania obudowy zmechanizowanej poprzez kompletację sekcji z elementów o porównywalnym stopniu zużycia. Wykazano konieczność wyznaczania wskaźnika  $A_w$  dla poszczególnych elementów, a nie tylko dla najstarszego elementu sekcji. Zaproponowano sposób wykorzystania systemu elektronicznej identyfikacji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej i ewidencji czasu oraz warunków ich użytkowania do wspomagania procesu kompletacji wyposażenia technicznego ściany.

### **Summary**

Problem of improvement of operational safety of the powered roof support by completing the components of comparable degree of wear is a discussion subject. Necessity of determination of  $A_w$  coefficient for each component of the support, and not only for the eldest one was stated. Method of using the electronic identification system for powered roof support components and recording the time and condition of their operation was suggested to support the process of equipping the longwall face with machines.

## **1. Wprowadzenie**

Istotnym warunkiem bezpiecznego użytkowania kompletu obudowy zmechanizowanej jest zapewnienie, oprócz sprawności technicznej wszystkich sekcji w ścianie poprzez wykorzystanie elementów o porównywalnym stopniu zużycia. Aspekt zarządzania bezpieczeństwem użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej, rozważany w niniejszej pracy, dotyczy kompletacji sekcji obudowy zmechanizowanej z elementów o porównywalnym stopniu zużycia.

Obecnie spełnienie powyższego warunku jest bardzo trudne, gdyż w wyniku zmniejszenia liczby czynnych wyrobisk ścianowych i dalszych działań związanych z obniżeniem kosztów pozyskania węgla, sekcje obudowy zmechanizowanej kompletowane są z elementów o różnym stopniu zużycia wynikającym z faktu przeprowadzonego remontu czy modernizacji, przejęcia z innej kopalni, czy też magazynowania przez pewien czas na placach składowych.

Ponadto brak wiarygodnego sposobu identyfikacji elementów sekcji i konieczność ich oddzielnego transportowania do komory montażowej sprawia, że w kolejnych wyrobiskach ścianowych poszczególne sekcje są kompletowane z elementów dobieranych losowo. W tej sytuacji nie ma możliwości realizacji postulatu kompletowania sekcji z elementów o porównywalnym stopniu zużycia. Skutkiem tego rośnie prawdopodo-

bieństwo użytkowania sekcji złożonych z elementów o nadmiernym stopniu zużycia, co stwarza realne zagrożenie bezpieczeństwa pracy w wyrobisku ścianowym. Świadczą o tym chociażby odnotowane ostatnio uszkodzenia sekcji obudowy zmechanizowanej spowodowane pękaniem łączników lemniskatowych [4].

W niniejszej pracy przedstawiono propozycję wykorzystania systemu elektronicznej identyfikacji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej i ewidencji czasu oraz warunków ich użytkowania do skutecznego zarządzania bezpieczeństwem użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej. Efektywne zarządzanie bezpieczeństwem użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej wymaga również odmiennego podejścia do wykorzystania wskaźnika  $A_w$  w parametrycznej ocenie stanu technicznego sekcji.

## **2. Parametryczna ocena stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej**

Właściwa ocena stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej jest możliwa wyłącznie na podstawie wyników badań stanowiskowych wykonywanych celem określenia parametrów wytrzymałościowych elementów sekcji. Ze względu jednak na trudności organizacyjne związane z przeprowadzeniem takich badań, koszty ich wykonania oraz z uwagi na konieczność uwzględnienia w analizie stanu technicznego, rosną-

cego w trakcie użytkowania sekcji, prawdopodobieństwa występowania, zmian właściwości wytrzymałościowych materiału, z którego elementy sekcji są wykonane, ocena stanu technicznego sekcji przeprowadzana jest przy wykorzystaniu metody parametrycznej.

Zgodnie z obecnie obowiązującymi przepisami [2] parametryczna ocena stanu technicznego sekcji polega na wyznaczeniu wskaźnika  $A_w$  wykorzystania sekcji obudowy, którego wartość zależy od czasu i warunków użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej. Wiarygodne wyznaczenie jego wartości wymaga prowadzenia rzetelnej ewidencji czasu i warunków użytkowania elementów sekcji obudowy zmechanizowanej. Obecnie, wobec braku możliwości jednoznacznej identyfikacji elementu sekcji oraz konieczności odrębnego, pracochłonnego sporządzania dokumentacji użytkowania sekcji, w formie kart pracy obudowy zmechanizowanej, zadanie wiarygodnego wyznaczenia wartości wskaźnika  $A_w$  jest w większości przypadków niewykonalne.

Zgodnie z obowiązującymi przepisami [2] o wartości wskaźnika  $A_w$  wykorzystania sekcji decyduje jego wartość wyznaczona dla najstarszego elementu zastosowanego w sekcji. Ponieważ ostatnio pojawiła się możliwość wiarygodnego ewidencjonowania czasu i warunków użytkowania jednoznacznie identyfikowanych elementów sekcji, to celowe staje się przeprowadzenie analizy kształtowania się wartości wskaźnika  $A_w$  wszystkich elementów sekcji przeznaczonych do zastosowania w danej ścianie. Dzięki temu będzie można kompletować sekcje obudowy złożone z elementów o porównywalnym stopniu zużycia, a tym samym zapewnić stosowanie w ścianie sekcji o podobnym stanie technicznym. Ryzyko błędnego oszacowania stanu technicznego sekcji na podstawie wartości wskaźnika  $A_w$  wyznaczonego według [2] jest bowiem większe, aniżeli w przypadku wyznaczania tego wskaźnika w sposób proponowany w niniejszej pracy. Problem ten ilustruje następujący przykład.

Sekcja obudowy zmechanizowanej typu podporowo-osłonowego, wyposażona w spągnice dzielone, przeznaczona do użytkowania w wyrobisku ścianowym prowadzonym na zawał została zmontowana z przypadkowo dobranych elementów przechowywanych na placu składowym kopalni. Najstarszym elementem nośnym zabudowanym w sekcji jest element A. Dane dotyczące dotychczasowego jego użytkowania oraz wartość wskaźnika  $A_w$  obliczonego dla tych warunków przedstawiono w tabeli 1. W sekcji tej zastosowano także element oznaczony jako B, który był stosowany w odmiennych warunkach, lecz w krótszym przedziale czasu (tabela 1).

W przypadku gdy o wartości wskaźnika  $A_w$  sekcji decyduje wiek i warunki użytkowania najstarszego elementu, to wynosi ona 1120.

**Zestawienie danych dotyczących warunków użytkowania dwóch przykładowo rozpatrywanych elementów sekcji**

Tabela 1

| Wyszczególnienie                       | Element A   | Element B   |        |
|----------------------------------------|-------------|-------------|--------|
| Rok produkcji                          | 1996        | 2001        |        |
| Wybieg ściany, m                       | 2000        | 800         | 1200   |
| Przewidywana energia wstrząsu, J       | —           | $10^4$      | $10^6$ |
| Wyposażenie stojaków w zawory upustowe | nie         | nie         | tak    |
| Roboty strzelnicze w ścianie           | nie         | nie         | tak    |
| <b><math>A_w</math></b>                | <b>1120</b> | <b>2048</b> |        |

Można natomiast przypuszczać, że element B wyprodukowany 5 lat później, ale użytkowany w warunkach zagrożenia tapaniami, w wyrobiskach w których wykonywano roboty strzelnicze, jest w gorszym stanie technicznym niż element A, który po użytkowaniu w jednej ścianie nie zagrożonej tapaniami wytransportowano na powierzchnię i przechowywano na placu składowym. Stosując dotychczasowy sposób wyznaczania wskaźnika  $A_w$  wykorzystania sekcji można popełnić błąd. Stąd parametryczna ocena stanu technicznego sekcji na podstawie największej wartości wskaźnika  $A_w$  wyznaczonego dla poszczególnych elementów nośnych sekcji jest właściwsza.

Oczywiście, tak jak już zaznaczono powyżej, stan techniczny elementów sekcji można prawidłowo ocenić jedynie drogą odpowiednich badań stanowiskowych. Wartość wskaźnika  $A_w$  ma w tym procesie jedynie znaczenie pomocnicze. Czynnikiem decydującym o pomocniczym charakterze  $A_w$  w procesie oceny stanu technicznego sekcji jest brak związku pomiędzy wartością  $A_w$ , a wartością parametrów wytrzymałościowych elementu sekcji. Ustalenie takiego związku wydaje się być niemożliwe, natomiast celowe jest podjęcie prac nad udoskonaleniem metody obliczania  $A_w$ . Świadczą o tym chociażby zastrzeżenia podnoszone przez użytkowników obudowy zmechanizowanej odnośnie do wagi poszczególnych czynników wpływających na wartość  $A_w$ . Zarówno podjęcie tego typu prac, jak również poprawne stosowanie wskaźnika  $A_w$  w procesie parametrycznej oceny stanu technicznego sekcji wymaga prowadzenia wiarygodnej ewidencji czasu i warunków użytkowania jednoznacznie zidentyfikowanych elementów sekcji. Spełnienie powyższego warunku zapewnia system elektronicznej identyfikacji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej oraz ewidencji czasu i warunków ich użytkowania omówiony poniżej.

### 3. System elektronicznej identyfikacji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej

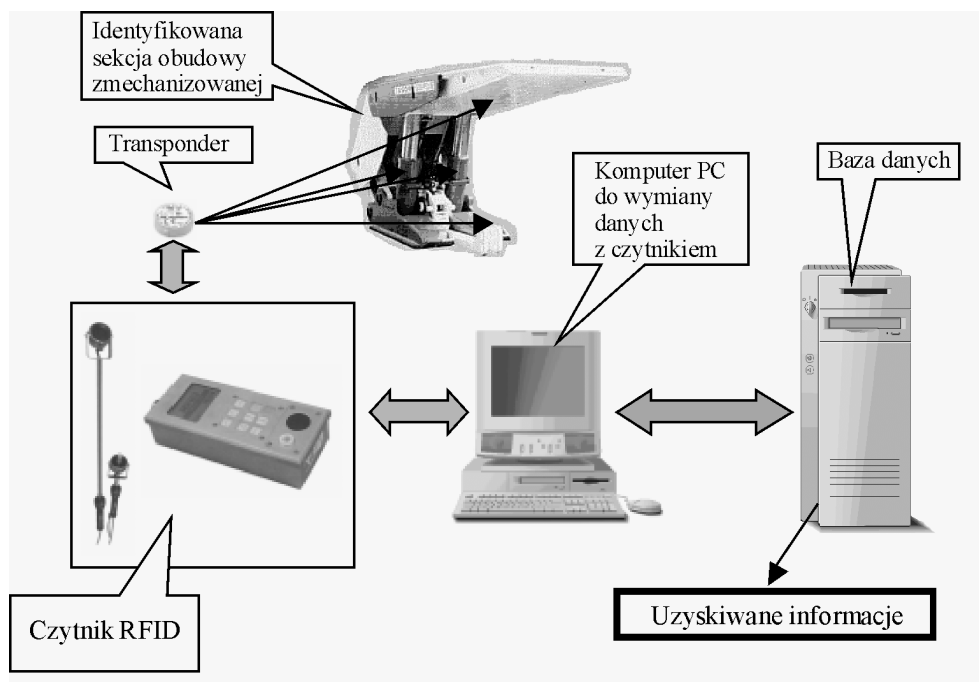
System identyfikacji elementów sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej, opracowany przez CMG

KOMAG, Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej oraz ZUE ELSTA jest przeznaczony dla użytkowników, producentów i zakładów remontujących sekcje obudowy zmechanizowanej [3]. Składa się on z:

- bloku I – elementów wykonawczych w postaci transponderów oraz oprzyrządowania do kodowania i odczytu danych,
- bloku II – systemu informatycznego obejmującego oprogramowanie służące do przetwarzania danych oraz bazy danych zawierającej wszystkie informacje o identyfikowanych elementach.

sanego w nim numeru identyfikacyjnego realizowane są bezprzewodowo, za pośrednictwem pola elektromagnetycznego. Podczas produkcji lub remontu sekcji transpondery są montowane na elementach nośnych sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej, tak aby zapewnić funkcjonalność dostępu, trwałość oraz zachowanie odpowiednich właściwości elementów obudowy w czasie ich użytkowania.

Czytnik składa się z mikrokomputera typu **TRMC-01** (rys. 2) oraz lancy odczytującej typu **TRH-01** podłączonej do niego poprzez złącze przemysłowe (rys. 3).



Rys.1. Zasada działania systemu elektronicznej identyfikacji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej [3]

System elektronicznej identyfikacji elementów sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej przedstawiono schematycznie na rysunku 1. Zasadniczymi elementami wykonawczymi systemu są:

- transpondery typu **TRID-01** montowane na elementach sekcji obudowy,
- czytnik RFID, złożony z:
  - mikrokomputera typu **TRMC-01** obsługiwanego przez operatora,
  - lancy odczytującej typu **TRH-01** zakończonej odpowiednio przystosowaną głowicą odczytującą, za pomocą której dokonywany jest odczyt numeru identyfikacyjnego z transpondera,
- stacja dokująca typu **SDR-01**, która umożliwia komunikację mikrokomputera typu **TRMC-01** z komputerem klasy PC.

Transponder (identyfikator) typu **TRID-01** jest elektronicznym podzespołem posiadającym własny niepowtarzalny numer trwale zapisany w pamięci półprzewodnikowej. Zasilanie transpondera oraz odczyt zapi-

Pozwala on na odczyt numeru identyfikatora, i okresową archiwizację informacji, celem wprowadzenia ich do komputerowego systemu rejestracji i analizy czasu użytkowania elementów nośnych sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej. Budowa urządzenia umożliwia stosowanie w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (grupa wybuchowości I, kategoria M1).



Rys.2. Mikrokomputer typu TRMC-01 [3]

Czytnik RFID produkowany przez firmę ELSTA zgodny jest z wymaganiami: Dyrektywy Unii Europejskiej 94/9/WE z dnia 23 marca 1994 r. (ATEX), Dyrektywy Rady Unii Europejskiej w sprawie ujednolicenia przepisów prawnych Krajów Członkowskich w zakresie kompatybilności elektromagnetycznej 89/336/EEC z dnia 3 maja 1989 r. (EMC), Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie sprzętu radiowego i urządzeń terminali telekomunikacyjnych oraz wzajemnego uznawania ich zgodności 1999/5/EC z dnia 9 marca 1999 r. (R&TTE), a także odpowiednich norm zharmonizowanych.



Rys.3. Lance odczytujące numer identyfikacyjny z transpondera [3]

Mikrokomputer typu **TRMC-01** został wyposażony w:

- graficzny wyświetlacz ciekłokrystaliczny o rozmiarze matrycy 128 na 64 punkty,
- klawiaturę złożoną z dziewięciu klawiszy,
- głośnik,
- mikrofon,
- wielofunkcyjne przemysłowe złącze zapewniające odpowiedni stopień ochrony (IP54),
- zasilanie akumulatorowe.

Dostęp do funkcji mikrokomputera typu TRMC-01 możliwy jest tylko po zalogowaniu, poprzez wpisanie hasła, przez osobę uprawnioną. Zabezpieczenie takie jest konieczne, gdyż powoduje przypisanie odpowiedzialności za wprowadzane dane konkretnej osobie, ograniczając równocześnie możliwość wprowadzania informacji przez osoby do tego nieuprawnione.

Zadaniem stacji dokującej typu SDR-01 jest dostarczenie napięcia zasilającego do ładowania baterii mikrokomputera typu TRMC-01. Urządzenie zawiera także konwerter USB-RS232 umożliwiający wymianę danych pomiędzy mikrokomputerem, a komputerem klasy PC.

Część softwerowa systemu stanowi bazodanowe oprogramowanie komputerowe. Może ono być zainstalowane w komputerze PC z systemem operacyjnym Windows 2000 Serwer, Windows 2003 Serwer lub Windows XP Professional, wraz z systemem zarządzania bazami danych Microsoft SQL Serwer 2000 lub Microsoft SQL Serwer 2000 Personal Edition. Szacuje się, że przeznaczenie w pamięci komputera około 40 GB wolnego miejsca na bazę danych elementów sekcji obudowy powinno zapewnić jej funkcjonowanie w kopalni przez okres około 10 lat. Możliwy jest równoczesny dostęp do bazy danych z wielu zewnętrznych komputerów połączonych poprzez sieć do serwera bazy danych.

Poprzez złącza stacjonarnego komputera PC oprogramowanie umożliwia konwersję danych o elementach sekcji obudowy, zgromadzonych w czytniku, do komputerowego systemu ewidencji czasu i warunków pracy sekcji obudowy zmechanizowanej. Dostęp do bazy danych zabezpieczony jest hasłem. Uprawniony użytkownik z poziomu oprogramowania ma dostęp do danych elementu sekcji, historii jego użytkowania, miejsca aktualnej lokalizacji, wskaźnika wykorzystania  $A_w$  i innych użytecznych informacji. System umożliwia wydruk typowych raportów przy ograniczonym do niezbędnego minimum udziale osoby obsługującej komputer. Przykład jednego z generowanych raportów pokazano na rysunku 4.

#### ZESTAWIENIE ZBIORCZE

elementów sekcji obudowy zmechanizowanej będących w dyspozycji KWK... (nazwa kopalni)

| Typ sekcji      | Nazwa elementu  | Ogółem | W tym                   |                        |           |            |                 |                        |           |            |
|-----------------|-----------------|--------|-------------------------|------------------------|-----------|------------|-----------------|------------------------|-----------|------------|
|                 |                 |        | Zabudowanych w ścianach |                        |           |            | Zmagazynowanych |                        |           |            |
|                 |                 |        | Razem                   | W tym o wartości $A_w$ |           |            | Razem           | W tym o wartości $A_w$ |           |            |
|                 |                 |        |                         | do 2000                | 2000-4000 | Ponad 4000 |                 | do 2000                | 2000-4000 | Ponad 4000 |
| 1               | 2               | 3      | 5                       | 6                      | 7         | 8          | 10              | 11                     | 12        | 13         |
| Glinik 08/22-Oz | Stropnica komp. | 350    | 220                     | 150                    | 70        | -          | 130             | 100                    | 30        | -          |
|                 | Ostona odstaw.  | 350    | 220                     | 150                    | 70        | -          | 130             | 100                    | 30        | -          |
|                 | Stojak          | 750    | 440                     | 300                    | 140       | -          | 310             | 205                    | 78        | 37         |
| Fazos 15/31-Oz  | Stropnica komp. | 250    | 120                     | 50                     | 70        | -          | 130             | 100                    | 30        | -          |
|                 | Ostona odstaw.  | 250    | 120                     | 50                     | 70        | -          | 130             | 100                    | 30        | -          |
|                 | Stojak          | 560    | 240                     | 100                    | 140       | -          | 320             | 160                    | 110       | 50         |
|                 |                 |        |                         |                        |           |            |                 |                        |           |            |
|                 |                 |        |                         |                        |           |            |                 |                        |           |            |
|                 |                 |        |                         |                        |           |            |                 |                        |           |            |

Rys.4. Przykładowy wydruk raportu elementów sekcji pozostających w dyspozycji kopalni

Istnieje również możliwość generowania innych, niestandardowych raportów. Przykłady typowych raportów oraz ich wykorzystania w procesie kompletacji sekcji omówiono w [3].

#### 4. Wykorzystanie systemu identyfikacji elementów sekcji do preselekcji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej o porównywalnym stanie technicznym

W systemie informatycznym ewidencji czasu i warunków użytkowania elementów sekcji zastosowano, między innymi procedury automatycznego sporządzania wydruków raportów niezbędnych do funkcjonowania Działu Gospodarki Maszyn. Jednym z podstawowych parametrów podawanych w formularzach raportów jest wskaźnik wykorzystania sekcji  $A_w$ . Przystępując zatem do kompletacji wyposażenia nowo uruchamianej ściany można wykorzystać informacje zawarte w systemie do zarządzania bezpieczeństwem użytkowania sekcji. Wyznaczenie wartości średniej wskaźnika  $A_{w,śr}$  oraz odchylenia standardowego  $\sigma_{Aw}$  dla poszczególnych elementów określonego typu sekcji obudowy zmechanizowanej zastosowanej w danej ścianie umożliwia ustalenie liczby sekcji, które można zmontować z elementów o wskaźniku  $A_w$  spełniającym warunek:

$$A_w < A_{w,śr} + \sigma_{Aw} \quad (1)$$

W przypadku, gdy z raportu przedstawionego przykładowo na rysunku 4 wynika, że liczba elementów sekcji pozostających w dyspozycji kopalni jest większa od liczby elementów sekcji niezbędnych do zabudowania w ścianie, zarządzanie bezpieczeństwem użytkowania obudowy zmechanizowanej polega na wyszukaniu (w bazie danych) elementów o wskaźniku  $A_w$  spełniającym warunek (1) i wskazaniu miejsca ich składowania. W przypadku, gdy liczba elementów spełniających warunek (1) nie wystarcza do skompletowania wyposażenia wyrobiska ścianowego, to korzystając z systemu identyfikacji elementów sekcji można wskazać elementy (uszeregowane w kolejności rosnącej wartości wskaźnika  $A_w$ ), dla których wskaźnik ten jest mniejszy od  $A_{w,śr} + 2 \cdot \sigma_{Aw}$ . W przypadku, gdy w dalszym ciągu liczba elementów sekcji nie wystarcza do skompletowania wyposażenia ściany należy braki uzupełnić elementami nowymi lub wyremontowanymi.

Podobnie decydując o przekazaniu elementów sekcji do remontu lub modernizacji można, na podstawie zgromadzonych danych wytypować elementy sekcji, których wskaźnik wykorzystania  $A_w$  spełnia warunek:

$$A_w > A_{w,śr} + 2 \cdot \sigma_{Aw}$$

Wykorzystanie systemu elektronicznej identyfikacji sprawi, że w dyspozycji kopalni będą pozostawać elementy sekcji obudowy o porównywalnym stanie technicznym, co w konsekwencji doprowadzi do poprawy bezpieczeństwa użytkowania sekcji obudowy zmechanizowanej.

#### 5. Podsumowanie

Warunkiem zapewnienia wymaganego poziomu bezpieczeństwa użytkowania obudowy zmechanizowanej jest stosowanie w przodkach ścianowych wyłącznie elementów sekcji charakteryzujących się porównywalnym stanem technicznym. W przypadku, gdy w dyspozycji kopalni pozostaje duża liczba elementów sekcji, to spełnienie tego warunku jest możliwe wyłącznie dzięki zastosowaniu systemu elektronicznej identyfikacji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej i ewidencji czasu oraz warunków ich użytkowania.

System identyfikacji elementów sekcji obudowy zmechanizowanej omówiony w niniejszej pracy umożliwia usprawnienie i uporządkowanie gospodarki maszynami górniczymi. Dzięki rejestrowaniu w bazie danych historii użytkowania każdego elementu sekcji pozostającego w dyspozycji kopalni istnieje możliwość wyznaczenia wartości wskaźnika  $A_w$  dla poszczególnych elementów.

Oszacowanie stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej użytkowanej w wyrobisku ścianowym na podstawie wartości wskaźników  $A_w$  jej elementów jest obarczone mniejszym ryzykiem popełnienia błędu, aniżeli w przypadku, gdy wskaźnik  $A_w$  wykorzystania sekcji wyznacza się dla najstarszego elementu nośnego użytego do jej zmontowania.

Jednoznaczna identyfikacja elementów sekcji pozostających w dyspozycji kopalni i wiarygodny zapis historii użytkowania elementu, gwarantowane przez proponowany system, stwarzają również podstawę do rozważenia propozycji zmian w dotychczas stosowanej metodyce wyznaczania wskaźnika  $A_w$ .

#### Literatura

1. Jaszczyk M., Markowicz J., Meder A., Szweda S.: Application of the system for identification of elements of a powered roof support unit for completion of technical equipment of longwall face. Proc. of International Scientific Conference Ostrava 07-09.09.2005, pp 155-161.
2. Załącznik nr 4 do Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28.06.2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenie ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego – Dz.U. nr 139 poz. 1169 z 2002 r.).
3. System identyfikacji elementów sekcji ścianowej obudowy zmechanizowanej. Oferta techniczna. CMG KOMAG, Gliwice 2005 r.
4. To nie powinno się zdarzyć. Wypadki, katastrofy – w kopalni „Zofiówka”. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie nr 4(104) 2003 r., s. 36–37.

Artykuł został ogłoszony na konferencji KOMTECH 2005

Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2006 r.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora



## Zastosowanie technik wirtualnych w rekonstrukcji przebiegu wypadków w górnictwie

### Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę wizualizacji przebiegu wypadków w górnictwie, z zastosowaniem technik wirtualnej rzeczywistości. Przedstawione metody pozwalają na wykonywanie rekonstrukcji wypadków oraz materiałów na potrzeby szkoleń BHP.

### Summary

The method of visualization of accidents in the mining industry using virtual technology was presented. The presented method allow for a reconstruction of accidents and preparation of the materials needed for trainings in work safety procedures.

## 1. Wstęp

Podczas pracy górnicy narażeni są na działanie różnego rodzaju czynników ryzyka. Źródłem technicznych czynników ryzyka są pracujące w wyrobisku maszyny wydobywcze oraz inny sprzęt pomocniczy. Wizualizacja czynników ryzyka, sytuacji niebezpiecznych, awarii lub zaistniałych wypadków może być istotnym elementem w procesie analiz teoretycznych i rzeczywistych zdarzeń. Analiza sytuacji niebezpiecznych przeprowadzana jest na potrzeby rekonstrukcji wypadków, analizy procesów transportowych, montażowych i prawidłowej pracy maszyn. Wizualizacja zachowania się ludzi i maszyn w określonych sytuacjach, może być materiałem wyjściowym do tworzenia programów szkoleniowych.

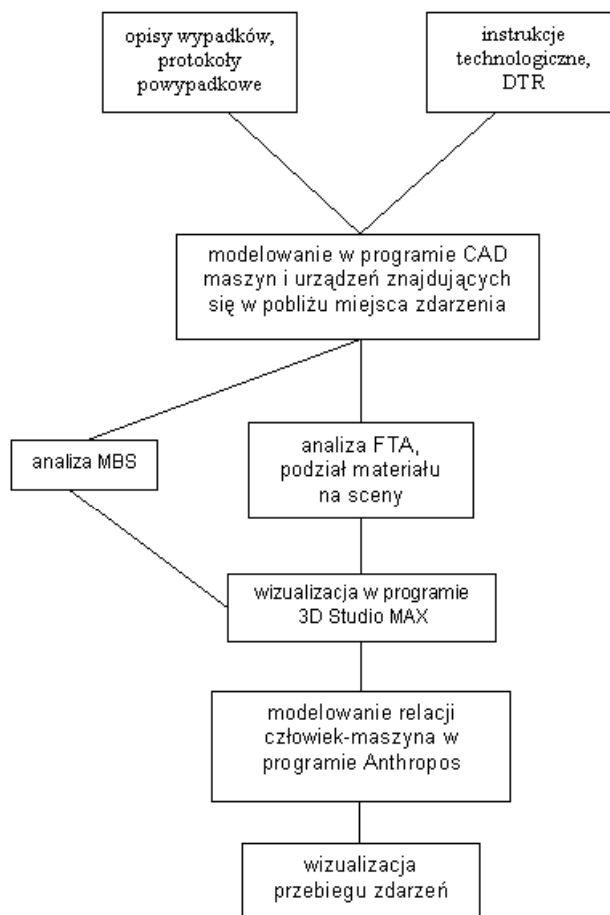
Przed przystąpieniem do rekonstrukcji należy zapoznać się z warunkami panującymi w miejscu zdarzenia. Elementem wyjściowym do tworzenia wizualizacji jest scenariusz utworzony na podstawie materiałów powypadkowych takich, jak:

- zeznania świadków i poszkodowanych,
- szkice miejsca wypadków,
- protokoły powypadkowe,
- instrukcje technologiczne,
- dokumentacja techniczna,
- zdjęcia miejsca zdarzenia.

Na rysunku 1 przedstawiono schemat blokowy procesu tworzenia wizualizacji zdarzeń niebezpiecznych. Wizualizacja i analiza sytuacji niebezpiecznych zostanie przedstawiona na wybranych przykładach wypadków zaistniałych w górnictwie.

## 2. Analiza sytuacji niebezpiecznych

Analiza zdarzeń niebezpiecznych wymaga przyjęcia odpowiedniej metody postępowania.



Rys.1. Przebieg procesu tworzenia wizualizacji

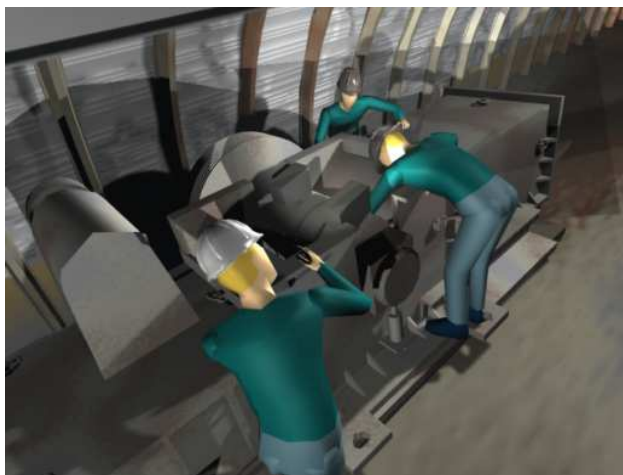
Pierwszym krokiem jest analiza teoretyczna zaistniałego zdarzenia. Dokonuje się tego metodą Event Tree Analysis (ETA).

Za pomocą metody ETA możliwe jest analizowanie przebiegu i skutków zdarzenia, istnieje także możliwość analizy przebiegów alternatywnych i ewentualnych skutków. Efektem analizy metodą ETA jest drzewo zdarzeń.



Ważnym elementem tworzenia wizualizacji jest modelowanie obiektów biorących udział w zdarzeniu.

Modele obiektów materialnych i maszyn budowane są na bazie dostępnej dokumentacji rysunkowej CAD, rysunek 3, lub w przypadku braku dostępu do dokumentacji wykorzystuje się program Photomodeler [1]. Narzędzie Photo Modeler pozwala budować modele geometryczne na podstawie zdjęć obiektów rzeczywistych, rysunek 4.



Rys.5. Widok sceny z wizualizacji wypadku w programie 3D Studio MAX

Po zakończeniu prac modelowych środowisko wypadku wraz z modelami maszyn i urządzeń zostaje przeniesione do programu 3DStudioMax, gdzie zostaje wzbogacone o odpowiednie tekstury i sylwetki ludzkie (ERGOMax), rysunek 5.



Rys.6. Wizualizacja wypadku z wykorzystaniem zdjęć z miejsca wypadku

Gdy istnieje możliwość dostępu do miejsca wypadku i wykonania serii zdjęć można zastosować metodę wizualizacji polegającą na łączeniu obrazów rzeczywistych i modeli wirtualnych, rysunek 6 [2].

Końcowym elementem wizualizacji jest opracowanie materiału multimedialnego w postaci animacji lub obrazów statycznych.

#### 4. Wnioski

Prawidłowo wykonana wizualizacja wypadku powinna cechować się wiernym oddaniem otoczenia miejsca wypadku. Szczegółowe odzwierciedlenie otoczenia wymaga jednak długotrwałego modelowania obiektów, co do których najczęściej brak jest dokumentacji rysunkowej. Dopuszcza się możliwość zastąpienia pewnych elementów maszyn innymi o zbliżonych gabarytach, jednak w niektórych przypadkach może to niekorzystnie wpłynąć na animacje. W przypadku wykonywania wizualizacji o dokładnie określonych odbiorcach, np. załoga kopalni, w której dany wypadek się zdarzył, należy zwrócić szczególną uwagę na wierne oddanie gabarytów współpracujących maszyn. Zbyt duże uproszczenia i wprowadzanie zamiennie innych podobnych obiektów znacznie obniża wiarygodność wizualizacji, i wpływa na przyswajanie przekazywanej treści. Równocześnie należy mieć na uwadze, że zbyt duży stopień uszczegółowienia znacznie wydłuża czas renderingu sceny, stosowanie uproszczeń i zamienników wymaga pewnego doświadczenia.

Modelowanie ciała ludzkiego jest najważniejszym i najtrudniejszym elementem procesu wizualizacji wypadków. Posiadane przez CMG KOMAG oprogramowanie pozwala wiernie modelować sylwetki ludzkie i odzwierciedlać szczegółowe cechy antropometryczne uczestników opisywanych zdarzeń.

Zdarzenia niebezpieczne zawsze wiążą się z nie kontrolowanymi ruchami obiektów materialnych, części lub zespołów maszyn. Wierne odwzorowanie ruchów maszyn w stanach awaryjnych wymaga stosowania



zaawansowanego oprogramowania MBS (Multi Body System, np. Visual Nastran).

Wierne odwzorowanie wszystkich wyżej opisanych czynników składa się na profesjonalnie wykonaną wizualizację zdarzenia wypadkowego, wymaga to jednak działania w rozproszonym środowisku programowym, opartym nie tylko na programach do wizua-

---

lizacji. CMG KOMAG posiada wszystkie niezbędne programy, a dostęp do dokumentacji technicznej specyficznych maszyn górniczych sprawia, że możliwe jest wykonanie nawet najbardziej skomplikowanych wizualizacji.

2. Praca badawcza SP/BDM – 9654: Wizualizacja przebiegu wypadku zaistniałego na dole kopalni ZG „Polkowice-Sieroszowice”. CMG KOMAG. Gliwice, sierpień 2005. Opracowanie wewnętrzne nie publikowane.

## Literatura

1. Praca badawcza SP/BDM – 9141: Wykonanie materiałów szkoleniowych na prezentacje multimedialne. CMG KOMAG. Gliwice, listopad 2004. Opracowanie wewnętrzne nie publikowane.

*Artykuł został wygłoszony na Konferencji  
KOMTECH 2005*

*Artykuł wpłynął do redakcji w styczniu 2006 r.*

*Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich*