KOMAG

Centrum Mechanizacji Górnictwa

INNOWACYJNE I BEZPIECZNE SYSTEMY MECHANIZACYJNE DO EKSPLOATACJI SUROWCÓW MINERALNYCH

TOM II

KOMTECH

Zakopane, 14-16. 11. 2006 r.

Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Współautorzy monografii:

Akademia Górniczo-Hutnicza
Dąbrowska Fabryka Maszyn Elektrycznych DAMEL S.A.
ELGÓR+HANSEN Sp. z o.o.
Energo-Mechanik Sp. z o.o.
GIG Kopalnia Doświadczalna „Barbara"
Instytut Bezpieczeństwa w Górnictwie MakNII, Ukraina
Branżowy Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Maszyn Elektrycznych KOMEL
Jastrzębska Spółka Węglowa S.A. - KWK „Jas-Mos"
- KWK „Pniówek"
Kompania Węglowa S.A. - KWK „Jankowice"
- KWK „Piast"
- KWK „Ziemowit"
- Zakład Remontowo-Produkcyjny
Laboratorium LOM, Hiszpania
Fabryka Maszyn Górniczych PIOMA S.A.
Politechnika Lubelska
Politechnika Radomska
Politechnika Śląska
„QUAY" BHU Sp. z o.o.
Rybnicka Fabryka Maszyn RYFAMA S.A.
Słowacki Uniwersytet Techniczny
Smart-Tech Centre, Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN
Tiefenbach Polska Sp. z o.o.
Uniwersytet Techniczny w Hamburgu, Niemcy
Uniwersytet w Belgradzie, Serbia
Uniwersytet Techniczny w Ostrawie, Republika Czeska
Vacat Sp. z o.o.
Wyższy Urząd Górniczy
Zakład Produkcji Specjalnej „Bumar-Łabędy" Sp. z o.o.
ZMUW Sosnowiec, Zakłady Mechaniczne Urządzeń Wiertniczych Sp. z o.o.

INNOWACYJNE I BEZPIECZNE SYSTEMY MECHANIZACYJNE DO EKSPLOATACJI SUROWCÓW MINERALNYCH

TOM II

KOMTECH

14-16. 11. 2006, Zakopane

ZINT

ZINTEGROWANY INSTYTUT NAUKOWO-TECHNOLOGICZNY
Paliwa-Bezpieczeństwo-Środowisko

Redakcja merytoryczna: prof. dr hab. inż. Adam Klich, dr inż. Andrzej Meder

KOMITET NAUKOWY

Eugeniusz Budny - Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego
Marian Dolipski - Politechnika Śląska
Józef Dubiński - Główny Instytut Górnictwa
Carlos Fernández Ramón - Laboratorium LOM, Hiszpania
Horst Gondek - VŠB Uniwersytet Techniczny w Ostrawie, Republika Czeska
Celestino Gonzáles Nicieza - Uniwersytet Oviedo, Hiszpania
Miloš Grujić - Uniwersytet w Belgradzie, Serbia
Monika Hardygóra - Politechnika Wrocławska
Marek Jaszczuk - Politechnika Śląska
Józef Jonak - Politechnika Lubelska
Vehip Kaci - Deutsche Montan Technologie, Niemcy
Antoni Kalukiewicz - Akademia Górniczo-Hutnicza
Adam Klich - KOMAG
Zdzisław Kłeczek - KOMAG
Janusz Kowal - Akademia Górniczo-Hutnicza
Antoni Kozieł - KOMAG
Krzysztof Krauze - Akademia Górniczo-Hutnicza
Maciej Mazurkiewicz - Akademia Górniczo-Hutnicza
Andrzej Meder - KOMAG
Anatoly G. Mnukhin - Instytut Bezpieczeństwa w Górnictwie MakNII, Ukraina
Szymon Modrzejewski - Instytut Górnictwa Odkrywkowego Poltegor-Instytut
Michael Myszkowski - Deutsche Montan Technologie, Niemcy
Stanisław Piechota - Akademia Górniczo-Hutnicza
Krystian Probierz - Politechnika Śląska
Wiktor Szabłowskij - GIPROUGLEMASZ, Rosja
Włodzimierz Sikora - KOMAG
Antoni Skoć - Politechnika Śląska
Andrzej Szczepański - Akademia Górniczo-Hutnicza
Siergiej I. Szumkow - Instytut Górnictwa im. A.A. Skoczyńskiego, Rosja
Stanisław Ścieszka - Politechnika Śląska
Jerzy Świder - Politechnika Śląska
Eugeniusz Świtoński - Politechnika Śląska
Dagmara Tejszerska - Politechnika Śląska
Karol Velišek - Słowacki Uniwersytet Techniczny, Republika Słowacka
Stanisław Wasilewski - Centrum Elektryfikacji i Automatyzacji Górnictwa EMAG
Teodor Winkler - KOMAG

KOMITET ORGANIZACYJNY

Małgorzata Malec
Anna Okulińska
Edward Pieczora

Projekt okładki: Natalia Król
Wydawnictwo: Komdruk-Komag Sp. z o.o.
44-101 Gliwice, ul. Pszczyńska 37
tel. 032 2374563, 2374565

ISBN: 83-60708-00-2
Nakład: 150 egz.

Copyright by Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Spis treści

Str.

Metoda szacowania możliwości zapłonu przez wyładowanie w obwodach iskrobezpiecznych – Valery P.Didenko 5

Zastosowanie technologii wyładowań impulsowych w czasie akcji ratowania górników uwięzionych w zwałowisku – Anatoly G. Mnukhin, Alexander M. Bryukhanov 11

Możliwości zastosowania metod zarządzania wiedzą w procesie rekonstrukcji przebiegu wypadków w górnictwie – Teodor Winkler, Szczepan Bojara, Wojciech Świeca 17

Konstrukcje ochronne operatora przodkowych maszyn górniczych – Marek Kalita, Dariusz Prostański, Emil Wyrobek 27

Interaktywne symulacje operacji montażu i demontażu maszyn górniczych – Łukasz Jaszczyk, Dariusz Michalak 37

Komputerowy system ekspercki wspomagający pracę dyspozytora kopalni – Józef Jonak, Joanna Rogala, Dariusz Prostański, Jerzy Tejszerski, Dariusz Jasiulek 43

Zarządzanie jakością w kopalni głębinowej – moda, czy wymóg? – Jan Kutkowski, Mieczysław Lubryka, Zbigniew Przybylski 51

Aspekty współpracy związane z wprowadzeniem e-biznesu do zarządzania środowiskiem pracy – Klaus-Dieter Fröhner, Jürgen Zabel 61

Analiza stereomechaniczna koła pędnego – Dagmara Tejszerska, Damian Gąsiorek, Krzysztof Turewicz, Waldemar Bielamowicz 69

Analiza obciążenia ramienia kombajnu ścianowego – Horst Gondek, Jiří Režnar 75

Parametryczne modele ramienia wąskiego kombajnu ścianowego – Eugeniusz Świtoński, Damian Gąsiorek, Wojciech Chuchnowski, Marcin Żur 83

Badania laboratoryjne frezujących organów ślimakowych wyposażonych w narzędzia dyskowe – Krzysztof Krauze, Tomasz Wydro 89

Stanowisko do badań procesu zużywania się ostrzy noży głowic wielonarzędziowych – Jakub Gajewski, Tomasz Wydro, Józef Jonak 99

Obrotowe urządzenie podające – Karol Velišek, Peter Košťál 107

Inteligentny uchwyt mocujący dla uniwersalnej komory produkcyjnej – Peter Košťál, Karol Velišek 111

Rekonstrukcja obciążenia udarowego obudowy górniczej – Łukasz Jankowski, Marcin Wikło, Grzegorz Suwała, Jan Holnicki-Szulc 117

Analiza wytężenia elementów sekcji obudowy zmechanizowanej z uwzględnieniem odkształceń trwałych i obciążeń asymetrycznych – Józef Markowicz 127

Wpływ obciążenia o charakterze losowym na wytężenie stropnicy sekcji obudowy zmechanizowanej – Stanisław Szweda, Józef Markowicz 133

Przyczyny zróżnicowania ciśnień w stojakach sekcji obudów ścianowych różniących się charakterystykami podpornościowymi – Stanisław Losiak, Jan Ptak, Janusz Blaschke, Tomasz Borowik 145

Zastosowanie Procesu Specjalnego Spawania w oparciu o normę PN-EN 729-2:1997 dla potrzeb remontów i modernizacji zmechanizowanych obudów ścianowych – Jan Gil, Waldemar Wojtaszewski, Czesław Wilczak 159

Nowe urządzenia transportowe z agregatem spalinowo-hydraulicznym – Radosław Michalak, Zdzisław Brzeżański, Jarosław Mróz, Stanisław Kasperek, Andrzej Drwięga, Edward Pieczora 173

METODA SZACOWANIA MOŻLIWOŚCI ZAPŁONU PRZEZ WYŁADOWANIE W OBWODACH ISKROBEZPIECZNYCH

Valery P. DIDENKO

Streszczenie. Uzyskano zależność pomiędzy minimalną wartością energii zapłonu, czasem trwania wyładowania oraz szybkością rozłączania kontaktowego dla 8,3% mieszaniny metanu i powietrza oraz 47% mieszaniny wodoru i powietrza, która to zależność może być wykorzystana do oceny możliwości zapłonu przez wyładowanie wraz z obliczeniami i eksperymentalnym oszacowaniem iskrobezpieczeństwa obwodu elektrycznego oraz do określenia optymalnej szybkości rozłączania z oceną iskrobezpieczeństwa.

Powszechnie wiadomo, że metoda doświadczalna oparta na komorze wybuchowej [1] jest obecnie podstawową metodą stosowaną do oceny iskrobezpieczeństwa obwodów elektrycznych. Jednakże, dzięki znacznej ilości prac badawczych dotyczących metod obliczeniowych i pomiarów elektryczności dla oceny iskrobezpieczeństwa, została ona włączona do normy GOST P 51330.10-99 [2]. Podkreśla to znaczenie metod oceny bez wykorzystania komory, ponieważ mogą być one stosowane do oceny iskrobezpieczeństwa nie tylko podczas badań i projektowania urządzeń odpornych na wybuchy, ale również podczas sprawdzania ich stanu technicznego.

Ocena możliwości zapłonu przez wyładowanie, obejmująca porównanie energii emitowanej w czasie wyładowania o minimalnej energii zapłonu, jest częścią bezkomorowej oceny iskrobezpieczeństwa obwodów elektrycznych [3]. Eksperymentalne zależności minimalnej energii zapłonu od czasu trwania wyładowania przy różnych szybkościach rozłączania obwodu dla 8,3% mieszaniny metanu i powietrza przedstawione są w [2 i 3].

Dostępne dane doświadczalne pozwoliły na zbudowanie trójwymiarowej powierzchni o zgrupowanych punktach opisanych zależnością minimalnej energii zapłonu od czasu trwania wyładowania i szybkości rozłączania obwodu dla 8,3% mieszaniny metanu i powietrza oraz 47% mieszaniny wodoru i powietrza. Należy zauważyć, że ta ostatnia jest stosowana najczęściej, kiedy ma miejsce eksperymentalna ocena iskrobezpieczeństwa obwodów elektrycznych, ponieważ zapewnia

Valery P. Didenko
Makeyevka State Safety in Mines Research Institute
60 Likhacheva Str.,
Makeyevka,
Donetsk Reg.,
86108 Ukraine
tel.: +38-062 3296234
fax:+38-062 3221900
e-mail: makni@tr.dn.ua

ona wymagany współczynnik bezpieczeństwa nie mniejszy niż 1,5 [1] dla mechanizmu iskrzącego typu I bez zmiany parametrów badanego obwodu.

Zależności minimalnej energii zapłonu od czasu trwania wyładowania wpisane we współrzędne logarytmiczne są przybliżone wystarczająco dokładnie przez dwa przedziały liniowe. Pierwszy z nich jest obszarem stałej energii, a przedział wzrostu energii zapłonu opisany jest równaniem [3]:

$$W = b \cdot T^k \tag{1}$$

gdzie:
T – czas trwania wyładowania, s;
b i k – współczynniki (podane w [3]).

Mając podaną zależność współczynnika k od logarytmu szybkości rozłączania obwodu V, możemy zauważyć, że zależność ta jest zbliżona do zależności liniowej.

Znajdźmy współczynniki funkcji zbliżonej do funkcji liniowej (na przykład za pomocą programów MathCad) i zapiszmy zależność współczynnika k od logarytmu szybkości rozłączania obwodu V jako:

$$k = 0{,}814 - 0{,}15 \cdot \ln V \tag{2}$$

Współczynnik współzależności wynosi tutaj 0,982, co wskazuje na satysfakcjonującą dokładność przybliżenia.

Kiedy szybkość rozłączania badanego obwodu wynosi 0,046; 0,11; 0,3; 0,9; 1,8; 4 i 6,5 m/s, wówczas współczynnik k wynosi odpowiednio 1,275; 1,145; 0,994; 0,83; 0,726; 0,606 i 0,533.

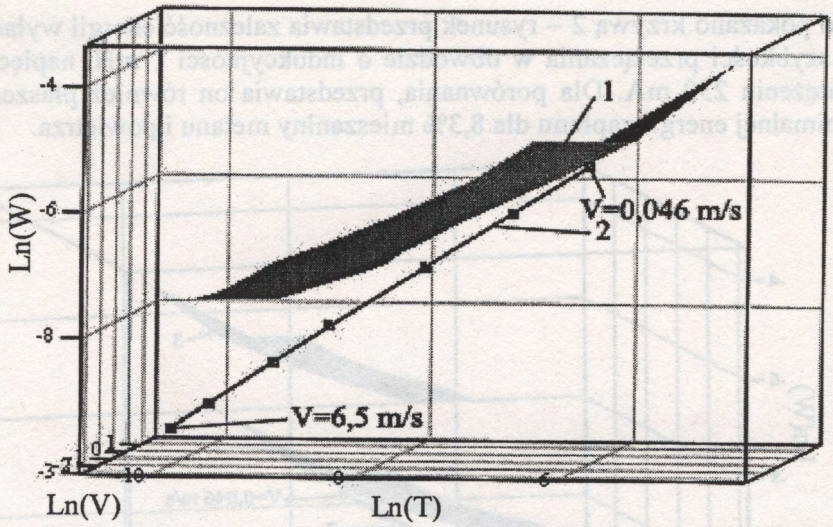
Wykorzystując wartości energii W i czasu T trwania wyładowań w skrajnych punktach nachylonych przedziałów zależności energii od czasu trwania wyładowania, zdefiniujmy wartości współczynnika b w skrajnych punktach:

$$b = W \ / \ T^k \tag{3}$$

o różnych szybkościach rozłączania obwodu, obliczając ich zwykłe średnie i uzyskując wartości współczynnika b z wyżej wspomnianymi wartościami prędkości V – 7,327; 4,997; 2,362; 0,777; 0,333; 0,112; 0,055.

Wykorzystując dopasowane wartości współczynników b i k, jak również czas trwania wyładowania T przy rożnych szybkościach rozłączania obwodu V, uzyskujemy trójwymiarowy zbiór wartości energii wyładowania W. Stwórzmy wykres powierzchni energii zapłonu $W = f(T,V)$ w trzech współrzędnych logarytmicznych (rys. 1). Jako przykład pokazano zależność 2 przedstawiającą energię wyładowania i czas trwania przy rożnych szybkościach przełączania obwodu oporowego o napięciu 24 V i natężeniu 1,29 A. Brane są pod uwagę wartości energii wyładowania pomniejszone o stratę energii podczas styków elektrycznych.

Wartości logarytmów naturalnych odpowiednich parametrów podane są we współrzędnych trójwymiarowych wykresów.



Rys.1. Zależności energii wyładowania od czasu trwania i szybkości rozłączania obwodu

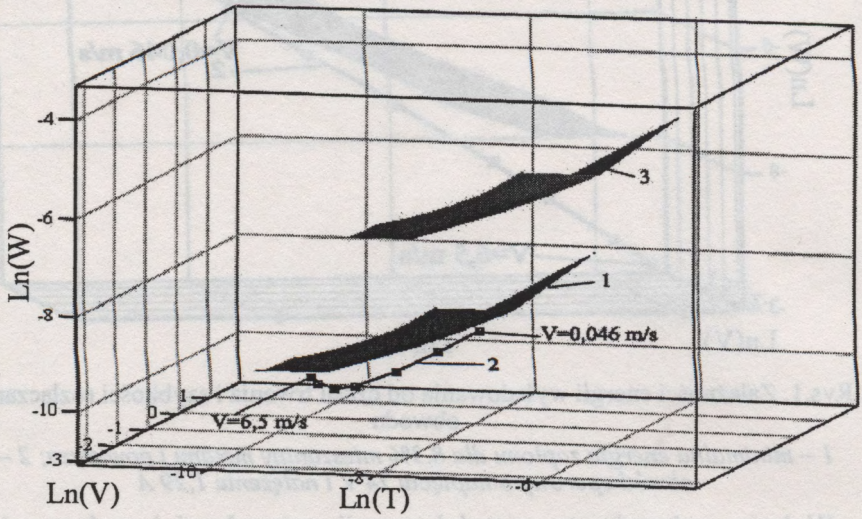
1 – minimalna energia zapłonu dla 8,3% mieszaniny metanu i powietrza; 2 – obwód oporowy o napięciu 24 V i natężeniu 1,29 A

Wykresy pokazują, że wartości energii wyzwolonej i zapłonowej przy prędkości przełączania 0,046 m/s przybliżają się, co jest dowodem na to, że badany obwód znajduje się na granicy zapłonu 8,3% mieszaniny metanu i powietrza. Przy wzrastającej prędkości rozłączania obwodu, wartości energii wyładowania stają się znacznie mniejsze niż energia zapłonu (linia 2 oddala się od powierzchni 1), co oznacza zmniejszenie intensywności wyładowania ze wzrostem szybkości dla tego obwodu.

Aby stworzyć zależność minimalnej energii zapłonu dla 47% mieszaniny wodoru i powietrza, dokonajmy oceny porównawczej energii wyładowania i czasu trwania w obwodach zapalających powyższe mieszaniny z prawdopodobieństwem rzędu 10^{-3} (badania przeprowadzono w komorze wybuchowej). Założono napięcie źródła mocy 24 V. Porównania dokonano dla obwodu indukcyjnego o indukcyjności 1 mH oraz dla obwodu oporowego. Odpowiednio, określane są prądy o natężeniu 1,21 i 1,29 A oraz 0,23 i 0,26 A dla 8,3% mieszaniny metanu i powietrza oraz 47% mieszaniny wodoru i powietrza. Porównanie czasów trwania i energii najbardziej intensywnych wyładowań w tych obwodach pokazuje, że czas trwania wyładowania jest średnio 2,8 razy, a jego energia 16,7 razy mniejsza dla wyżej wymienionej mieszaniny wodoru i powietrza niż dla mieszaniny metanu i powietrza.

Odpowiednio, mając skrócone czasy trwania i minimalne energie zapłonu dla mieszaniny metanu i powietrza, uzyskujemy zależność minimalnej energii zapłonu od czasu trwania i szybkości przełączania obwodu dla 47% mieszaniny metanu i powietrza, co pokazano jako płaszczyznę 1 na rysunku 2. Jako przy-

kład pokazano krzywą 2 – rysunek przedstawia zależność energii wyładowania od szybkości przełączania w obwodzie o indukcyjności 1 mH, napięciu 24 V i natężeniu 230 mA. Dla porównania, przedstawia on również płaszczyznę 3 minimalnej energii zapłonu dla 8,3% mieszaniny metanu i powietrza.



Rys. 2. Zależności energii wyładowania od czasu trwania i szybkości przełączania obwodu

1 – minimalna energia zapłonu dla 47% mieszaniny wodoru i powietrza; 2 – obwód o indukcyjności 1 mH, napięciu 24 V i natężeniu 230 mA; 3 – minimalna energia zapłonu dla 8,3% mieszaniny metanu i powietrza

Powyższe wykresy pokazują, że odległość pomiędzy energią wyładowania badanego obwodu (krzywa 2) i minimalną energią zapłonu jest zmniejszona przy najbardziej skrajnych szybkościach przełączania obwodu, jeśli chodzi o zakres. Potwierdza to, że obie prędkości przełączania, ekstremalnie mała i ekstremalnie wysoka, mogą prowadzić do najbardziej niebezpiecznych, jeśli chodzi o zapłon wyładowań w danym obwodzie.

Na podstawie dostępnych danych doświadczalnych [3], po analizie matematycznej, uzyskuje się analityczne zależności początkowego okresu wzrostu energii zapłonu *Tp* oraz współczynnika *b* od szybkości rozłączania obwodu *V* dla 8,3% mieszaniny metanu i powietrza:

$$T_p = 3{,}32 \cdot 10^{-4} \cdot V^{-0{,}83}$$
$$b = 0{,}7 \cdot V^{-1{,}14} \cdot e^{-0{,}12 \cdot (\ln V)^2} \tag{4}$$

i 47% mieszaniny wodoru i powietrza:

$$T_p = 1{,}19 \cdot 10^{-4} \cdot V^{-0{,}83}$$
$$b = 0{,}093 \cdot V^{-1{,}3} \cdot e^{-0{,}12 \cdot (\ln V)^2} \tag{5}$$

Uzyskane zależności analityczne współczynników *k*, *b* i okresu *Tp* od szybkości rozłączania obwodu *V* pozwalają na uzyskanie wartości energii zapłonu dla odpowiednich mieszanin gazów przy dowolnych wartościach szybkości z całego zakresu jej zmian.

Definicja optymalnej szybkości rozłączania obwodu może być również wykorzystana do zwiększenia prawdopodobieństwa utrzymania iskrobezpieczeństwa.

Wnioski

Dla 8,3% mieszaniny metanu i powietrza oraz 47% mieszaniny wodoru i powietrza uzyskano zależności minimalnej energii zapłonu od czasu trwania wyładowania i szybkości rozłączania obwodu, które mogą zostać wykorzystane do oceny zdolności do zapłonu przez wyładowania podczas oceny iskrobezpieczeństwa obwodu elektrycznego, jak również do wyboru optymalnej szybkości przełączania podczas eksperymentalnej oceny iskrobezpieczeństwa. Obliczanie iskrobezpieczeństwa obwodów elektrycznych jest uproszczone i po raz pierwszy na świecie może być wykorzystane do celów inżynierskich. Umożliwi to znaczne skrócenie czasu koniecznego do opracowania iskrobezpiecznych urządzeń elektrycznych i polepszenie wiarygodności oceny.

Literatura

1. GOST 22782.5-78. Intrinsically safe explosion-proof electric equipment. Technical requirements and test methods; Introd. since 01.07.82 – Moscow: Standartizdat. – 1982 – 70 p.
2. GOST P 51330.10-99 Explosion-proof electric equipment. Part 11. Intrinsically safe electric circuit "i"; Introd. since 01.01.2001 – Moscow: Gosstandart Rossii. – 2000 – 118 p.
3. Yerygin A.T., Trembitsky A.L., Yakovlev V.P. Electric circuit intrinsic safety assessment methods. – Moscow: Nauka. – 1984 – 256 p.

ZASTOSOWANIE TECHNOLOGII WYŁADOWAŃ IMPULSOWYCH W CZASIE AKCJI RATOWANIA GÓRNIKÓW UWIĘZIONYCH W ZWAŁOWISKU

Anatoly G. MNUKHIN, Alexander M. BRYUKHANOV

Streszczenie. W referacie omówiono zastosowanie technologii wyładowań impulsowych w czasie akcji ratowania górników uwięzionych w zwałowisku. Dla przemysłu górniczego istotne jest opracowanie technologii szybkiego usuwania zwału bloków skalnych i drążenia tuneli o niewielkim przekroju, aby ułatwić górnikom wydostanie się z pułapki.

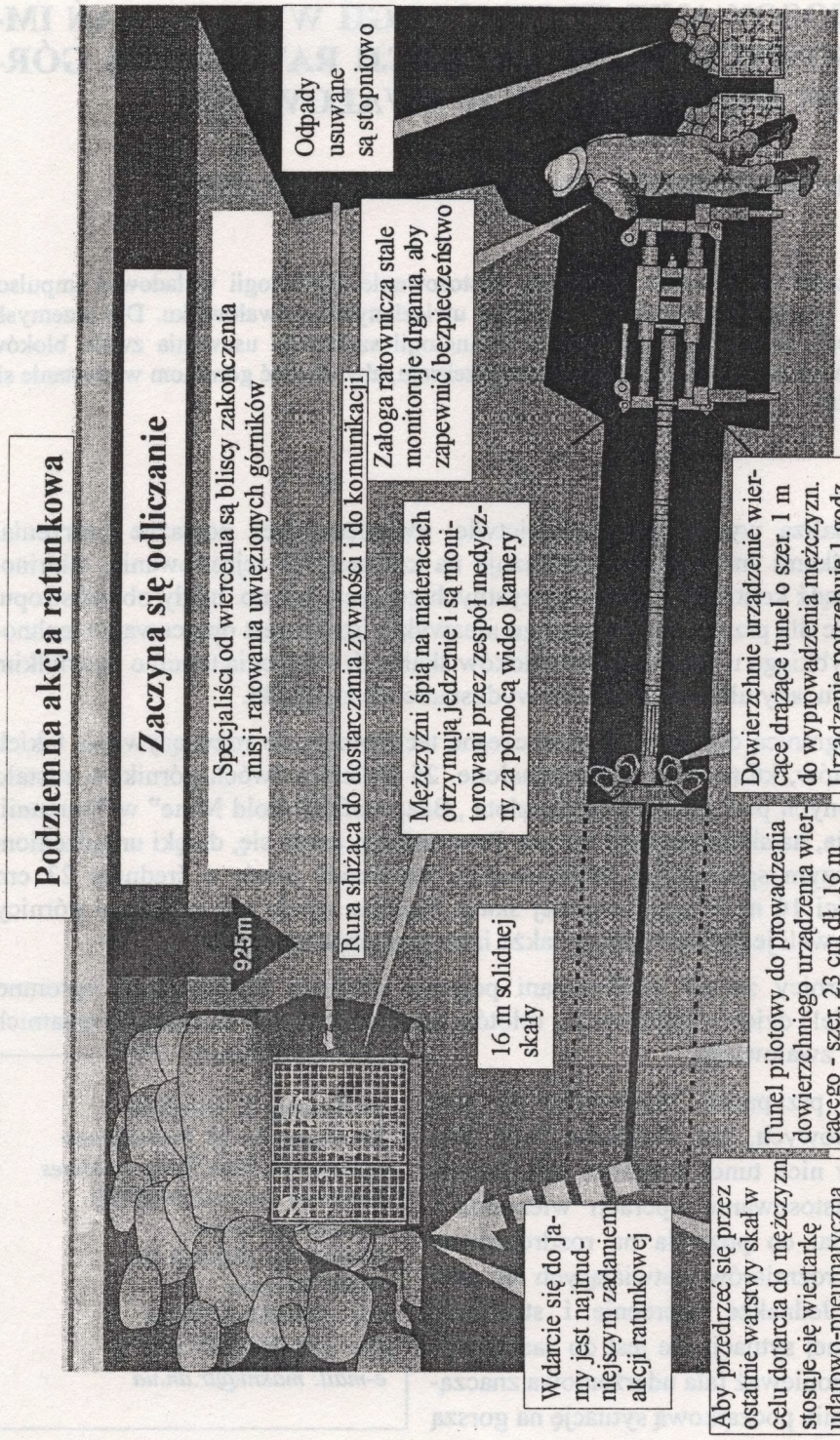
Analiza wypadków w górnictwie, uwzględniająca poważne zdarzenia, z wypadkami śmiertelnymi, wskazuje na konieczność rejestrowania, eliminowania bądź kontrolowania niekorzystnych zdarzeń, jak np. nagły obwał stropu. Tak więc dla przemysłu górniczego niezwykle istotne jest opracowanie technologii szybkiego usuwania zwału bloków skalnych i drążenia tuneli o niewielkim przekroju, aby ułatwić górnikom wydostanie się z pułapki.

Zagranicą dostępne są nowoczesne technologie do rozwiązywania takich problemów, które stale są doskonalone. 25 kwietnia dwóch górników zostało uwięzionych pod ziemią kopalni złota „Beaconsfield Gold Mine" w Tasmanii, Australia, na skutek zawału stropu. Ratownikom udało się, dzięki urządzeniom wiertniczym specjalnego zastosowania, wywiercić otwór o średnicy 23 cm i długości 16 m w super twardej skale. Poprzez otwór ten uwięzieni górnicy otrzymywali jedzenie i picie, a także inne potrzebne rzeczy.

Górnicy zostali ewakuowani poprzez pionowy otwór (mieli ogromne szczęście!) dzięki zastosowaniu młotów pneumatycznych do rozbicia ostatnich metrów zwałowiska.

W przypadku zwałowiska ze skał nadmiarowych, ich kruszenie bądź drążenie w nich tuneli możliwe jest jedynie przy zastosowaniu operacji wiercenia i strzelania, co pozwala na rozdrobnienie skał do rozmiarów ułatwiających ich usunięcie. Jednakże wiercenie i strzelanie w opisanej sytuacji nie jest do zaakceptowania, ponieważ fala uderzeniowa znacząco zmienia początkową sytuację na gorszą

Dr Anatoly G. Mnukhin
Dr Alexander M. Bryukhanov
Makeyevka State Safety in Mines Research Institute (MakNII)
60 Likhacheva Str.
Makeyevka, Donetsk Reg.
86108 Ukraine
tel.: +38-062-3296234
fax: +38-062-3221900
e-mail: makni@tr.dn.ua



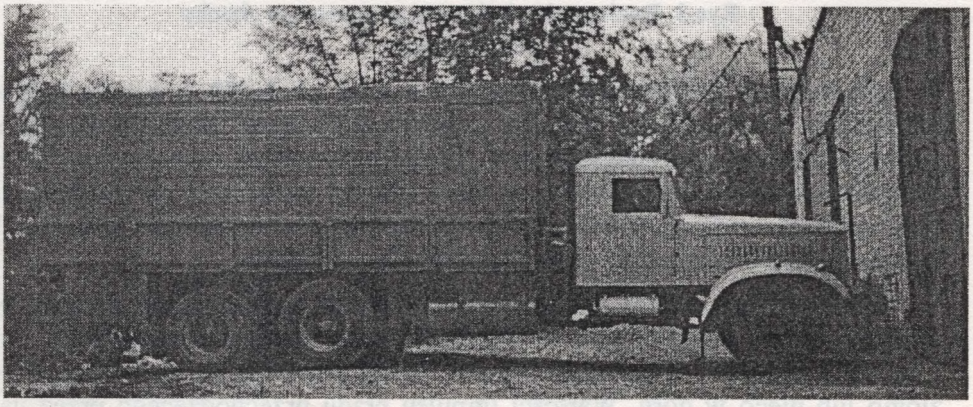
Rys.1. Podziemna akcja ratownicza w Australii

wstrząsając otaczające warstwy i ułatwiając tym samym emisję trujących gazów, pomimo wcześniejszych odpowiednich zabezpieczeń. W tej sytuacji koszt operacji ratunkowej wzrasta, a co gorsza czas takiej operacji znacznie się wydłuża.

Jako alternatywę dla operacji wiercenia/strzelania oraz innych operacji do rozbijania nadmiarowych skał w przypadku akcji ratunkowej w podziemnych wyrobiskach górniczych, zwłaszcza, kiedy mamy mało czasu do dyspozycji, można zastosować metodę impulsowych wyładowań elektrycznych. Technologia ta w skrócie przedstawia się następująco. Otwór o niewielkiej średnicy (40÷45 mm) drążony jest tradycyjnymi narzędziami do głębokości 0,7 m i wypełniany wodą. Następnie do otworu wprowadza się system elektrod z/bez uszczelnienia i podłącza się go za pomocą kabla współosiowego do generatora prądu impulsowego instalacji *Impulsowej*. Napięcie podawane z generatora na system elektrod powoduje praktycznie natychmiastowo wyładowanie dielektryczne w układzie elektrod. W miejscu wyładowania elektrycznego w wodzie tworzy się pustka gaz–para, która jest źródłem mocnego impulsu ciśnienia $(1{,}0 \div 1{,}5) \cdot 10^4$ atm. Amplituda impulsu ciśnienia jest wyższa niż wytrzymałość na rozciąganie jakiejkolwiek skały, co zapewnia kontrolowane rozbicie skał. Kruszenie skał przebiega łagodnie bez odprysków i wstrząsów otaczających warstw. Technologia ta nie emituje żadnych toksycznych, kancerogennych i szkodliwych substancji, ani też nie generuje pyłu. Należy zaznaczyć, że niewielkie rozmiary elementów roboczych urządzenia pozwalają na zastosowanie tej technologii w trudno dostępnych miejscach. Tak więc technologia ta ogranicza się jedynie do wywiercenia otworu o określonej geometrii.

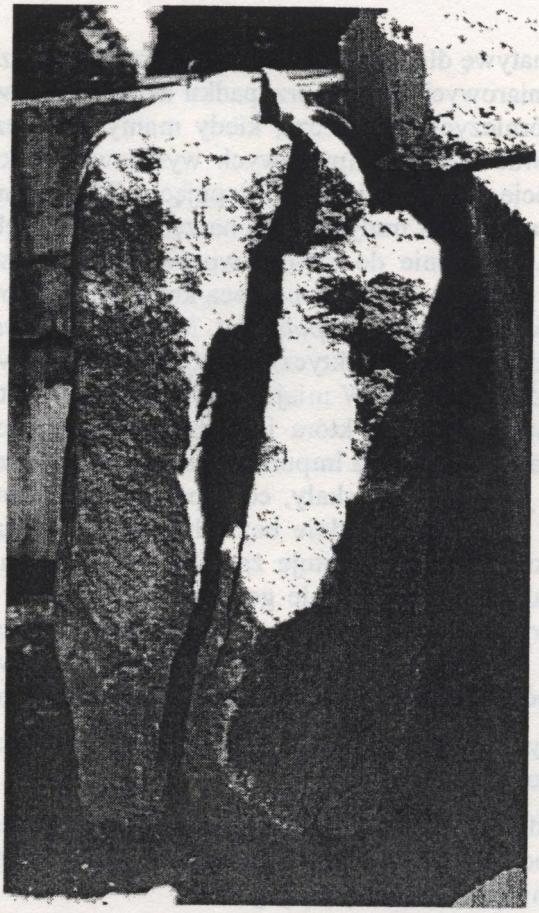
Rozważmy teraz możliwości zastosowanie powyższej technologii dla zastosowania podanego powyżej.

Elektrohydrauliczne urządzenie *Impuls 4* [1] (rys. 2) zamontowane na podwoziu samochodu KRAZ 252-B-1 pracowało w różnych zakładach przemysłowych na Ukrainie przez kilka tysięcy godzin.



Rys.2. Elektrohydrauliczne urządzenie zamontowane na podwoziu samochodu KRAZ

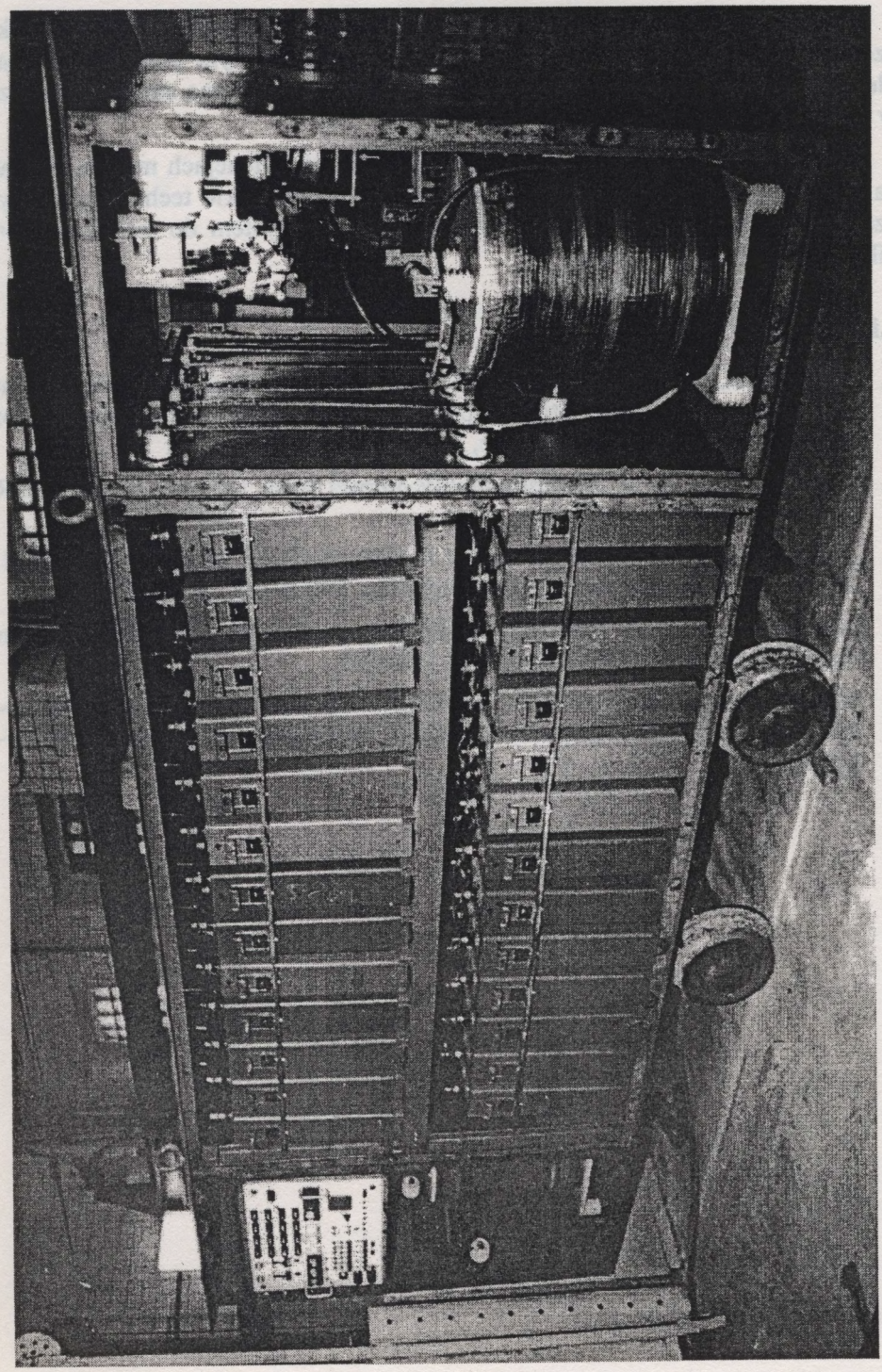
Kiedy urządzenie pracuje na powierzchni, kabel wydłużony jest do 1000 m i pozwala na łatwe i szybkie rozbicie wyjątkowo twardych bloków np. piaskowiec o twardości 8÷10 w skali Protodyakonova (rys. 3).



Rys.3. Rozłupanie piaskowca za pomocą wybuchu elektrycznego

Ekwiwalent Trójnitrotoluolu układu wynosi około 50 g, a czas między włączeniem i wyłączeniem impulsu wynosi kilka sekund. Prototyp urządzenia został przebadany pod ziemią (rys. 4). Urządzenie zostało zastosowane do rozdrabniania bloków węgiel/beton, a także bloków piaskowca na powierzchni oraz warstwy węgla po ziemią. Próby udowodniły, że technologia ta jest efektywna w przypadku zastosowania w przemyśle górniczym.

Uszczelnienie wodne [2] urządzenia pozwala wygenerować początkowe ciśnienie cieczy do 300 atm w obiekcie, który ma być rozdrabniany i do $1{,}5 \cdot 10^4$atm ciśnienia roboczego impulsu, kiedy elektrody są umieszczone poziomo lub nieco w górę. Wartości impulsu prądu przechodzącego przez uszczelnienie wodne wynosi $1{,}5 \cdot 10^4 \div 2{,}0 \cdot 10^4$ A.



Rys.4. Prototyp urządzenia *Impulse 4* dla kopalń

Podstawowe funkcje układu realizowane są dzięki elektrodom o zwiększonej żywotności (do 2000 impulsów przy maksymalnym prądzie) [3] oraz elektrodom „utrzymującym" w trakcie wyładowania aktywną strefę w otworze w zakresie do kilku metrów [4].

Techniki działania w nagłych niebezpiecznych sytuacjach można uważać za dopracowane [5]. Trzeba jedynie zgromadzić wszystkie technologie dotyczące elektrohydrauliki, aby stworzyć nowoczesny system do ratowania górników uwięzionych w zawale.

Literatura

1. Mnukhin A.G., Yemelyanenko V.I., Goroshko I. P. et al. The development of a multipurpose installation Impulse 4. – Proceedings of the Academy of Engineering Sciences of Ukraine, 2001.1 (12), pp.3-8.
2. Mnukhin A.G. et al. Electrohydraulic-impact plant for rock strata. USSR A.C. No 1584484.
3. Poluyansky S.A., Yemelyanenko V.I., Kolesov O.A., Mnukhin A.G. et al. An electrode system for rock disintegration. USSR A.C. No 1297553.
4. Mnukhin A.G. et al. Electrohydraulic-impact plant for rock disintegration through a borehole. USSR A.C. No 1124632.
5. Mnukhin A.G., Nasonov S.V., Mnukhin V.A. The application of electrohydraulic effect in emergency situations. Industrial safety, No 4, 2001. – pp. 33-41.

MOŻLIWOŚCI ZASTOSOWANIA METOD ZARZĄDZANIA WIEDZĄ W PROCESIE REKONSTRUKCJI PRZEBIEGU WYPADKÓW W GÓRNICTWIE

Teodor WINKLER, Szczepan BOJARA, Wojciech ŚWIECA

Streszczenie. W referacie opisano analizę badań powypadkowych, prowadzonych w Urzędach Górniczych. Zaproponowano ramowy dokument powypadkowy. Zawartość tego dokumentu może być pomocna m.in. w wizualizacji rekonstrukcji wypadków. Opisano możliwości przedstawienia wiedzy pozyskanej za pomocą ramowych dokumentów powypadkowych w formie ontologii.

1. Podstawowe pojęcia z dziedziny zarządzania wiedzą

Obecnie komputery są z powodzeniem stosowane niemal w każdej dziedzinie naszego życia. Pomimo tak ogromnego zakresu stosowania technik komputerowych, jednak nie wszystkie dziedziny są równo podatne na wspomaganie komputerowe. Dziedzinami, które stosunkowo trudno poddają się procesowi komputeryzacji, są czynności intelektualne specyficzne dla człowieka, potocznie określane jako: innowacyjność, twórcze myślenie.

Od szeregu lat wiele zespołów badawczych pracuje nad opracowaniem narzędzi, których zadaniem jest pozyskiwanie, utrwalanie i zapewnienie możliwości późniejszego wykorzystania wiedzy [6]. Działania te wchodzą w zakres *zarządzania wiedzą.*

W procesach zarządzania wiedzą można wyróżnić następujące etapy:

- pozyskiwanie wiedzy,
- gromadzenie wiedzy,
- reprezentacja wiedzy,
- wykorzystanie wiedzy.

Pojęcia podstawowe z dziedziny *zarządzania wiedzą* opisano w tabeli 1.

Prof.dr hab.inż. Teodor Winkler
Mgr inż. Szczepan Bojara
Mgr inż. Wojciech Świeca
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
Laboratorium Metod Modelowania i Ergonomii
ul. Pszczyńska 37
44-101 Gliwice
tel.: 032 2374362
e-mail: twinkler@komag.eu
e-mail: sbojara@komag.eu
e-mail: wswieca@komag.eu

2. Pozyskiwanie wiedzy w procesach badań powypadkowych

W fazie pozyskiwania wiedzy przeprowadzono klasyfikację dokumentów powypadkowych oraz analizę ich zawartości informacyjnej.

Podstawowe pojęcia z dziedziny zarządzania wiedzą

Tabela 1

Wiedza	Dane nie tylko posiadające swoje znaczenie, ale połączone dodatkowymi relacjami ponad i między kontekstami, np.: relacją z opisem sposobu zastosowania tych danych [6].
Pozyskiwanie wiedzy	Wiedzę można pozyskiwać od ekspertów, na podstawie obserwacji, rejestracji, badań, pomiarów, itp.
Gromadzenie wiedzy	Wiedza może być gromadzona w formie dokumentów tekstowych, materiałów multimedialnych, w repozytoriach wiedzy.
Reprezentacja wiedzy	Wiedza może być reprezentowana w postaci tekstowej, multimedialnej, dźwiękowej.
Wykorzystanie wiedzy	Wiedzę można wykorzystać w celach szkoleniowych, informacyjnych, statystycznych, porównawczych, itp.

Przebieg badań powypadkowych oraz rodzaje wypadków, które podlegają badaniom powypadkowym przewidziany jest w „Regulaminie organizacyjnym Okręgowych Urzędów Górniczych oraz Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych", z dnia 1 lipca 2005 r.

Badania powypadkowe są przeprowadzane w razie zaistnienia wypadków [5, 7]:

a) śmiertelnych,

b) zbiorowych,

c) ciężkich, które spowodowały:
- utratę kończyny,
- uszkodzenie kręgosłupa,
- uszkodzenie miednicy,
- uraz czaszki lub inne ciężkie uszkodzenia głowy,
- uszkodzenie lub utratę gałki ocznej,
- oparzenia II stopnia obejmujące ponad 30% powierzchni ciała,
- oparzenia III stopnia obejmujące ponad 10% powierzchni ciała.

d) wszystkich zaistniałych pod wpływem:
- zawału,
- tąpnięcia,
- zapalenia lub wybuchu metanu, względnie pyłu węglowego,
- wyrzutów gazów lub skał,
- erupcji płynu złożowego,
- wdarcia się wody lub kurzawki,
- utraty stateczności skarp,
- katastrofy budowlanej oraz pożarów pod ziemią i na powierzchni (niezależnie od rodzaju i stopnia uszkodzenia ciała).

e) powstałych w związku z:
- robotami strzałowymi i użyciem środków strzałowych,
- porażeniem prądem elektrycznym i poparzeniem łukiem elektrycznym,
- przebywaniem w atmosferze nie nadającej się do oddychania,
- wybuchem zbiorników lub urządzeń pod ciśnieniem,
- pracą w aparacie ratowniczym.

Inne wypadki podlegają badaniom według uznania dyrektora urzędu górniczego.

Po otrzymaniu zawiadomienia o wypadku, dyrektor właściwego Urzędu Górniczego lub osoba upoważniona przeprowadzają badania powypadkowe. Z zawiadomienia sporządzana jest notatka w postaci telefonogramu. Badania zmierzają do ustalenia przyczyn wypadku, poprzez [7]:
- wszechstronne wyjaśnienie jego okoliczności drogą zbierania potrzebnych informacji i dowodów,
- ustalenia naruszonych przepisów oraz osób odpowiedzialnych za ich naruszenie.

W trakcie badań powypadkowych tworzone są dokumenty, gromadzone są materiały faktograficzne, które następnie wchodzą w skład akt powypadkowych.

Bezpośrednio po rozpoczęciu badań powypadkowych prowadzone są oględziny miejsca wypadku, w trakcie których zabezpieczane są wszelkie ślady i dowody. Na podstawie oględzin miejsca wypadku sporządzany jest protokół oraz tworzona jest dokumentacja powypadkowa, na którą składają się:
- rysunki, mapy, szkice, fotografie,
- ekspertyzy maszyn, urządzeń, narzędzi,
- wyniki monitoringu zagrożeń mających wpływ na wypadek,
- protokoły z posiedzeń kopalnianych zespołów do spraw zagrożeń,
- ewentualne protokoły sekcji zwłok,
- analizy próbek krwi.

Kolejnymi dokumentami jakie powstają w toku badań powypadkowych są protokoły:
- przesłuchania poszkodowanego,
- przesłuchania świadków wypadku,
- przesłuchania obwinionych o popełnienie wykroczenia,
- przesłuchania stron.

Zbierane są także informacje o poszkodowanym w zakresie:
- stwierdzonej przez lekarza przydatności do pracy,
- okresowych badaniach lekarskich i psychologicznych,
- posiadanych kwalifikacjach,
- szkoleń wstępnych i okresowych,

- pracy w godzinach nadliczbowych,
- czasu dojazdu do pracy i środków lokomocji.

Na podstawie badań powypadkowych prowadzący badania opracowuje orzeczenie, które powinno zawierać:

a) oznaczenie urzędu górniczego,
b) miejsce i datę sporządzenia orzeczenia,
c) opis stanu faktycznego z ustaleniem danych dotyczących czasu i miejsca wypadku, innych istotnych okoliczności mających miejsce przed, w czasie i po wypadku,
d) dane o poszkodowanym,
e) opis przebiegu akcji ratowniczej i jej ocenę,
f) ustalenie przyczyn wypadku,
g) określenie naruszonych w związku z wypadkiem przepisów i zasad techniki górniczej,
h) wskazanie osób odpowiedzialnych za naruszenie przepisów,
i) wnioski zmierzające do zapobieżenia podobnym wypadkom w przyszłości.

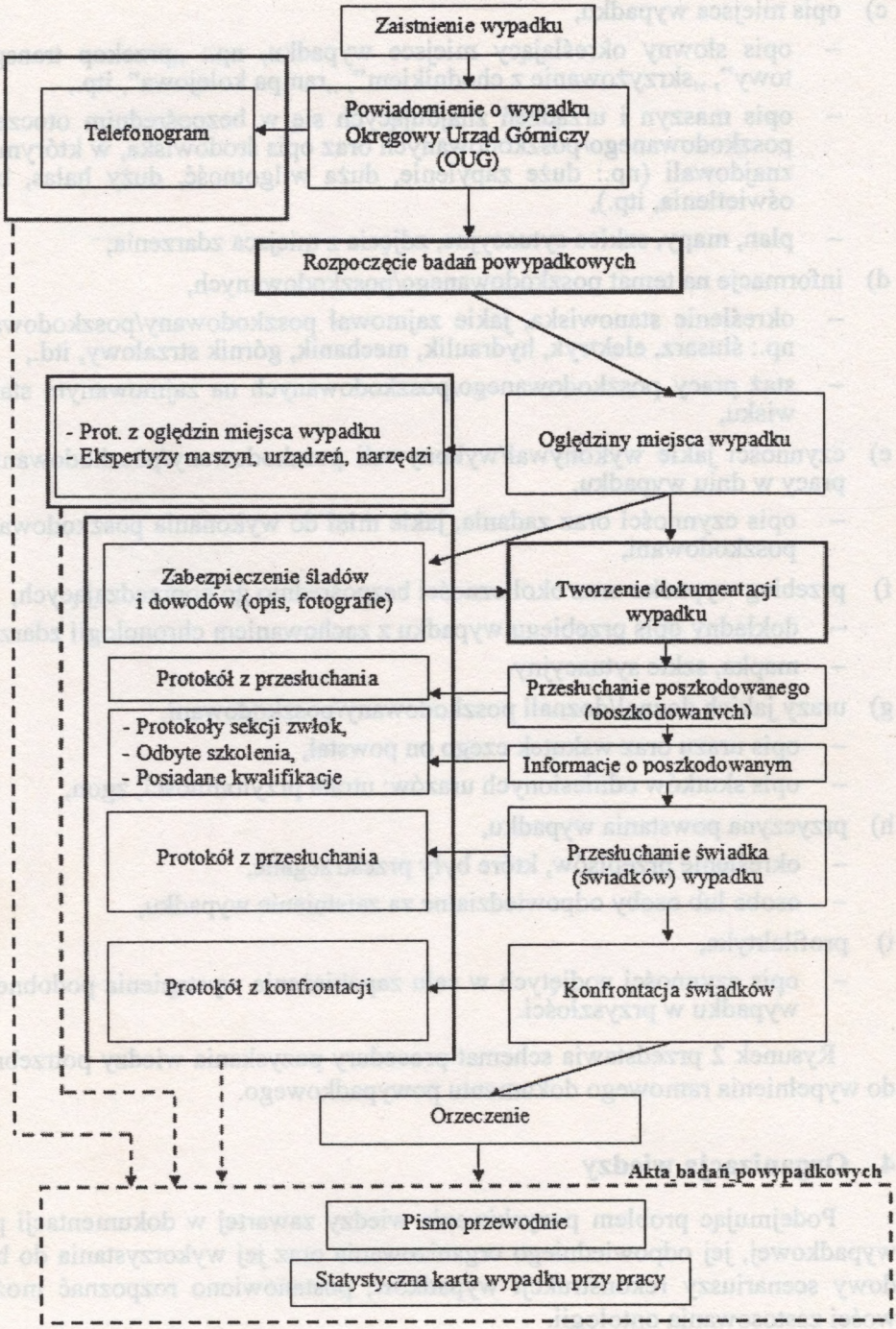
Do orzeczenia dołącza się pismo przewodnie, statystyczną kartę wypadku przy pracy oraz dokumentację wypadku. Rysunek 1 przedstawia opis procedury tworzenia dokumentacji powypadkowej, jakie ma miejsce w trakcie badań powypadkowych.

3. Porządkowanie wiedzy pozyskanej w procedurach badań powypadkowych

Na podstawie przeprowadzonych analiz procedur badań powypadkowych prowadzonych w Urzędach Górniczych przystąpiono do porządkowania pozyskanej wiedzy. Zaproponowano w tym celu ramowy dokument powypadkowy. Ramowy dokument powypadkowy tworzony był z myślą o wykorzystaniu zawartej w nim wiedzy do wspomagania tworzenia scenariuszy wizualizacji przebiegu wypadków w górnictwie.

Ramowy dokument powypadkowy powinien zawierać następujące informacje:

a) nazwa wypadku
   - nazwa kopalni, w której wypadek się wydarzył,
   - numer identyfikacyjny wypadku,
b) czas zaistnienia wypadku,
   - data i godzina wypadku,
   - zmiana, na której wydarzył się wypadek, wraz z podaniem czasu trwania tej zmiany,



Rys.1. Opis procedury tworzenia dokumentacji powypadkowej [1]

c) opis miejsca wypadku,
   - opis słowny określający miejsce wypadku, np.: „przekop transportowy", „skrzyżowanie z chodnikiem", „rampa kolejowa", itp.,
   - opis maszyn i urządzeń znajdujących się w bezpośrednim otoczeniu poszkodowanego/poszkodowanych oraz opis środowiska, w którym się znajdowali (np.: duże zapylenie, duża wilgotność, duży hałas, brak oświetlenia, itp.),
   - plan, mapy, szkice sytuacyjne, zdjęcia z miejsca zdarzenia,

d) informacje na temat poszkodowanego/poszkodowanych,
   - określenie stanowiska, jakie zajmował poszkodowany/poszkodowani, np.: ślusarz, elektryk, hydraulik, mechanik, górnik strzałowy, itd.,
   - staż pracy poszkodowanego/poszkodowanych na zajmowanym stanowisku,

e) czynności jakie wykonywał/wykonywali poszkodowany/poszkodowani w pracy w dniu wypadku,
   - opis czynności oraz zadania, jakie miał do wykonania poszkodowany/poszkodowani,

f) przebieg wypadku oraz okoliczności bezpośrednio go poprzedzających,
   - dokładny opis przebiegu wypadku z zachowaniem chronologii zdarzeń,
   - mapka, szkic sytuacyjny,

g) urazy jakich doznał/doznali poszkodowany/poszkodowani,
   - opis urazu oraz wskutek czego on powstał,
   - opis skutków odniesionych urazów: utrata przytomności, zgon,

h) przyczyna powstania wypadku,
   - określenie przepisów, które były przestrzegane,
   - osoba lub osoby odpowiedzialne za zaistnienie wypadku,

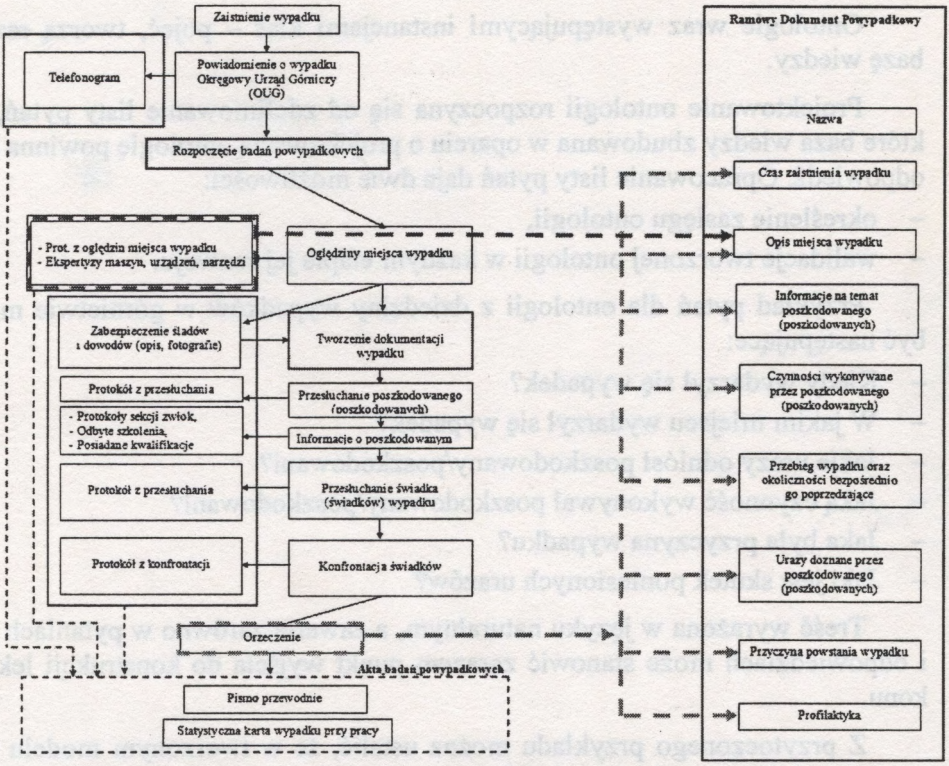
i) profilaktyka,
   - opis czynności podjętych w celu zapobieżenia wystąpienia podobnego wypadku w przyszłości.

Rysunek 2 przedstawia schemat procedury pozyskania wiedzy potrzebnej do wypełnienia ramowego dokumentu powypadkowego.

4. Organizacja wiedzy

Podejmując problem pozyskiwania wiedzy zawartej w dokumentacji powypadkowej, jej odpowiedniego organizowania oraz jej wykorzystania do budowy scenariuszy rekonstrukcji wypadków, postanowiono rozpoznać możliwości zastosowania ontologii.

Ontologia jest sposobem opisu modelu wiedzy, w celu późniejszego jej wykorzystania.



Rys.2. Schemat procedury pozyskiwania danych do ramowego dokumentu powypadkowego [1]

Podczas projektowania ontologii dokonuje się *kategoryzacji* i *hierarchizacji* pojęć. Pojęcia z opisywanej dziedziny, posiadające wspólne cechy grupowane są pod wspólną nazwą (klasą), z których tworzone są klasy obiektów (*kategoryzacja*). Tak utworzone klasy są następnie umieszczane w *strukturze hierarchicznej* [9]. Najczęściej model wiedzy służący do budowy ontologii oparty jest na *ramach*, które stanowią podstawę konstrukcji ontologii [2].

Model wiedzy może wykorzystywać kilka typów ram: *klasy, sloty, instancje*.

Podstawowe pojęcia z dziedziny ontologii opisano w tabeli 2.

Podstawowe pojęcia z dziedziny ontologii [2]

Tabela 2

Klasy	Definiowane są jako zbiory *encji* i często utożsamiane są z terminem pojęć (ang. *concepts*).
Sloty	Zwane także równie klatkami, są ramami przechowującymi pewne właściwości obiektów z klasy.
Instancje	Stanowią elementy zbioru klas. Klasy mogą mieć strukturę hierarchiczną. Zawierają one *taksonomię hierarchii* dziedziczenia.

Ontologie wraz występującymi instancjami klas – pojęć, tworzą razem bazę wiedzy.

Projektowanie ontologii rozpoczyna się od zdefiniowanie listy pytań, na które baza wiedzy zbudowana w oparciu o projektowaną ontologię powinna dać odpowiedź. Opracowanie listy pytań daje dwie możliwości:

- określenie zasięgu ontologii,
- walidacje tworzonej ontologii w każdym etapie jej rozwoju.

Przykład pytań dla ontologii z dziedziny wypadków w górnictwie mogą być następujące:

- Kiedy wydarzył się wypadek?
- W jakim miejscu wydarzył się wypadek?
- Jakie urazy odniósł poszkodowany/poszkodowani?
- Jaką czynność wykonywał poszkodowany/poszkodowani?
- Jaka była przyczyna wypadku?
- Jaki jest skutek poniesionych urazów?

Treść wyrażona w języku naturalnym, a zawarta zarówno w pytaniach jak i odpowiedziach może stanowić zarazem punkt wyjścia do konstrukcji leksykonu.

Z przytoczonego przykładu można ustalić, że w tworzonym modelu powinny znaleźć się takie pojęcia jak: wypadek, uraz, poszkodowany, poszkodowani, przyczyna oraz takie relacje jak: „miejsce wypadku", „przyczyna wypadku", „czynność wykonywana" czy też „stanowisko pracy".

Mając zdefiniowany zasięg, można przystąpić do właściwego procesu budowania ontologii. Czyli zdefiniowania listy wyrażeń, zwrotów, określeń istotnych dla danej dziedziny wypadków oraz dla konkretnego kontekstu zastosowania. Z istniejącej listy należy opracować leksykon, który będzie zawierał pojęcia wykorzystywane przez ontologię, np.:

- wybuch metanu,
- pożar,
- śmierć,
- utrata wzroku itd.

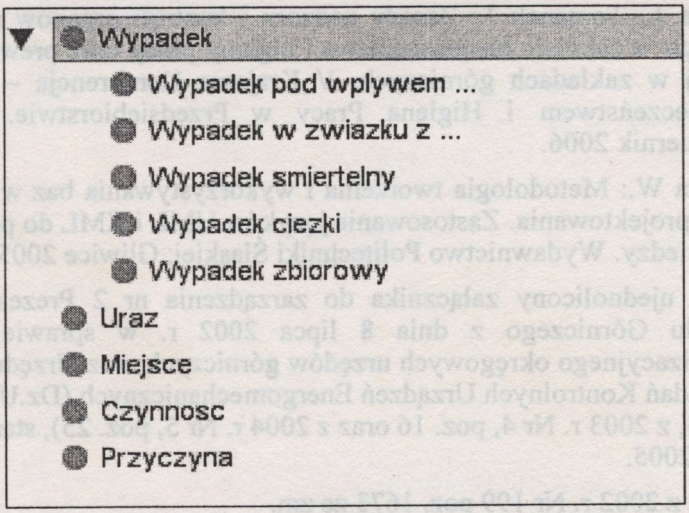
Zawarte w leksykonie pojęcia podzielono na grupy (kategoryzacja) zawierające terminy zbliżone do siebie znaczeniowo. Potencjalnie będą one stanowić jedno pojęcie. Grupy pojęć użyte w leksykonie z dziedziny wypadków w górnictwie pokazano w tabeli 3.

Z tak pogrupowanych pojęć budowana jest ontologia, którą pokazano na rysunku 3 w postaci drzewa hierarchii klas kategoryzującego pojęcia z dziedziny wypadków w górnictwie.

Grupy pojęć użytych w leksykonie z dziedziny wypadków w górnictwie

Tabela 3

pod wpływem	Wypadki, które wystąpiły pod wpływem czynników zewnętrznych, np: zawał, tąpnięcie, zapalenie lub wybuch metanu względnie pyłu węglowego, wyrzutu gazów lub skał, erupcji pyłu złożowego, wdarcia się wody lub kurzawki, utraty stateczności skarp, katastrofy budowlanej oraz pożarów pod ziemią i na powierzchni [7].
w związku	Wypadki, które wystąpiły w związku z pracą aktualnie wykonywaną: robotami strzałowymi i użyciem środków strzałowych, porażeniem prądem elektrycznym i poparzeniem lukiem elektrycznym, przebywaniem w atmosferze nie nadającej się do oddychania, wybuchem zbiorników lub urządzeń pod ciśnieniem, praca w aparacie ratowniczym [7].
śmiertelny	Za śmiertelny wypadek przy pracy uważa się wypadek, w wyniku którego nastąpiła śmierć w okresie nie przekraczającym 6 miesięcy od dnia wypadku [8].
ciężki	Za ciężki wypadek przy pracy uważa się wypadek, w wyniku którego nastąpiło ciężkie uszkodzenie ciała, takie jak: utrata wzroku, słuchu, mowy, zdolności rozrodczej lub inne uszkodzenie ciała albo rozstrój zdrowia, naruszające podstawowe funkcje organizmu, a także choroba nieuleczalna lub zagrażająca życiu, trwała choroba psychiczna, całkowita lub częściowa niezdolność do pracy w zawodzie albo trwałe, istotne zeszpecenie lub zniekształcenie ciała [8].
zbiorowy	Za zbiorowy wypadek przy pracy uważa się wypadek, któremu w wyniku tego samego zdarzenia uległy co najmniej dwie osoby [8].



Rys.3. Widok drzewa hierarchii klas kategoryzującego pojęcia z dziedziny wypadków w górnictwie

Proponowany ramowy dokument powypadkowy oraz ontologia są elementami bazy wiedzy o wypadkach zaistniałych w górnictwie.

5. Wnioski

W referacie omówiono możliwości pozyskania i uporządkowania wiedzy z zakresu badań powypadkowych. W tym celu przeprowadzono analizę procesu badań powypadkowych prowadzonych w Urzędach Górniczych. Zbadano strukturę i zawartość informacyjną dokumentacji powypadkowej. Przedstawiono propozycję struktury ramowego dokumentu powypadkowego oraz sposób pozyskiwania danych potrzebnych do jego wypełnienia. Na podstawie ramowego dokumentu i przeprowadzonych analiz, przedstawiono propozycję ontologii z dziedziny wypadków w górnictwie.

Literatura

1. Bojara S., Jaszczyk Ł., Chuchnowski W., Świeca W.: Badanie możliwości zastosowania języka UML w celu projektowania narzędzi wspomagających proces tworzenia wizualizacji wypadków w górnictwie. Praca badawcza nie publikowana E/BDM-5103. CMG KOMAG Gliwice, wrzesień 2006.
2. Bassara A.: I weź tu się dogadaj – ontologie. Gazeta IT nr 1(20), styczeń 2004.
3. Breitman K., Prado Leite J.: Ontology as a Requirements Engineering Product http://protege.stanford.edu, 2003.
4. Maedche A., Saab S.: Ontology for Semantic Web, Institute AIFB, Karlsruhe, Germany, http://gunter.smeal.psu.edu/maedche01ontology.html
5. Migda J., Tomanek J.: Zasady nadzoru i kontroli organów nadzoru górniczego w zakresie bezpieczeństwa i higieny pracy oraz prewencji wypadkowej w zakładach górniczych. V Krajowa Konferencja – Zarządzanie Bezpieczeństwem i Higieną Pracy w Przedsiębiorstwie. Toruń, 2-3 październik 2006.
6. Skarka W.: Metodologia tworzenia i wykorzystywania baz wiedzy w procesie projektowania. Zastosowanie języków UML i XML do projektowania baz wiedzy. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
7. Tekst ujednolicony załącznika do zarządzenia nr 2 Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego z dnia 8 lipca 2002 r. w sprawie regulaminu organizacyjnego okręgowych urzędów górniczych oraz Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych (Dz.U. WUG Nr 1, poz. 3, z 2003 r. Nr 4, poz. 16 oraz z 2004 r. Nr 5, poz. 25), stan prawny – 1 lipca 2005.
8. Dz.U. z 2002 r. Nr 199 poz. 1673 ze zm.
9. http://pl.wikipedia.org/wiki/Ontologia

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

KONSTRUKCJE OCHRONNE OPERATORA PRZODKOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH

Marek KALITA, Dariusz PROSTAŃSKI, Emil WYROBEK

Streszczenie. Wprowadzanie w przemyśle górniczym nowych maszyn wiąże się z zapewnieniem odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa operatorów pracujących na tych maszynach. Jednym ze sposobów zwiększenia bezpieczeństwa pracy operatora jest zabezpieczenie go przed obwałami skał ze stropu. W myśl obowiązujących norm i aktów prawnych samobieżne maszyny chodnikowe pracujące w podziemiach kopalń muszą być wyposażone w konstrukcje ochronne operatora. W referacie przedstawiono doświadczenia CMG KOMAG związane z projektowaniem konstrukcji ochronnych operatora. Przedstawiono również akty prawne i normy określające wymagania, jakie stawia się konstrukcjom ochronnym operatora stosowanym w podziemnych wyrobiskach górniczych.

1. Wstęp

Zwiększenie wydajności procesu eksploatacji węgla wymusza konieczność wprowadzania w przemyśle górniczym coraz to nowocześniejszych maszyn z równoczesnym ograniczeniem prac wykonywanych ręcznie.

Oprócz ekonomicznych aspektów mechanizacji robót bardzo ważne jest zapewnienie odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa pracujących załóg górniczych.

Konieczność zapewnienia odpowiedniego bezpieczeństwa prac w podziemnych wyrobiskach górniczych jest podyktowana zagrożeniami, jakie występują podczas normalnej eksploatacji węgla. Są to przede wszystkim obwały skał ze stropu, które bezpośrednio zagrażają życiu operatora maszyny górniczej. W związku z tym samobieżne maszyny chodnikowe pracujące w podziemiach kopalń powinny być tak projektowane, aby istniała możliwość wyposażenia ich w konstrukcje chroniące operatora przed spadającymi przedmiotami, spełniające wymogi FOPS (*Falling-object protective structures*).

Mgr inż. Marek Kalita
Dr inż. Dariusz Prostański
Mgr inż. Emil Wyrobek
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
ul. Pszczyńska 37
44-101 Gliwice
tel.: 032 2374628, 2374662, 2374109
e-mail: mkalita@komag.eu
e-mail: dprostanski@komag.eu

2. Wymagania dotyczące konstrukcji ochronnych operatora

Wymagania dotyczące konstrukcji ochronnych operatora określają przepisy i normy:

- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego I Rady 98/37/WE z dnia 22 czerwca 1998 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do maszyn.
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa wraz z późniejszymi zmianami (Dz.U. Nr 263, poz. 2203).
- Polska Norma PN-ISO 3164:1998: Maszyny do robót ziemnych. Laboratoryjna ocena konstrukcji chroniących operatora. Wymagania dotyczące przestrzeni ochronnej.
- Polska Norma PN-EN 13627:2002: Maszyny do robót ziemnych. Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami. Wymagania i badania laboratoryjne.
- Polska Norma PN-92/G-59001: Samojezdne maszyny górnicze. Konstrukcje chroniące operatora przed obławami skał. Wymagania i badania.
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 124, poz. 862 i 863).

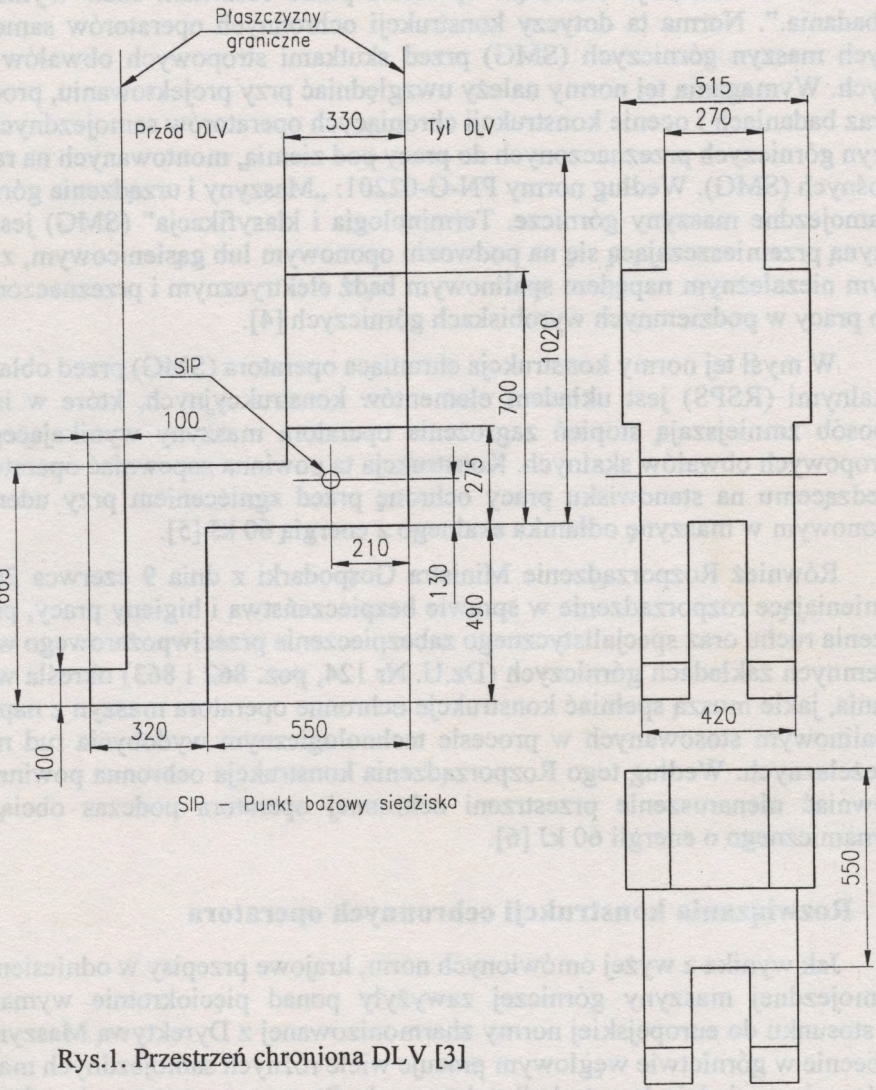
Podstawową normą precyzującą wymagania, jakie musi spełnić konstrukcja ochronna operatora jest zharmonizowana z Dyrektywą Maszynową Polska Norma PN-EN 13627:2002: „Maszyny do robót ziemnych. Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami. Wymagania i badania laboratoryjne". Niniejsza norma przedstawia wymagania dotyczące konstrukcji ochronnych przed spadającymi przedmiotami. Z uwagi na różne klasy i wielkości maszyny, które pracują w różnych warunkach otoczenia norma uwzględnia dwa poziomy kryteriów odbioru oparte na faktycznym zastosowaniu maszyny [2].

W myśl tej normy, jeżeli maszynie, w której znajduje się operator zagrażają spadające przedmioty lub materiały, powinna być ona wyposażona w konstrukcję chroniącą przed spadającymi przedmiotami FOPS [1]. Samojezdne maszyny chodnikowe pracujące w przodkach górniczych narażone mogą być na kontakt z odpadającymi skałami ze stropu z niezabezpieczonych jeszcze obudową części wyrobiska i w związku z tym powinny być wyposażone w odpowiednie konstrukcje ochronne.

Zadaniem konstrukcji chroniącej FOPS jest zapewnienie właściwej ochrony operatora przed spadającymi przedmiotami, których energia nie przekracza 11,6 kJ. Zdolność do pochłonięcia przez konstrukcję ochronną tej energii powinna być potwierdzona badaniami w zakresie odporności na obciążenia udarowe według normy PN-EN 13627:2002 [2].

W przypadku występowania zagrożenia spowodowanego spadającymi skałami, konstrukcja ochronna powinna zapewniać operatorowi odpowiednią przestrzeń tzw. przestrzeń DLV, (*Deflection-limiting volume*), w której nie wystąpią odkształcenia sprężyste i plastyczne. Przestrzeń DLV stanowi „prostopadło-

ścienne odwzorowanie wysokiego, siedzącego mężczyzny-operatora w normalnej odzieży i kasku ochronnym" (rys. 1) [3].



Rys.1. Przestrzeń chroniona DLV [3]

Własności chroniące konstrukcji ochronnej FOPS są oceniane pod kątem jej odporności na uderzenia. Konstrukcja ochronna FOPS powinna być tak zaprojektowana, aby całkowicie pokrywała i zachodziła na pionowy rzut makiety przestrzeni DLV. Podczas badań makieta przestrzeni DLV nie może być naruszona przez konstrukcję ochronną, zarówno przy pierwszym uderzeniu obciążnika, jak i przy następnych uderzeniach. Jeżeli spadający obciążnik spowoduje naruszenie przestrzeni DLV przez konstrukcję ochronną, lub przebije jej poszycie, wówczas uznaje się, że badana konstrukcja nie spełnia wymogów normy [2].

Istnieje również Polska Norma PN-92/M-59001: „Samojezdne maszyny górnicze. Konstrukcje chroniące operatora przed obławami skał. Wymagania i badania.". Norma ta dotyczy konstrukcji ochronnych operatorów samojezdnych maszyn górniczych (SMG) przed skutkami stropowych obwałów skalnych. Wymagania tej normy należy uwzględniać przy projektowaniu, produkcji oraz badaniach i ocenie konstrukcji chroniących operatorów samojezdnych maszyn górniczych przeznaczonych do pracy pod ziemią, montowanych na ramach nośnych (SMG). Według normy PN-G-02201: „Maszyny i urządzenia górnicze. Samojezdne maszyny górnicze. Terminologia i klasyfikacja" (SMG) jest maszyną przemieszczającą się na podwoziu oponowym lub gąsienicowym, z własnym niezależnym napędem spalinowym bądź elektrycznym i przeznaczona jest do pracy w podziemnych wyrobiskach górniczych [4].

W myśl tej normy konstrukcja chroniąca operatora (SMG) przed obławami skalnymi (RSPS) jest układem elementów konstrukcyjnych, które w istotny sposób zmniejszają stopień zagrożenia operatora maszyny wynikającego ze stropowych obwałów skalnych. Konstrukcja ta powinna zapewniać operatorowi siedzącemu na stanowisku pracy ochronę przed zgnieceniem przy uderzeniu pionowym w maszynę odłamka skalnego z energią 60 kJ [5].

Również Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 124, poz. 862 i 863) określa wymagania, jakie muszą spełniać konstrukcje ochronne operatora maszyn z napędem spalinowym stosowanych w procesie technologicznym wydobycia rud metali nieżelaznych. Według tego Rozporządzenia konstrukcja ochronna powinna zapewniać nienaruszenie przestrzeni ochronnej operatora podczas obciążenia dynamicznego o energii 60 kJ [6].

3. Rozwiązania konstrukcji ochronnych operatora

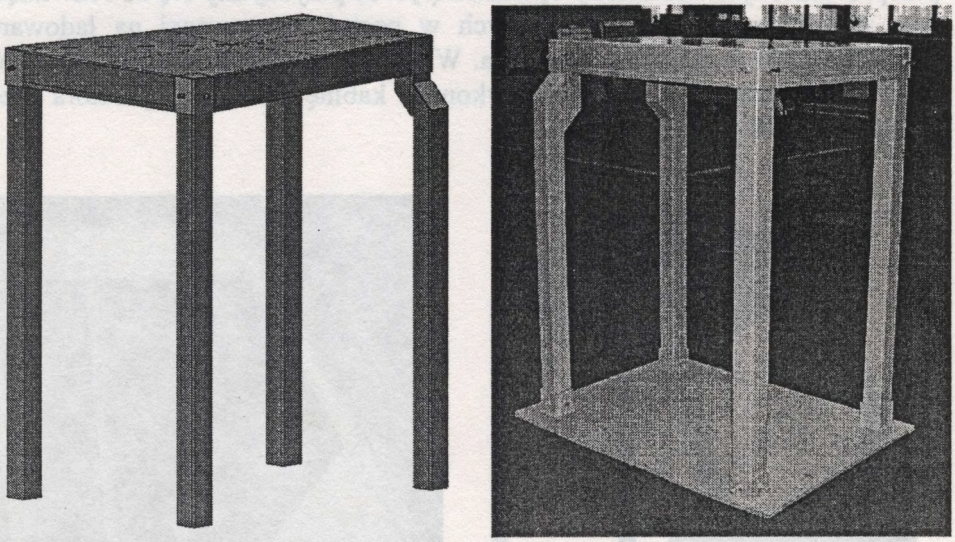
Jak wynika z wyżej omówionych norm, krajowe przepisy w odniesieniu do samojezdnej maszyny górniczej zawyżyły ponad pięciokrotnie wymagania w stosunku do europejskiej normy zharmonizowanej z Dyrektywą Maszynową. Obecnie w górnictwie węglowym pracuje wiele różnych samojezdnych maszyn, które nie posiadają konstrukcji ochronnych. Stwarza to zagrożenie uderzenia operatora spadającymi odłamkami skał pod niezabezpieczonym lub niestabilnie zabezpieczonym stropem. Dotyczy do przede wszystkim maszyn chodnikowych takich, jak ładowarki i wozy wiertnicze, przy zastosowaniu których prowadzona jest eksploatacja w czole przodku. Stosowanie konstrukcji ochronnych projektowanych z pominięciem wymagań ww. norm i aktów prawnych nie gwarantuje właściwego zabezpieczenia przed obwałami i spadającymi odłamkami skał ze stropu.

W Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG projektowane są konstrukcje chroniące operatora z uwzględnieniem obowiązujących norm dotyczących

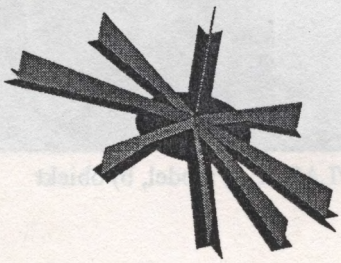
wymagań stawianym konstrukcjom ochronnym. W procesie projektowania powszechnie przeprowadza się obliczenia numeryczne metodą elementów skończonych (MES). Wykorzystywane w projektowaniu konstrukcji ochronnych maszyn górniczych numeryczne metody obliczeniowe pozwalają już w trakcie projektu wstępnego zweryfikować poprawność zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych oraz sprawdzić rozwiązanie pod względem wytrzymałościowym. Takie podejście do projektowania znacznie skraca czas projektowania oraz zmniejsza jego koszty. Zamiast przeprowadzania kosztownych prób stanowiskowych wykonywane są obliczenia wytrzymałościowe (MES). Dodatkową ich zaletą jest możliwość przeprowadzenia dowolnej liczby analiz bez konieczności wykonywania fizycznej konstrukcji. Przykłady takiego podejścia do projektowania konstrukcji ochronnych można odnaleźć w pozycjach literaturowych [7, 8, 9, 10, 11].

Na rysunku 2 pokazano jedną z zaprojektowanych w Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG konstrukcji ochronnych operatora przeznaczoną do zabudowy na ładowarce ŁBT-1200EH/LS-A.

a) b)



Rys.2. Konstrukcja ochronna operatora ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A: a) model, b) obiekt rzeczywisty



Na czterech podporach tworzących trapez w rzucie na płaszczyznę poziomą usytuowano konstrukcję skrzynkową mająca za zadanie chronić przestrzeń operatora. Wspomniana konstrukcja skrzynkowa składa się z poszycia górnego i dolnego, pomiędzy którymi umieszczono promieniście ułożone użebrowanie (rys. 3).

Rys.3. Użebrowanie konstrukcji ochronnej

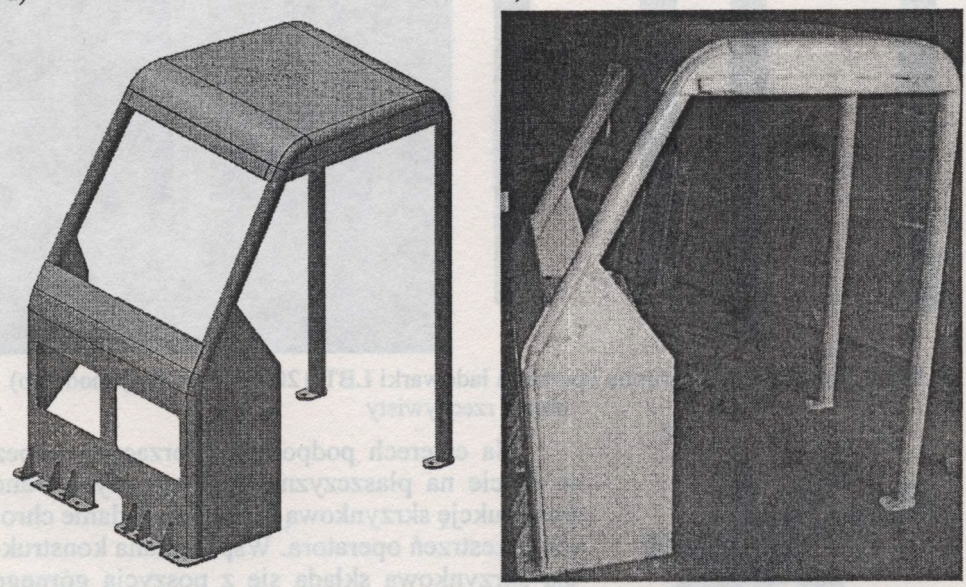
Użebrowanie połączone jest z poszyciem górnym, a w swojej dolnej części ma przyspawaną blachę. Żebra mają największą wysokość na swoich końcach, malejącą w miarę ich zagęszczania, co zapewnia równomierny rozkład naprężeń na całej długości użebrowania. Podczas uderzenia poszycie górne wraz z użebrowaniem poddawane jest zginaniu, przez co pochłania energię uderzenia. Podczas zginania poszycia górnego poszycie dolne osłony operatora poddawane jest rozciąganiu. Z jednej strony rozciąganie, a z drugiej kompensacja go przez rozciąganą blachę poszycia dolnego powodują wytracenie energii uderzenia bez odkształceń poszycia dolnego.

Wielkość deformacji wyznaczona za pomocą badań stanowiskowych i obliczeń numerycznych wykazała poprawność konstrukcji ochronnej operatora z uwagi na jego wymagania wytrzymałościowe FOPS.

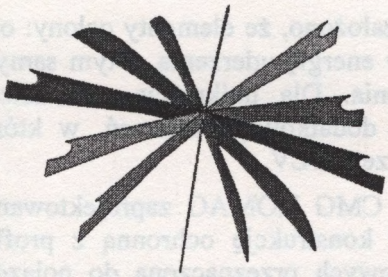
Obliczenia numeryczne pozwoliły już w fazie projektowania na sprawdzenie i zweryfikowanie proponowanych rozwiązań konstrukcyjnych.

Pozytywne wyniki obliczeń numerycznych oraz badań stanowiskowych przeprowadzonych dla osłony operatora (rys. 2) przyczyniły się do rozwinięcia prac projektowych i konstrukcyjnych w postać montowanej na ładowarce ŁBT-1200EH/LS-A kabiny operatora. W wyniku podjętych w CMG KOMAG prac skonstruowano, a następnie wykonano kabinę chroniącą operatora przed skutkami FOPS (rys. 4).

a) b)



Rys.4. Kabina operatora ładowarki ŁBT-1200EH/LAS-A: a) model, b) obiekt rzeczywisty



Kabina operatora pokazana na rysunku 4 podobnie jak omówiona wcześniej osłona operatora (rys. 2) zbudowana jest z poszycia górnego i poszycia dolnego, pomiędzy którymi umieszczono promieniście ułożone użebrowanie (rys. 5).

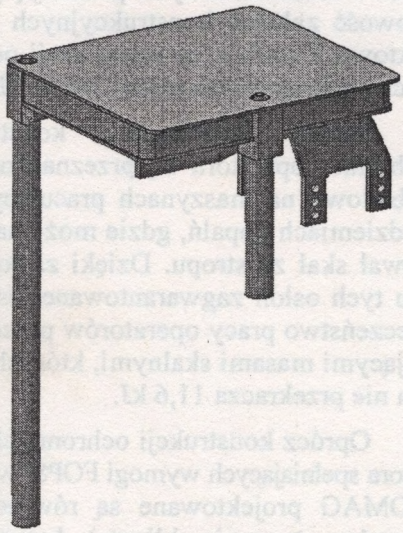
⇐ Rys.5. Użebrowanie kabiny operatora

Otrzymane wyniki obliczeń numerycznych kabiny operatora (podobnie jak osłony według rys. 2) przeprowadzonych w oparciu o warunki obciążenia zgodnie z normą PN-EN 13627:2002 wykazały, że w przestrzeni DLV operatora nie doszło do odkształceń.

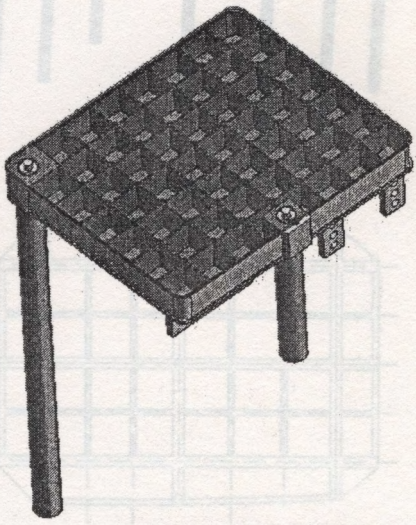
W CMG KOMAG skonstruowano oraz wykonano obliczenia numeryczne według normy PN-EN 13627:2002 innych konstrukcji chroniących operatora przed spadającymi przedmiotami lub materiałami.

Jedna z takich konstrukcji zabudowana jest na samojezdnym wozie *EIMCO 912 End* w KWK „Wujek" (rys. 6).

Konstrukcja osłony składa się z poszycia dolnego oraz górnego, pomiędzy którymi znajduje się użebrowanie w postaci ułożonych równolegle i prostopadle cienkich blach tworzących prostopadłościenne przestrzenie (rys. 7). Przyspawane dwa gniazda służą do mocowania niesymetrycznie umieszczonych podpór rurowych. Całość osłony zamknięta jest od góry blachą połączoną punktowo spoinami z użebrowaniem oraz od spodu blachą połączoną z żebrami spoinami na całej ich długości.

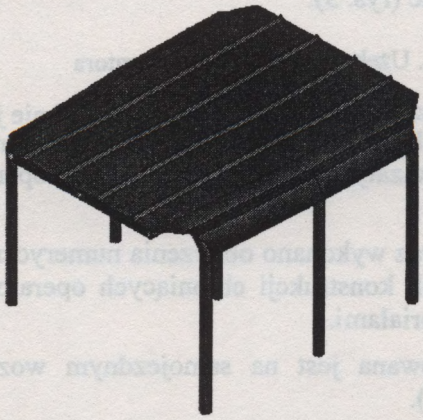


Rys.6. Konstrukcja ochronna osłony operatora wozu EIMCO 912 End

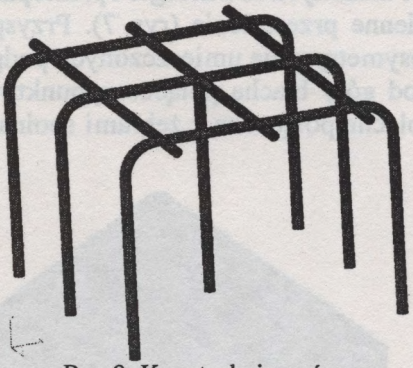


Rys.7. Osłona operatora z prostopadłościennie usytuowanymi żebrami

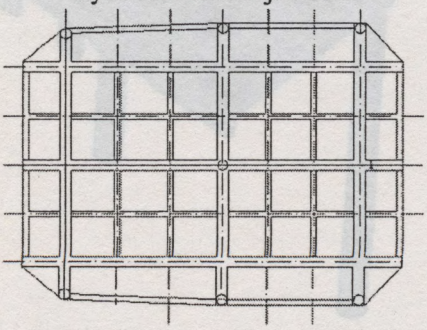
Podczas projektowania tej konstrukcji założono, że elementy osłony: oba poszycia oraz użebrowanie będą pochłaniały energię uderzenia, a tym samym podlegały odkształceniom podczas uderzenia. Dla uniknięcia odkształceń w przestrzeni DLV założono odpowiednią, dodatkową przestrzeń, w której występuje deformacja nie naruszająca przestrzeni DLV.



Rys.8. Konstrukcja ochronna z profili aluminiowych



Rys.9. Konstrukcja nośna



Rys.10. Użebrowanie konstrukcji ochronnej w kształcie kratownicy

W CMG KOMAG zaprojektowano również konstrukcję ochronną z profili aluminiowych przeznaczoną do pojazdu kołowego dla hiszpańskich kopalń soli (rys. 8), która oprócz spełnienia wymogów FOPS, charakteryzowała się niewielką masą. Jej prawidłowość pod względem wytrzymałościowym potwierdzono obliczeniami MES.

Konstrukcja ta jest składającym się z okrągłych rur przestrzennym układem prętowym (rys. 9), na który nałożona jest konstrukcja szkieletowa (rys. 10). Całość przykryta jest poszyciem górnym. Ten rodzaj osłony przewiduje przejęcie obciążenia przez przestrzenny układ prętowy, który ulegnie ugięciu na dopuszczalną, założoną wielkość.

Pozytywne wyniki badań numerycznych i stanowiskowych pokazują prawidłowość założeń konstrukcyjnych i projektowych rozwiązań konstrukcji ochronnych proponowanych przez CMG KOMAG.

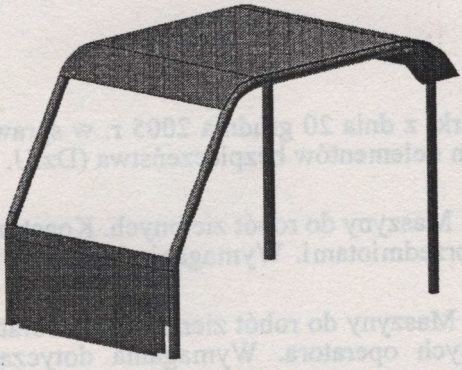
Wyżej wymienione konstrukcje ochronne operatora są przeznaczone do zabudowy na maszynach pracujących w podziemiach kopalń, gdzie może nastąpić obwał skał ze stropu. Dzięki zastosowaniu tych osłon zagwarantowane jest bezpieczeństwo pracy operatorów przed opadającymi masami skalnymi, których energia nie przekracza 11,6 kJ.

Oprócz konstrukcji ochronnych operatora spełniających wymogi FOPS, w CMG KOMAG projektowane są również (na wyraźne życzenie klienta) konstrukcje chroniące operatora, które nie spełniają

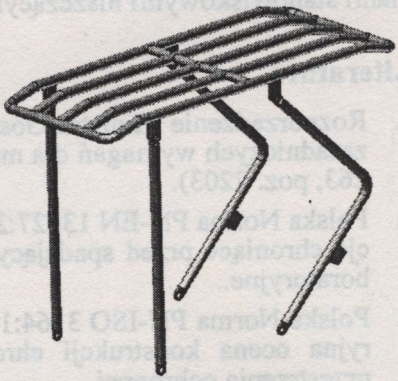
wymogów wyżej wymienionych norm. Są to konstrukcje przeznaczone do użytkowania na maszynach wykonujących prace pod zabezpieczonym stropem i w dużym stopniu zwiększają bezpieczeństwo prowadzonych prac w chodnikach.

Przykładem takiej konstrukcji jest zaprojektowana przez CMG KOMAG osłona operatora montowana na ładowarce ŁBS 1200-C4M (rys. 11). Na konstrukcję nośną osłony przyspawano poszycie, które chroni operatora ładowarki przed spadającymi drobnymi odłamkami skał ze stropu.

Inną konstrukcją jest projekt składanej osłony operatora przewidziany do montażu na manipulatorze wiertniczym (rys. 12).



Rys.11. Osłona operatora ładowarki ŁBS 1200-C4M



Rys.12. Osłona samojezdnego wozu wiertniczego

Osłony te, mimo że nie spełniają wymogów normy PN-EN 13627:2002 w zakresie ochrony operatora przed spadającymi odłamkami skał o energii 11,6 kJ, w znacznym stopniu zwiększają bezpieczeństwo pracy. Wykonanie obliczeń wytrzymałościowych dla tych osłon, pozwoli określić ich bezpieczną granicę stosowania i ocenić ich przydatność w określonych warunkach.

4. Wnioski

W referacie przedstawiono sposób podejścia do projektowania konstrukcji ochronnych operatora realizowany w CMG KOMAG w oparciu o normy i akty prawne określające wymagania, jakie musi spełniać taka konstrukcja, aby skutecznie chroniła operatora przed spadającymi skałami stropowymi. Jak wynika z treści referatu przepisy krajowe są bardziej restrykcyjne niż normy zharmonizowane co do wartości dyssypacji energii uderzenia. Norma PN-EN 13627 :2002: wymaga, aby konstrukcja ochronna była w stanie pochłonąć energię rzędu 11,6 kJ, podczas gdy według normy PN-92/G-59001 oraz Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniającego rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 124, poz. 862 i 863) energia dyssypacji uderzenia wynosi 60 kJ.

Ciągle doskonalone metody projektowania i obliczania konstrukcji ochronnych operatora z uwzględnieniem wymagań FOPS, oraz weryfikowalność tych metod za pomocą badań stanowiskowych, świadczy o właściwym sposobie projektowania tego typu konstrukcji.

CMG KOMAG doskonali proces projektowania konstrukcji ochronnych uwzględniając obliczenia MES i ich weryfikację za pomocą badań stanowiskowych.

Autorzy wyrażają nadzieję, że metody obliczeniowe oferowane przez CMG KOMAG pozwolą w przyszłości na ich zamienne stosowanie z badaniami stanowiskowymi niszczącymi.

Literatura

1. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. Nr 263, poz. 2203).
2. Polska Norma PN-EN 13627:2002: Maszyny do robót ziemnych. Konstrukcje chroniące przed spadającymi przedmiotami. Wymagania i badania laboratoryjne.
3. Polska Norma PN-ISO 3164:1998: Maszyny do robót ziemnych. Laboratoryjna ocena konstrukcji chroniących operatora. Wymagania dotyczące przestrzenia ochronnej.
4. Polska Norma PN-G-02201:1998: Maszyny i urządzenia górnicze. Samojezdne maszyny górnicze. Terminologia i klasyfikacja.
5. Polska Norma PN-92/G-59001: Samojezdne maszyny górnicze. Konstrukcje chroniące operatora przed obławami skał. Wymagania i badania.
6. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 124, poz. 862 i 863).
7. Rusiński E., Smolnicki T., Karliński J.: Badania symulacyjne bezpieczeństwa kabin ochronnych maszyn górniczych. Przegląd Mechaniczny nr 15, 1998 r. s. 20-25.
8. Karliński J., Rusiński E.: Numeryczna symulacja zniszczenia kabin ochronnych maszyn górniczych. Górnictwo Odkrywkowe nr 4-5, 2003 r. s. 39-42.
9. Dudziński P.: Badania wirtualne oraz eksperymentalne w projektowaniu pojazdów przemysłowych. Transport Przemysłowy nr 1, 2003 r. s.54-59.
10. Karliński J., Wach Z.: Obliczenia wytrzymałościowe kabiny specjalistycznej maszyny do prowadzenia robót w kopalniach Karoliński szczególnie niskich wyrobiskach. Transport Przemysłowy nr 2, 2006 r. s.33-35.
11. Karliński J., Lewandowski T., Przybyłek G., Słomski W.: Nowe rozwiązania konstrukcyjne i technologiczne w kabinach operatorów maszyn górnictwa podziemnego. Transport Przemysłowy nr 1, 2006 r. s.58-60.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

INTERAKTYWNE SYMULACJE OPERACJI MONTAŻU I DEMONTAŻU MASZYN GÓRNICZYCH

Łukasz JASZCZYK, Dariusz MICHALAK

Streszczenie. W referacie przedstawiono możliwości tworzenia interaktywnych symulacji operacji montażu i demontażu maszyn górniczych. Symulacje te stanowią materiał szkoleniowy dla nowo przyjętych pracowników, a także mogą być wykorzystane przy tworzeniu elektronicznych dokumentacji techniczno-ruchowych.

1. Wstęp

Rozwój technologii komputerowej jaki obserwujemy w ostatnich latach, stwarza nowe możliwości ich wykorzystania w przemyśle górniczym. Przemysł górniczy jest tą gałęzią przemysłu, w której warunki pracy stwarzają duże zagrożenie dla zdrowia i życia pracowników. Ograniczona przestrzeń, duże wymiary maszyn, niewystarczające oświetlenie oraz brak maszyn dźwigowych przyczyniają się od pogorszenia warunków prowadzenia prac serwisowych.

Niejednokrotnie wykonanie tej samej czynności w warunkach dołowych i w wytwórni różni się od siebie znacząco, dla przykładu: wymiana uszczelnienia wału głównego przekładni planetarnej kombajnu ścianowego, w wytwórni zajmuje około 2 godz., w warunkach dołowych czas ten może wydłużyć się do 8-10 godzin.

Zastosowanie nowoczesnego oprogramowania w procesie serwisowania maszyn górniczych, może znacząco przyczynić się do poprawy skuteczności przeprowadzania napraw, a także zwiększyć bezpieczeństwo pracy. Innym obszarem, w którym nowoczesne technologie komputerowe mogą znaleźć zastosowanie jest proces szkolenia pracowników.

W ostatnich latach zakłady górnicze w związku z postępującym procesem starzenia się kadry inżynieryjno-technicznej, górników i pracowników na stanowiskach wymagających szczególnych kwalifikacji, zmuszone są do przyjmowania do pracy personelu niewykwalifikowanego. Konieczne staje się wówczas przeszkolenie nowo przyjętych do pracy. Wykorzystanie w szkoleniach interaktywnych symulacji może usprawnić proces szkolenia.

Mgr inż. Łukasz Jaszczyk
Mgr inż. Dariusz Michalak
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
Laboratorium Metod Modelowania i Ergonomii
ul. Pszczyńska 37
44-101 Gliwice
tel.: 032 2374362
e-mail: ljaszczyk@komag.eu
e-mail: dmichalak@komag.eu

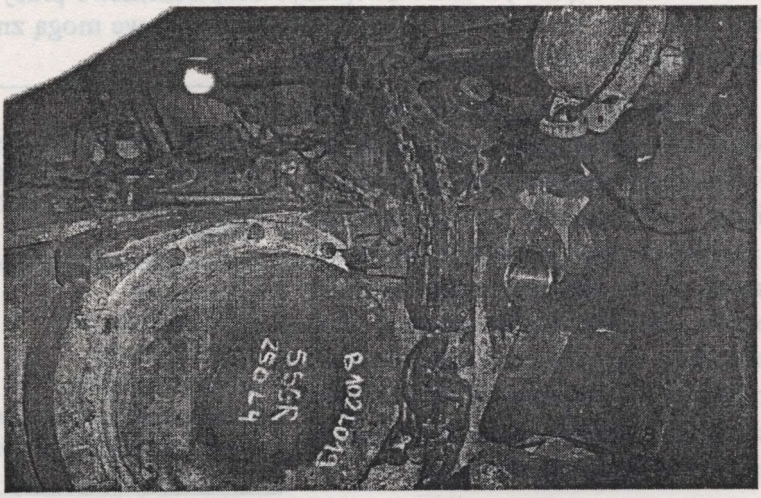
2. Tworzenie interaktywnej symulacji

Cechą podstawową aplikacji interaktywnych jest czynny udział użytkownika maszyny w procesie uczenia-zdobywania informacji. Głównymi elementtami symulacji interaktywnych tworzonych w CMG KOMAG są modele trójwymiarowe (modele 3D) maszyn lub urządzeń. Pozwala to na wizualizację nawet najbardziej złożonych operacji manualnych bez potrzeby czytania rysunku technicznego.

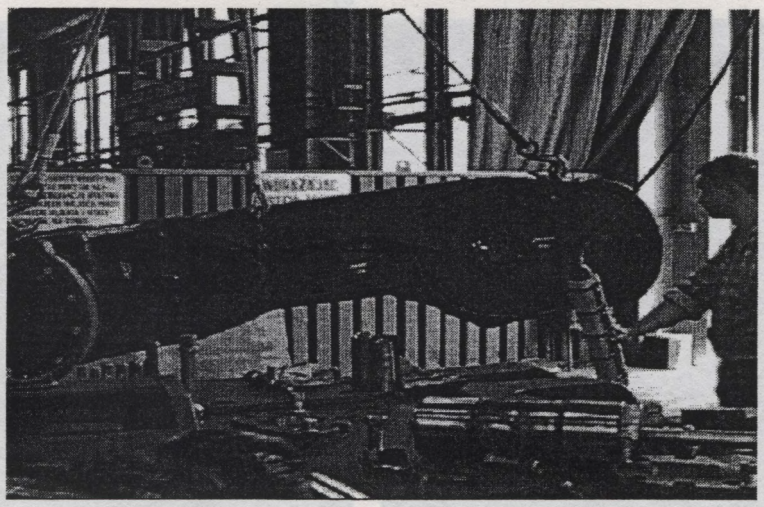
Modele trójwymiarowe rozpatrywanych podzespołów rozszerzane są poprzez tzw. elementy interakcyjne. Pozwalają one na dowolną zmianę punktu obserwacji oraz na odtwarzanie kolejnych kroków procesu montażowego. Wprowadzenie interakcji do modeli 3D pozyskanych z programów CAD wymaga stosowania specjalistycznego oprogramowania. Tworzenie symulacji jest poprzedzone procesem zbierania szczegółowych danych na temat modelowanego procesu, czyli zbieranie informacji dotyczących kolejności wykonywania poszczególnych czynności, sposobu ich przeprowadzania, rodzaju wykorzystywanych narzędzi pomocniczych oraz innych materiałów eksploatacyjnych. Informacje te są zawarte instrukcjach stanowiskowych oraz są pozyskiwane poprzez rejestracje wideo rzeczywistych przebiegów procesów serwisowania i napraw w warunkach panujących w wytwórniach i w podziemiach kopalń. Rejestracje te są podstawą do zaprogramowania kolejności czynności montażu/demontażu. O ile każda rejestracja wideo jest zapisem ściśle określonych warunków i jednej tylko sytuacji, to utworzona na jej podstawie symulacja może i powinna zawierać zarówno różne warianty przestrzeni roboczej, jak i przebiegu czynności.

Na rysunku 1 pokazany jest obraz czynności demontażu ramienia wykonywanych podczas likwidacji ściany (rys. 1a), oraz demontaż ramienia w wytwórni (rys. 1b).

a)



b)



Rys.1. Przebieg czynności demontażu ramienia kombajnu ścianowego: a) w warunkach rzeczywistych podczas likwidacji ściany, b) w wytwórni

3. Zastosowanie interaktywnych symulacji

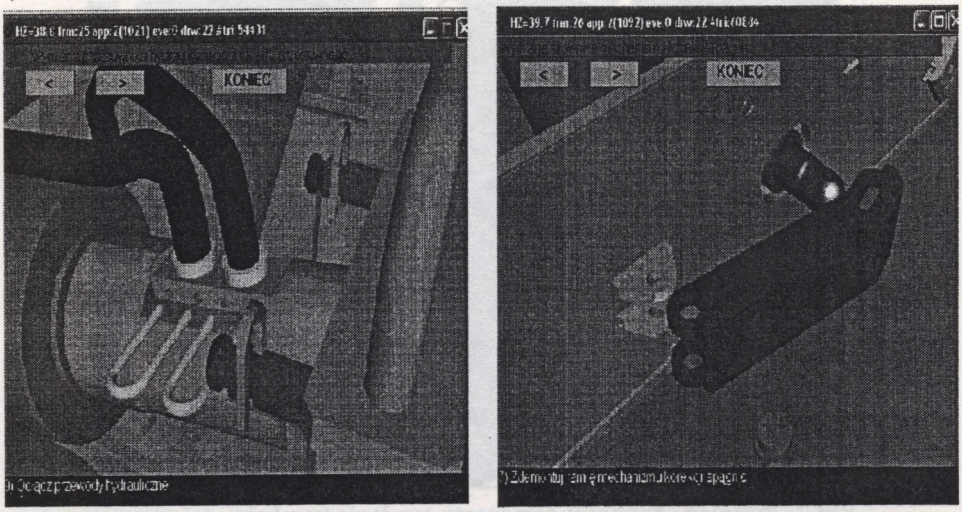
Interaktywne symulacje mają szerokie zastosowanie, zarówno w procesie szkolenia nowo przyjętych pracowników, jak i szkolenia ustawicznego stałej kadry pracowników. Nowo przyjęci pracownicy w szybki sposób mogą zapoznać się z budową maszyny oraz np. prześledzić wszystkie kroki podczas usuwania skutków najczęściej występujących awarii. Także pracownicy z dużym stażem i doświadczeniem mogą za pomocą interaktywnej symulacji odświeżyć swoje informacje z wybranego zakresu, a także na podstawie informacji zawartych w programie przygotować listę potrzebnych narzędzi i określić przybliżony czas realizacji zadania.

3.1. Zastosowanie interaktywnych symulacji w procesie serwisowania maszyn górniczych

Prawidłowe funkcjonowanie wielu przedsiębiorstw uwarunkowane jest stanem użytkowanych przez nie maszyn. W przypadku, gdy nie ma możliwości zastąpienia maszyny, która utraciła przydatność do pracy, szczególnego znaczenia nabiera problem sprawnej realizacji napraw. Przeprowadzenie naprawy w skuteczny i szybki sposób ma duże znaczenia z punktu widzenia zakładu górniczego. Każda przerwa w pracy maszyny to duże straty dla przedsiębiorstwa. Zastosowanie interaktywnych symulacji czynności montażu/demontażu pozwala w znacznym stopniu skrócić czas niezbędny do prawidłowego przeprowadzenia naprawy. Tworzone w CMG KOMAG interaktywne symulacje dotyczą:

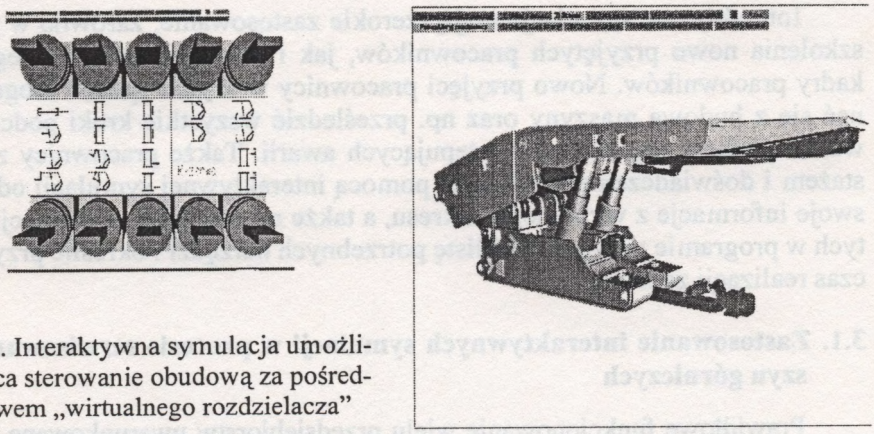
– poprawnej kolejności czynności podczas prowadzenia prac serwisowych, z uwzględnieniem wymogów bezpieczeństwa (rys. 2),

a) b)



Rys.2. Symulacja wymiany: a) przesuwnika hydraulicznego z układu przesuwnego obudowy zmechanizowanej, b) siłownika mechanizmu korekcji spągnic obudowy zmechanizowanej

– sposobu sterowania maszyn (rys. 3).



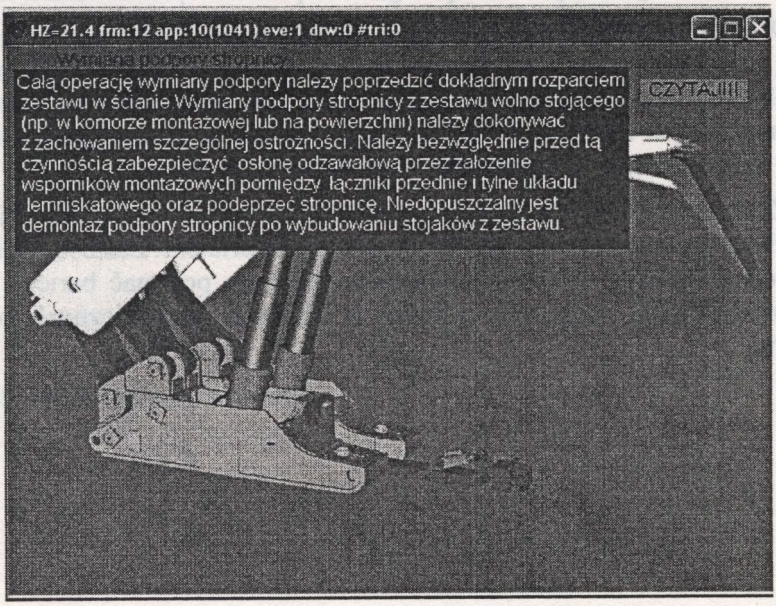
Rys.3. Interaktywna symulacja umożliwiająca sterowanie obudową za pośrednictwem „wirtualnego rozdzielacza"

Obsługa symulacji sprowadza się jedynie do wybierania poleceń „Dalej" lub „Wstecz". Dzięki temu nie jest wymagane przeszkolenie pracownika w zakresie obsługi symulacji. W momencie wybrania polecenia „Dalej" na ekranie ukazuje się komunikat, opisujący czynność, która ma zostać zrealizowana. Polecenie „Wstecz" uruchamia symulację procesu montażu elementu, który uprzednio został zdemontowany.

W przypadku wykonywania czynności, w których występują zagrożenia, zastosowano znaki ostrzegawcze (rys. 4), których zadaniem jest zwrócenie uwagi użytkownika, aby przeprowadził wymianę danego elementu w bezpieczny sposób.

Rys.4. Zastosowanie znaków ostrzegawczych w symulacji montażu/ demontażu

Symulacje operacji wymiany elementów, które wymagają przeprowadzenia dodatkowych czynności przygotowawczych zawierają opis tych czynności, które wyświetlane są na ekranie komputera w momencie uruchomienia symulacji (rys. 5).



Rys.5. Zastosowanie dodatkowych opisów w symulacji montażu/ demontażu

3.2. Symulacje czynności montażu/demontażu jako element składowy dokumentacji techniczno-ruchowej

Obecnie oczekiwania klientów dotyczące dokumentacji technicznej są bardzo wysokie. Dokumentacja techniczna powinna zawierać wszystkie informacje, jakie do tej pory znajdowały się w standardowo przyjętym schemacie dokumentacji techniczno-ruchowej. Ponadto oczekuje się spełnienia takich wymagań jak: łatwość obsługi i możliwość docierania do poszukiwanych informacji na różne sposoby, czyli różnego rodzaju przeszukiwanie oraz możliwość nawigacji za pomocą symboli graficznych dwu- i trójwymiarowych. Klient oczekuje dokumentacji prostej i czytelnej, a jak wiadomo "jeden obraz mówi więcej niż tysiąc słów". Elektroniczna dokumentacja umożliwia powiązanie tekstu tradycyjnej DTR z animacjami, symulacjami, rysunkami co powoduje, że dokumentacja staje się bardziej przejrzysta, a jej treść łatwo przyswajana.

4. Wnioski

W ostatnich latach dzięki wykorzystaniu nowoczesnych technologii informatycznych możliwe stało się opracowanie nowego rodzaju instrukcji montażu/demontażu. Instrukcje te wykonane w formie interaktywnych symulacji mogą znacznie przyspieszyć proces szkolenia pracowników i zwiększyć skuteczność przeprowadzania napraw.

Obecnie instrukcje stanowiskowe wykonywane są w formie pisanej, a proces szkolenia w głównej mierze polega na zapoznaniu pracownika z ich treścią.

Wiadomo, że najskuteczniejszym sposobem przekazywania informacji jest obraz, a użycie interaktywnych symulacji z wykorzystaniem modeli trójwymiarowych (3D) znacznie poprawia skuteczność szkolenia i wpływa na utrwalenie przekazywanych informacji. Interaktywne symulacje stanowią również rozszerzenie elektronicznej dokumentacji techniczno-ruchowej.

Zastosowanie elektronicznej dokumentacji techniczno-ruchowej pozwala na szybsze zapoznanie się z zawartym w niej materiałem. Zastosowanie interaktywnych symulacji, animacji i rysunków pomaga pokonać bariery językowe i kulturowe, jakie mogą się pojawić w obsłudze zagranicznych odbiorców maszyn.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

KOMPUTEROWY SYSTEM EKSPERCKI WSPOMAGAJĄCY PRACĘ DYSPOZYTORA KOPALNI

Józef JONAK, Joanna ROGALA, Dariusz PROSTAŃSKI, Jerzy TEJSZERSKI, Dariusz JASIULEK

Streszczenie. Referat przedstawia koncepcję zastosowania metod sztucznej inteligencji do budowy nowoczesnego systemu eksperckiego, jako narzędzia wspomagającego pracę dyspozytora kopalni. Bazując na analizie literaturowej, zaprezentowano ideę systemu eksperckiego oraz zakres funkcji, które powinien realizować, aby spełniać postawione zadania [2, 11, 12].

1. Wstęp

W referacie przedstawiono koncepcję systemu eksperckiego, wspomagającego pracę dyspozytora kopalni, a swoim zakresem obejmującego monitoring i diagnostykę kompleksu ścianowego. System ekspercki jest programem komputerowym, który na podstawie zgromadzonej i odpowiednio zapisanej wiedzy o procesie może wyciągać wnioski i podejmować decyzje w sposób zbliżony do rozumowania człowieka.

2. System ekspercki

Idea systemu eksperckiego sprowadza się do przeniesienia zasobów wiedzy eksperta do komputera, wyposażonego w specjalne reguły wnioskowania i język komunikacji z użytkownikiem. System ekspercki może wspomagać eksperta-człowieka, dostarczając rad, zaleceń i diagnoz dotyczących problemów określonej dziedziny. W przypadku możliwości uzyskania pełnej wiedzy o procesie system może również w znacznym stopniu zastąpić człowieka.

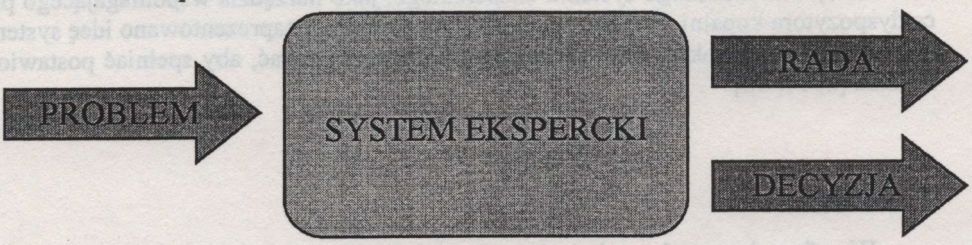
System ekspercki, dysponując zapisaną wiedzą eksperta z danej dziedziny, może używać jej wielokrotnie w sposób ekonomicznie efektywny, nie wymagając przy tym obecności samego eksperta [1].

Prof.dr hab.inż. Józef Jonak
Politechnika Lubelska
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Bernardyńska 13
20-950 Lublin
tel.: 081 53 84 239
e-mail: j.jonak@pollub.pl

Mgr inż. Joanna Rogala
Dr inż. Dariusz Prostański
Dr inż. Jerzy Tejszerski
Mgr inż. Dariusz Jasiulek
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
ul. Pszczyńska 37
44-101 Gliwice
tel.: 032 2374119, 2374662, 2374712, 2374443
e-mail: jrogala@komag.eu
e-mail: dprostanski@komag.eu
e-mail: jtejszerski@komag.eu
e-mail: djasiulek@komag.eu

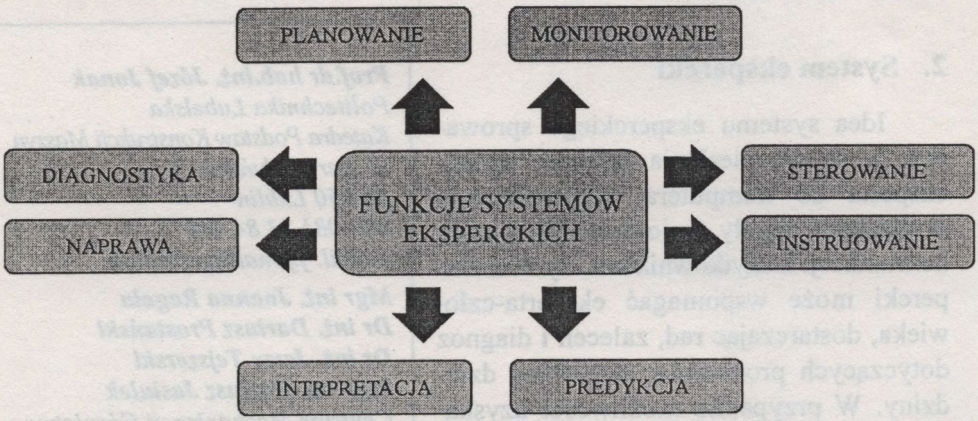
Systemy eksperckie, ze względu na możliwość ingerencji człowieka w generowane przez system rozwiązanie, możemy podzielić na:

- systemy doradcze – prezentujące rozwiązanie użytkownikowi, do którego należy jego ocena i akceptacja lub odrzucenie,
- systemy krytykujące – analizujące i komentujące rozwiązanie problemu, zaproponowane przez użytkownika,
- systemy podejmujące decyzję bez kontroli i ingerencji człowieka – stosowane w przypadku pełnej wiedzy o procesie, umożliwiającej rezygnację z udziału operatora.



Rys.1. Schemat działania systemu eksperckiego

Wyniki generowane przez system ekspercki możemy podzielić na trzy zasadnicze grupy: diagnozy, prognozy oraz plany. W przypadku potrzeby stworzenia systemu eksperckiego obejmującego swoim zakresem złożone procesy, istnieje możliwość łączenia przedstawionych typów [1].



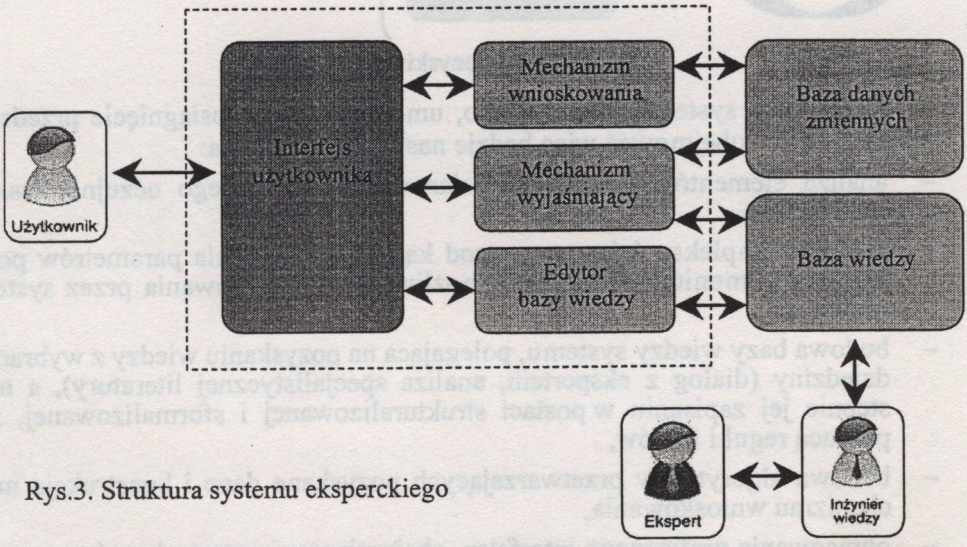
Rys.2. Funkcje systemów eksperckich

3. Koncepcja systemu wspomagającego pracę dyspozytora

Szybki rozwój techniki górniczej powoduje, że dyspozytorzy nadzorujący procesy produkcyjne muszą kontrolować wielką liczbę mierników i sygnalizatorów. Nadmierna liczba napływających informacji utrudnia jej przetwarzanie przez operatora i prawidłowe ingerencje, przy zaburzeniach procesów automatycznej regulacji.

Systemy stosowane w krajowym górnictwie służą jedynie do zbierania danych i wizualizacji stanu urządzeń (SMoK-1), lub do sterowania zdalnego i sekwencyjnego przez operatora (Promos, Betacontrol). Istotnym zadaniem proponowanego systemu jest nie tylko nadzorowanie sygnałów pochodzących z dużej liczby mierników i sygnalizatorów, ale również przewidywanie awarii, prognozowanie zużycia elementów i prezentacja optymalnych rozwiązań, realizowana poprzez zastosowanie elementów sztucznej inteligencji [6, 7, 9,10].

Schemat funkcjonalny systemu eksperckiego przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3. Struktura systemu eksperckiego

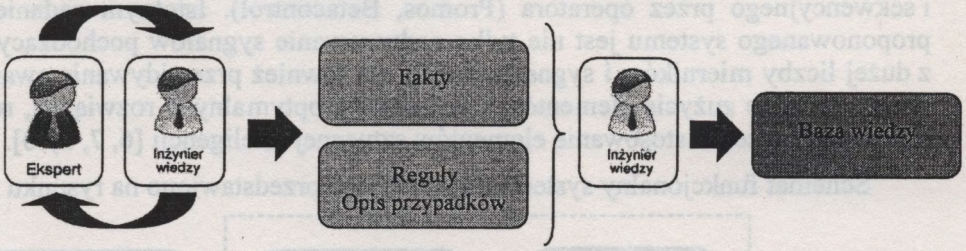
Utworzenie systemu eksperckiego wymaga pozyskania (akwizycji) wiedzy eksperta, który bazując na swoim doświadczeniu określa zespół rozwiązań postawionych problemów, w zależności od różnorodnych szczegółowych informacji. Zgromadzenie wiedzy jest niezbędnym warunkiem, umożliwiającym generowanie rozwiązań przez system.

Proces pozyskania wiedzy obejmuje uzyskanie jak najszerszego zakresu informacji z danej dziedziny od eksperta-człowieka, a następnie zapisanie zgromadzonej wiedzy w postaci reguł i faktów. Oznacza to, że aby zbudować inteligentny program, należy go wyposażyć w dużą ilość precyzyjnej, specyficznej wiedzy o danym przedmiocie.

Wiedza z wybranej dziedziny w postaci strukturalizowanej i sformalizowanej może być wprowadzona do bazy wiedzy systemu eksperckiego różnymi sposobami [1]. Jedną z metod pozyskiwania wiedzy jest prowadzenie dialogu z ekspertem, zgodnie ze schematem 4.

Na podstawie zgromadzonej wiedzy mechanizm wnioskowania wyciąga wnioski i generuje odpowiedź, opierając się na przesłankach i pytaniach wprowadzanych przez użytkownika. Sam system powinien dysponować takimi metodami wnioskowania, które biorą pod uwagę wiedzę i intuicję eksperta,

zdobytą w trakcie wieloletniej praktyki. Wówczas wyniki uzyskiwane mogą być zbliżone do rezultatów pracy człowieka-eksperta.



Rys.4. Proces pozyskiwania wiedzy

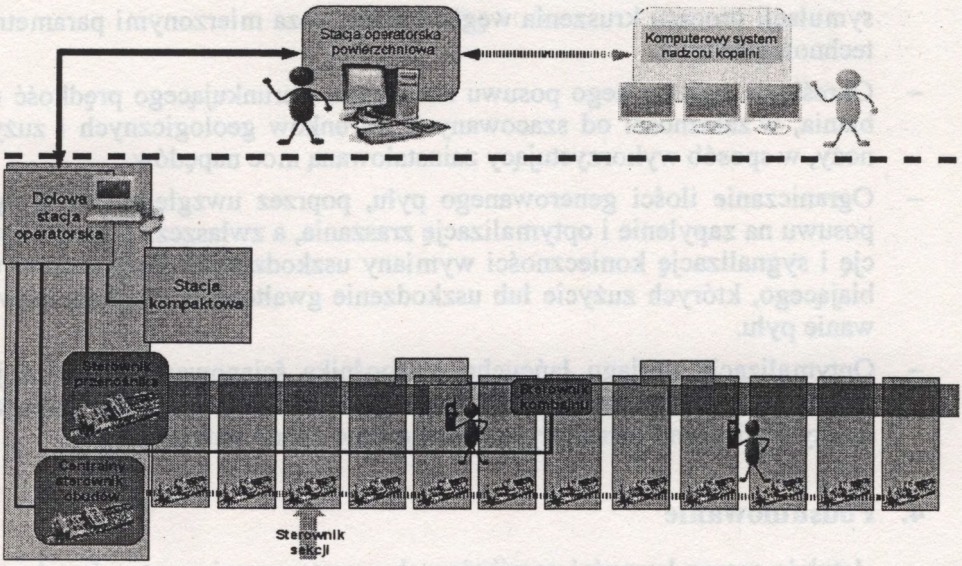
Realizacja systemu eksperckiego, umożliwiającego osiągnięcie przedstawionych celów obejmować więc będzie następujące zadania:

- analiza elementów kompleksu ścianowego, istniejącego oczujnikowania i sterowania,
- analiza kompleksu ścianowego pod kątem wyznaczenia parametrów podlegających monitorowaniu oraz możliwości wygenerowania przez system rozwiązań,
- budowa bazy wiedzy systemu, polegająca na pozyskaniu wiedzy z wybranej dziedziny (dialog z ekspertem, analiza specjalistycznej literatury), a następnie jej zapisaniu w postaci strukturalizowanej i sformalizowanej, za pomocą reguł i faktów,
- budowa algorytmów przetwarzających pozyskane dane i konstrukcja mechanizmu wnioskowania,
- opracowanie graficznego interfejsu, obejmującego system alarmów, czytelne ekrany synoptyczne oraz prezentację wyników analizy,
- opracowanie sposobu archiwizacji danych oraz mechanizmu objaśniania sposobu uzyskania rozwiązania,
- opracowanie algorytmów korygujących istniejącą bazę wiedzy, w celu optymalizacji działania systemu,
- określenie praw dostępu do systemu dla poszczególnych użytkowników,
- testowanie systemu; porównanie wyników analiz wygenerowanych przez system ze stanem rzeczywistym.

Przykład konfiguracji zintegrowanego systemu kontroli i sterowania urządzeniami kompleksu ścianowego, współdziałającego z omawianym systemem eksperckim przedstawiono na rysunku 5.

Rozwinięty system ekspercki, wspomagający pracę dyspozytora, powinien obsługiwać podstawowe urządzenia ścianowe:

- kombajn ścianowy,
- stację zasilającą,
- zmechanizowaną obudowę ścianową,
- przenośnik ścianowy,
- przenośnik podścianowy.



Rys.5. Przykład konfiguracji zintegrowanego systemu sterowania kompleksu ścianowego

Spośród istotnych funkcji systemu eksperckiego, dotyczących poszczególnych urządzeń, należy wymienić przykładowo:

- Udostępnianie pełnej, przejrzystej informacji, dotyczącej aktualnego stanu procesu urabiania ściany, historii jego przebiegu oraz wskaźników syntetycznych, rezultatów analiz predykcji uszkodzeń i zaleceń wykonania niezbędnych czynności obsługowych, prezentowanej na stanowiskach operatorskich pod ziemią i na powierzchni oraz w formie raportów, w centralnym komputerowym systemie nadzoru kopalni.
- Zmniejszenie awaryjności sprzętu, poprzez wyprzedzające wykrywanie zagrożeń awaryjnych oraz odpowiednie reakcje systemowe, obejmujące sygnalizację ostrzegawczą, ewentualne zalecenia przeprowadzenia czynności obsługowych lub konserwacyjnych, a także automatyczne zmiany obciążenia i blokady awaryjne, wyłączające urządzenia przed uszkodzeniem.
- Ograniczenie błędów popełnianych przez człowieka, których groźba rośnie w górnictwie światowym wraz ze stopniem złożoności maszyn oraz wynikającą z ciężkich warunków pracy, fluktuacją kadr i trudnościami zatrudnienia operatorów maszyn o najwyższych kwalifikacjach.
- Optymalizacja podporności wstępnej obudowy, oparta o rozbudowaną analizę przebiegów ciśnień, we współpracy z systemem analizy naprężeń w górotworze i analizą mocy kombajnu, obniżająca niezbędną moc urabiania poprzez wykorzystanie kruszącego wpływu stropu, przy zabezpieczeniu przed obwałami i zaciśnięciem ściany.
- Określanie stopnia zużycia noży organu urabiającego, oparte na wieloparametrowej analizie, uwzględniającej m.in. dane statystyczne i wyniki

symulacji procesu kruszenia węgla i skały, poza mierzonymi parametrami technologicznymi.

- Określanie optymalnego posuwu kombajnu, warunkującego prędkość urabiania, w zależności od szacowanych warunków geologicznych i zużycia noży, w sposób wykorzystujący zainstalowaną moc napędów.
- Ograniczanie ilości generowanego pyłu, poprzez uwzględnienie wpływu posuwu na zapylenie i optymalizację zraszania, a zwłaszcza poprzez detekcję i sygnalizację konieczności wymiany uszkodzonych noży organu urabiającego, których zużycie lub uszkodzenie gwałtownie zwiększa powstawanie pyłu.
- Optymalizacja naciągu łańcucha przenośnika ścianowego, ograniczająca przeciążenia i nadmierne luzy, poprzez rozbudowany model szacujący, oparty o mierzone parametry technologiczne i dane statystyczne.

4. Podsumowanie

Istnieje szereg korzyści wynikających z zastosowanie systemów eksperckich. Zrealizowanie systemu zgodnego z przedstawionymi założeniami mogłoby spowodować:

- zwiększenie bezpieczeństwa pracowników,
- zmniejszenie awaryjności i przestojów,
- przedłużenie żywotności maszyn,
- ograniczenie zagrożeń,
- wzrost wydajności,
- ograniczenie liczby wysoko wykwalifikowanego personelu operatorskiego,
- zwiększenie wiedzy o procesie.

Realizacja zadania będzie powiązana z innymi pracami prowadzonymi w Laboratorium Mechatroniki w CMG KOMAG, dotyczącymi monitorowania i wizualizacji pracy kompleksu ścianowego, a w szczególności z projektem europejskim NEMAEQ.

Literatura

1. Mulawka J.: Systemy ekspertowe. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996.
2. Tadeusiewicz R.: Sztuczne sieci neuronowe. Akademicka Oficyna Wydawnicza, Warszawa 1993.
3. Kacprzyk J.: Zbiory rozmyte w analizie systemowej. PWN, Warszawa 1986.

4. Balak C., Smoczek J., Szpytko J.: Układ sterowanie z logiką rozmytą w systemach napędowych suwnic pomostowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Gliwice 2002.

5. Twardowski P.: Skuteczność różnych modeli diagnostycznych określających stan ostrza skrawającego. V Międzynarodowe Sympozjum OSiN '97, Krynica 4-7.12.1997.

6. Lula P.: Wykorzystanie sztucznej inteligencji w prognozowaniu. Akademia Ekonomiczna w Krakowie, Kraków 1997.

7. Gawlik J., Karbowski K.: Nadzorowanie jakości wyrobów z wykorzystaniem sieci neuronowych. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Warszawskiej, Wrocław 1997.

8. Jonak J.: Możliwości wykorzystania sieci neuronowych do prognozowania obciążenia narzędzi urabiających. Materiały konferencyjne - XVI Konferencja Naukowa „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych", Zakopane 2003.

9. Jonak J.: Wykorzystanie sztucznej inteligencji w zagadnieniach automatyzacji urabiania skał maszynami górniczymi. Materiały konferencyjne „Techniki urabiania", Krynica 2002.

10. Driankov D., Hellendoorn H., Reinfrank M.: Wprowadzenie do sterowania rozmytego. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996.

11. Jonak J.: Wykorzystanie sieci neuronowych do prognozowania obciążenia narzędzi skrawających. Materiały konferencyjne KOMTECH 2005 „Systemy ograniczające zagrożenia w procesach eksploatacji maszyn i urządzeń", t. 2, Zakopane 15-17.11.2005, s.63-76.

12. Jonak J., Prostański D., Szkudlarek Z.: Propozycja wykorzystania sieci neuronowych w identyfikacji ruchów roboczych kombajnu chodnikowego. Materiały konferencyjne „Nowoczesne, Niezawodne i Bezpieczne Systemy mechaniczne w Świetle Wymagań Unii Europejskiej", Szczyrk 2003.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

4. Balak C., Smoczek J., Szpytko J.: Układ sterowania z logiką rozmytą w systemach napędowych suwnic pomostowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.

5. Twardowski P.: Skuteczność różnych modeli diagnostycznych określających stan ostrza skrawającego. V Międzynarodowe Sympozjum OSIN '97, Kryniica 4-7.12.1997.

6. Lula P.: Wykorzystanie sztucznej inteligencji w prognozowaniu. Akademia Ekonomiczna w Krakowie, Kraków 1997.

7. Gawlik J., Karbowski K.: Nadzorowanie jakości wyrobów z wykorzystaniem sieci neuronowych. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Warszawskiej, Wrocław 1997.

8. Jonak I.: Możliwości wykorzystania sieci neuronowych do prognozowania obciążenia narzędzi urabiających. Materiały konferencyjne - XVI Konferencja Naukowa „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych", Zakopane 2003.

9. Jonak I.: Wykorzystanie sztucznej inteligencji w zagadnieniach automatyzacji urabiania skał maszynami górniczymi. Materiały konferencyjne „Technika urabiania", Krynica 2002.

10. Dzienkov D., Hellendoom H., Reinfrank M.: Wprowadzenie do sterowania rozmytego. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996.

11. Jonak I.: Wykorzystanie sieci neuronowych do prognozowania obciążenia narzędzi skrawających. Materiały konferencyjne KOMTECH 2005 „Systemy operacyjne zagrożenia w procesach eksploatacji maszyn i urządzeń", t. 2, Zakopane 15-17.11.2005, s.65-76.

12. Jonak I., Prostański D., Szkudlarek Z.: Propozycja wykorzystania sieci neuronowych w identyfikacji modeu roboczych kombajnu chodnikowego. Materiały konferencyjne „Nowoczesne, Niezawodne i Bezpieczne Systemy mechaniczne w Świetle Wymagań Unii Europejskiej", Szczyrk 2003.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Adam Kłos

ZARZĄDZANIE JAKOŚCIĄ W KOPALNI GŁĘBINOWEJ – MODA, CZY WYMÓG?

Jan KUTKOWSKI, Mieczysław LUBRYKA, Zbigniew PRZYBYLSKI

Streszczenie. W kopalniach węgla kamiennego zaczęto wdrażać systemy zarządzania jakością w oparciu o normy serii ISO 9000. Autorzy zastanawiają się nad przyczynami podejmowania decyzji o wdrożeniu systemów zarządzania jakością, szczególnie czy podejmowane decyzje wypływają z wymogów rynku? Czy wdrożenia systemów mają sens ekonomiczny? Czy to tylko moda na systemy zarządzania jakością? W referacie autorzy przedstawiają swoje spostrzeżenia na temat obserwowanych zjawisk oraz rozważania na temat sensu wdrażania i utrzymywania systemu zarządzania jakością w kopalni głębinowej.

1. Wprowadzenie

W gospodarce rynkowej warunkiem wzrostu efektywności działania jest powszechne stosowanie rachunku ekonomicznego, umożliwiającego porównywanie uzyskiwanych efektów z nakładami. Wyzwania, przed którymi stoją współczesne przedsiębiorstwa, można sprowadzić do pytania: w jaki sposób zagwarantować efektywne spełnianie zmieniających się w czasie potrzeb klientów? Dotyczy to wszystkich aspektów działalności przedsiębiorstwa, a więc również aspektów związanych z jakością [4].

Wdrożony system musi posiadać ogłoszoną przez najwyższe kierownictwo kopalni politykę jakości. Z polityki jakości ma wynikać [1]:

- cel istnienia organizacji,
- zobowiązanie do spełnienia wymogów klienta,
- sposób przeprowadzania auditów i przeglądów,
- komunikacja zewnętrzna i wewnętrzna.

Funkcjonujący system zarządzania jakością powinien określać sposób przeprowadzania przeglądów systemu pod względem przydatności do warunków kopalni głębinowej. Jakiekolwiek wdrażanie nowych rozwiązań organizacyjno-technicznych – a za takie należy uznać system zarządzania jakością, musi posiadać uzasadnienie ekonomiczne. Stwierdzenie „orientacji na klienta" nie oznacza bez-

Dr inż. Jan Kutkowski
Dr inż. Mieczysław Lubryka
Jastrzębska Spółka Węglowa S.A.
Kopalnia Węgla Kamiennego
„Jas-Mos"
ul. Górnicza 1
44-330 Jastrzębie
tel.: 032 7563415, 7563540
e-mail: jkutkowski@o2.pl
Zbigniew Przybylski
„QUAY" BHU Sp. z o.o.
ul. Karpia 22
61-619 Poznań
tel.: 061 8275102

względnego podporządkowania się wymogom klienta, oznacza natomiast podporządkowanie w granicach ekonomicznie uzasadnionych.

2. Na czym polega zarządzanie jakością w kopalni?

Opracowana mapa procesów i procedury, które są częścią Księgi Jakości, umożliwiają każdemu kierownikowi komórki organizacyjnej znaleźć swoje miejsce w procesie zarządzania strategicznego, operacyjnego i produkcyjnego. Procedury określają algorytm postępowania, kompetencje i odpowiedzialność pracowników, a na podstawie kart procesów i procedur, pracownicy znają sposób postępowania przy każdej podejmowanej decyzji.

Teoretycznie można powiedzieć, że kierownictwo kopalni, znając jakość udostępnionych i przygotowanych pokładów do eksploatacji, wybiera eksploatacje pokładu w zależności od wymogów klienta i zamówienia pod kątem jakości. W praktyce kopalnia eksploatuje takie pokłady, jakie aktualnie ma przygotowane do wydobycia zgodnie z zasadami sztuki górniczej i bezpieczeństwem pracy, dlatego we wstępie napisano, że „orientacja na klienta oznacza podporządkowanie się wymogom klienta w granicach ekonomicznie uzasadnionych".

Na pewno kopalnia ma wpływ na:

- uzyskiwanie produktów o odpowiedniej klasyfikacji uziarnienia celem uzyskania odpowiedniego sortu węgla,
- uzyskiwanie parametrów węgla wzbogaconego,
- uzyskiwanie węgla o odpowiedniej wilgotności.

Procesy te wynikają głównie ze stosowanej technologii przeróbki węgla.

Duży wpływ ma uzyskiwanie produktu finalnego ma jakość węgla rodzimego, natomiast jest rzeczą naturalną, że na pewne elementy procesu produkcji m.in. na jakość wychodzącego z dołu kopalni urobku – mają górnicy, gdzie głównym problemem jest zawodnienie urobku, czystość wybierania złoża oraz zanieczyszczenia obce.

Idealnie byłoby gdyby kopalnia mogła, w zależności od potrzeb klienta i jakości pokładów, sortować węgiel na dole kopalni, a później w zależności od potrzeb mieszać odpowiednie gatunki węgla do uzyskania końcowego produktu. Podobną „technologię uzyskania jakości" stosuje się w Australii, z kopalni transportuje się węgiel do portu załadunkowego, gdzie węgiel jest sortowany pod względem jakości, następnie w zależności od zamówień klienta do strugi węgla dozowane są węgle o odpowiednich parametrach do spełnienia wymogów klienta, ale odbywa się to poza kopalnią – kopalnia dostarcza tylko surowiec.

3. Ekonomiczny sens zarządzania jakością

Ewidencja kosztów zarządzania jakością, umożliwia stworzenie bazy informacyjnej do ich obliczania, analizowania, planowania i optymalizacji.

Praktycznie stosuje się dwa rodzaje ustalania kosztów zarządzania jakością:

- sporadyczne i incydentalne ustalanie kosztów jakości,
- ustalanie procesu kosztów jakości w wyniku ciągłego procesu informacyjnego – rachunek kosztów jakości.

Do najczęściej stosowanych modeli określania kosztów zarządzania jakością należy:

- model opisowy – polegający na identyfikacji kosztów przez zespoły zadaniowe,
- model normatywny – polegający na klasyfikacji według celów i zadań wynikających z polityki jakości.

Rozróżniamy trzy podejścia do kosztów jakości:

- koszty jakości,
- koszty procesu,
- straty jakości.

Koszty jakości dzieli się na koszty wynikające z operacji wewnętrznych i działalności zewnętrznej kopalni. Koszty zapobiegania i oceny, które związane są z kosztami operacji wewnętrznych to nakłady w celu usunięcia szkód. Koszty związane ze szkodami wewnątrz kopalni to koszty wynikające z niespełnienia przez węgiel wymagań jakościowych jeszcze przed dostawą.

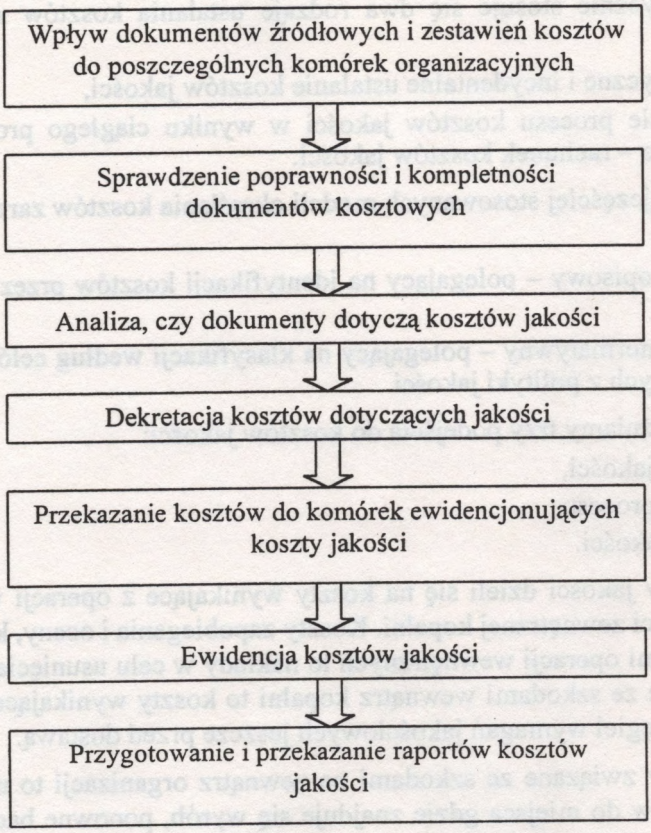
Koszty związane ze szkodami na zewnątrz organizacji to m.in. transport pracowników do miejsca gdzie znajduje się wyrób, ponowne badanie wyrobu. Koszty niewymierne – utrata prestiżu i zaufania klienta.

Koszty procesu oparte na analizie zgodności i niezgodności dla każdego procesu, przy założeniu, że obie kategorie mogą być źródłem oszczędności. Zdefiniować je można w następujący sposób:

- koszt zgodności – czyli, spełnienia wszystkich ustalonych i założonych potrzeb klienta przy braku wad aktualnego procesu.
- koszt niezgodności – czyli, koszty powstałe wskutek nieprawidłowego przebiegu procesu.

Straty jakościowe – koncentrują się na wewnętrznych i zewnętrznych stratach wynikających z niewłaściwej jakości oraz wyróżnia straty wymierne (koszty wad) i niewymierne (niezadowolenie klienta)[1].

Na rysunku 1 przedstawiono schemat dostarczania, analizowania i ewidencji kosztów jakości. Na podstawie tak określanych kosztów jakości w dziale finansowym, na dalszym etapie powinno włączyć się pracowników controllingu. Funkcjonujący w kopalni controlling powinien analizować procesy produkcji i pokazywać jego słabe i mocne strony w odniesieniu do finansów, także zarządzania jakością.



Rys.1.Analiza kosztów jakości

Informacje o kosztach można czerpać z dwóch źródeł:

- ewidencji operatywnej – stosunkowo szybkim, niesformalizowanym sposobem zbierania danych, która opiera się na dokumentach pozaksięgowych, takich jak: plany produkcji, notatki służbowe, karty działań korygujących i zapobiegawczych, plany poprawy, raporty kontroli jakości, audity wewnętrzne i zewnętrzne.
- rachunku kosztów – czyli sformalizowanym systemem ewidencji kosztów, generujące systematycznie i szczegółowo koszty działalności.

Wymogi normy ISO 9001 po wdrożeniu systemu zarządzania jakością spowodowały w stosunku do okresu lat 2004-2005 o 200% wzrost liczby odmowy przyjęcia materiałów na magazyn, a prosty system sprawdzania zgodności materiałów z wymaganiami ofertowymi, doprowadził do przestrzegania zasad zawartych w umowie handlowej przez producenta. Przed wdrożeniem procedur systemu zarządzania jakością odmowy przyjęcia dostawy materiałów były sporadyczne. Obecnie nie wymaga się wyjaśnień i tłumaczeń, dlaczego nie przyjęto materiału na magazyn. Została opracowana procedura, która określa sposób postępowania, kompetencje i odpowiedzialność, także za przyjęty na stan zapa-

sów materiał nie odpowiadający wymogom zawartym w umowie handlowej. Znamiennym przykładem są tu odmowy przyjęcia niektórych materiałów na plac materiałowy, które są niezabezpieczone przed warunkami atmosferycznymi – w poprzednim okresie nie do pomyślenia.

Przypadki pobierania materiałów z magazynu lub maszyn i urządzeń oraz zabudowy ich na dole kopalni, związane są z nakładami ze strony kopalni. Kopalnie reklamując jakość zakupionego materiału w przypadku, gdy wadę odkryto przed terminem płatności wstrzymują płatność, a producent lub dystrybutor odbiera towar na własny koszt. W przypadku, gdy wadę wykryto po terminie płatności obowiązuje procedura powołania rzeczoznawcy, a w przypadku potwierdzenia wątpliwości wszystkie koszty ponosi dostawca lub producent w zależności, z kim podpisana jest umowa.

Jednym z elementów systemu zarządzania jakością jest wybór dostawcy materiałów, maszyn i urządzeń oraz usług. W kwestii procesowego wyboru dostawcy maszyn i urządzeń w systemie zarządzania jakością funkcjonują dwa aspekty, a mianowicie:

- bezpieczeństwo związane z bezawaryjną pracą remontowanych względnie zakupionych urządzeń.
- aspekt ekonomiczny związany z niezawodnością montowanych względnie dostarczanych maszyn i urządzeń oraz cena produktu.

Innymi elementami mającymi wpływ na wybór dostawcy lub producenta są:

- mobilność – szybkość w dostawie najtrudniejszych pozycji, które są trudno dostępne na rynku,
- zamienniki – np. części nie produkowanych już produktów,
- szkolenia w zakresie montażu części i konserwacji,
- wielkość firmy – referencje firmy.

Dla kopalni, która ogłasza przetarg wygodnie jest wybierać nie jednego, lecz kilku dostawców dlatego, że w przypadku wyboru jednego dostawcy, istnieje zagrożenie braku dostaw gdy on utraci wiarygodność lub ulega likwidacji. Forma pewnego podziału na kilku dostawców umożliwia ewentualnie zwiększenie zamówienia u pozostałych dostawców.

Z analiz awarii maszynowych wynika, że 98% przypadków złej pracy zespołów napędowych jest skutkiem złego montażu, a tylko 2% wynikło, ze złej jakości materiału, ale w ostatnim czasie tendencja się odwraca. W związku z przetargami, aby zmieścić się w rygorach cenowych przetargu, firmy coraz częściej wykonują urządzenia z materiałów gorszej jakości lub dostarczają materiały gorszej jakości. Reakcją na tego typu działania, jest podjęta decyzja o zatrudnieniu materiałoznawcy, którego zadaniem jest odbiór techniczno-jakościowy materiałów i urządzeń.

W umowach technicznych dostawców usług brak jest respektowania zapisów, które gwarantują zwrot nakładów lub strat, jakie ponosi lub może ponieść kopalnia w przypadku niezrealizowania umowy. Na przykład firma, która wy-

grywa przetarg na drążenie wyrobiska i nie dotrzymuje terminów lub wycofuje się z wykonywania robót, nie ponosi żadnych kosztów związanych ze stratami, jakie ponosi kopalnia, rodzi się więc pytanie, czy powinna ponieść koszty związane z opóźnieniem produkcji kopalni? Zdaniem autorów na pewno tak. Wykonawca robót górniczych powinien ubezpieczyć się na wypadek niezrealizowania umowy, gdyż opóźnienie w oddawaniu do eksploatacji przodków ścianowych powoduje straty kopalni i kierownictwo musi podejmować szybkie działania np. uruchamianie krótszych wybiegów przodków ścianowych [2]. Podobnie wygląda sprawa z uzbrajaniem frontów ścianowych, kopalnia ma wydobywać węgiel, a nie martwić się awariami maszyn i urządzeń.

W Australii czy USA sprawa jest rozwiązana stosunkowo prosto, firma np. JOY uzbraja przodek ścianowy, daje gwarancję na ruch zabudowanych maszyn i urządzeń i odpowiada za straty powstałe z przestojów wynikłych z awarii zabudowanych i nadzorowanej pracy maszyn i urządzeń – to też jest jakość.

4. Proces zrozumienia systemu zarządzania jakością przez pracowników wszystkich szczebli zarządzania

Niektóre kopalnie wprowadziły trzy systemy tzn. zarządzania jakością, środowiskowy i bezpieczeństwa pracy, tworząc dział zintegrowanego systemu zarządzania. Takie rozwiązanie pozwala na współdziałanie i przynosi lepsze efekty niż istnienie każdego systemu z osobna. Pół roku po szkoleniach pracowników przeprowadzonych przed uzyskaniem certyfikatu jakości, przeprowadzono badanie załogi na temat zrozumienia istotnych elementów systemu zarządzania jakością, wyniki badań nie były zadowalające. W kwestii polityki zarządzania jakością praktycznie w 100% pracownicy wykazali swoją aprobatę oraz znajomość polityki (pytania ogóle), jednak w kwestiach rozwiązań systemowych zawartych w polityce jakości tylko 10% załogi udzieliło poprawnych odpowiedzi. Wyniki badań nie zaskoczyły, dlatego że mając doświadczenia z wdrażania innych systemów np. systemu zarządzania bezpieczeństwem pracy wiadomo było, że będzie istniał opór przed zmianami. Inteligentne informowanie pracowników, aktywne włączenie ich w zachodzące procesy, uwzględnianie ich uwag, publiczne informowanie o zmianach zachodzących w poszczególnych komórkach organizacyjnych ponadto narzędzia motywacyjne, z pewnością doprowadzą do złamania oporu lub odrzucenia.

Pojawiają się już symptomy zrozumienia przez pracowników dla systemu zarządzania jakością, ponieważ pracownicy zgłaszają uwagi do opracowanej dokumentacji, pogłębiają swoją wiedzę z literatury, głównie z norm (częstotliwość korzystania)- na które się powołują. W ostatnim okresie pracownicy sami zwracają się z prośbą o wysyłanie ich na dodatkowe specjalistyczne szkolenia z zakresu systemu zarządzania jakością i nie tylko, to rokuje pozytywne efekty w rozwoju i doskonaleniu systemu zarządzania jakością, gdyż im bardziej doświadczona i wyszkolona kadra zarządzająca tym system sprawniej i efektywniej funkcjonuje.

Autorzy uważają, że system potrzebuje okresu stabilizacji, aby każdy pracownik mógł się odnaleźć w systemie zarządzania jakością – ten okres to około 2 do 3 lat, dlatego przeprowadzane audity mają charakter raczej poglądowy, aby pracownicy mogli do pewnych działań się przyzwyczaić i je zrozumieć.

5. Korzyści z funkcjonowania systemu zarządzania jakością w kopalni głębinowej

System zarządzania jakością porządkuje całą sferę dokumentacyjną i proceduralną, która może, ale nie musi wpływać na jakość produktu końcowego. Wśród korzyści, jakie można wyróżnić to korzyści wewnętrzne i zewnętrzne. Do korzyści wewnętrznych można zaliczyć:

- uporządkowanie, usystematyzowanie i przejrzystość procesów,
- wczesne rozpoznanie wad, słabych ogniw i niedoskonałości,
- usprawnienie obiegu informacji, co jest niezbędne dla podejmowania szybkich i trafnych decyzji,
- jasny podział kompetencji i odpowiedzialności,
- zapewnienie terminowych i stałych dostaw,
- przystosowanie systemu organizacyjnego do lepszego zarządzania kopalnią,
- zmniejszenie kosztów złej jakości i ujawnianie źródeł ich powstawania,
- zmniejszenie liczby popełnionych błędów.

Do korzyści zewnętrznych można zaliczyć:

- dobre postrzeganie jakości wyrobu przez klientów,
- podniesienie pozycji wśród firm konkurencyjnych,
- korzyści marketingowe,
- poprawa współpracy z dostawcami,
- redukcja reklamacji gwarancyjnych,
- spełnienie wymagań klienta,
- międzynarodowe uznanie systemu i związane z tym korzystniejsze warunki zawierania umów i negocjacji,

Z korzyści ogólnych z systemu zarządzania jakością można wyróżnić:

- klienci otrzymują wyrób zgodny z wymaganiami,
- dostawcy korzystają z partnerstwa i wzajemnego zrozumienia,
- społeczeństwo dzięki spełnieniu wymagań ustawowych i przepisów, uzyskuje poprawę zdrowia i bezpieczeństwa oraz ograniczenia negatywnego wpływu na środowisko,
- pracownicy kopalni – poprawę warunków pracy.

Na podstawie rocznego okresu obserwacji kosztów jakości, można stwierdzić, że skuteczne pełne wdrożenie rachunku kosztów jakości wymaga spełnienia następujących warunków:

- zaangażowania kierownictwa w proces identyfikacji i analizy kosztów,
- traktowania jakości jako narzędzia skutecznego pomiaru i poszukiwania wskaźników finansowych, w tym możliwości obniżenia kosztów,
- zaprojektowania kompleksowego rachunku kosztów jakości w kopalni, który ułatwi uzyskanie informacji o ich rzeczywistych rozmiarach,
- prowadzenia w sposób zaplanowany pracy zespołów zajmujących się redukcją kosztów jakości.

6. Moda tak – sukces w czasie

Wdrożenie systemu zarządzania jakością w kopalni oprócz wyżej wymienionych korzyści, staje się bardzo modne. Kopalnie wdrażają zintegrowane systemy zarządzania lub jeden z podsystemów, czy zmienia się w związku z tym działalność kopalni? Kopalnia wdrażając system zarządzania jakością nie zmienia charakteru, jakości i ilości produkcji, może natomiast uporządkować pewne procesy np. komunikacji, szkolenia, nadzoru nad dokumentacją.

Wdrożenie systemu zarządzania jakością może być sposobem na uporządkowanie lub doskonalenie istniejących elementów zarządzania, więc ryzyko niepowodzenia jest stosunkowo małe. Kopalnia nie prowadzi sprzedaży bezpośredniej, więc (oprócz sprzedaży drobnicowej) certyfikat klientowi indywidualnemu nic nie daje. W przypadku odbiorcy dużych ilości węgla, to klient przedstawia parametry węgla jaki chce kupić, a w przypadku niedotrzymania parametrów węgla to producent ponosi odpowiedzialność zgodnie z umową – więc certyfikat nie ma tu znaczenia. Czy są różnice w cenach tony węgla między kopalniami, które posiadają certyfikat i tymi, które nie posiadają certyfikatu? Otóż nie, bo to rynek decyduje o cenach węgla, to popyt i podaż decyduje ile i za jaką cenę kopalnia może sprzedać swój produkt. Zgodnie z definicją, że „ System jest zbiorem uporządkowanych elementów, które współpracując ze sobą stanowią pewną całość", można powiedzieć, iż kierunek rozwoju jest słuszny tylko na efekty należy poczekać, czy ekonomiczne – należy mieć nadzieję, że tak.

7. Podsumowanie

Wiele firm występuje o certyfikat zarządzania jakością zgodny z ISO 9001 lub już go posiada, ponieważ istnieje tendencja uzyskiwania gwarancji jakości dostarczanych produktów. Fakt posiadania certyfikatu jakości zwiększa wiarygodność kopalni w kontaktach krajowych, a zwłaszcza międzynarodowych, informując potencjalnych partnerów o tym, że stosowane w kopalni zasady spełniają normy międzynarodowe.

Certyfikowany system zarządzania jakością jest dla kopalni w Unii Europejskiej swoistym dyplomem potwierdzającym dobrą jakość zarządzania i stosowania powszechnie uznanych za racjonalne, zasad traktowania klientów, partnerów w biznesie i pracowników. W sferze handlu w pewnym sensie

wdrożenie systemu zarządzania jakością przez kopalnię jest modą, gdyż kopalnia nie handluje węglem tylko go wydobywa. W sferze produkcji system zarządzania jakością porządkuje obszary zarządzania procesowego, a w aspekcie ekonomii, koszty jakości raczej są niewymierne lub trudne do określenia (pomijając infrastrukturę produktu).

Kopalnia nie otrzymuje lepszej ceny za to, że posiada certyfikat, choć są udokumentowane przypadki, że klient wskazuje kopalnie, z której chce węgiel. Wyjątkiem może być sytuacja, gdy klient ma do wyboru oferty kilku producentów np. w przypadku węgli energetycznych to w takim przypadku może certyfikat jakości mieć wpływ na wybór dostawcy węgla. Jednak w przypadku jedynego producenta np. węgli ortokoksowych ten certyfikat jakości może mieć mniejsze znaczenie i w tym przypadku możemy mówić o modzie na certyfikat systemu zarządzania jakością lub tylko prestiżu.

Literatura

1. Zarządzanie Jakością w praktyce. Wydawnictwo Wiedza i Praktyka.
2. Kutkowski J.: Analizy własne.
3. System Zarządzania Jakością według Norm PN-EN ISO serii 9000. Materiały szkoleniowe. GIG, Katowice 2005.
4. Kutkowski J.: Zintegrowany System Zarządzania – jego zadania i cele. Polityka energetyczna tom 8, zeszyt specjalny. Wyd. IGSMiE PAN, Kraków, s. 375-381.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

ASPEKTY WSPÓŁPRACY ZWIĄZANE Z WPROWADZENIEM E-BIZNESU DO ZARZĄDZANIA ŚRODOWISKIEM PRACY

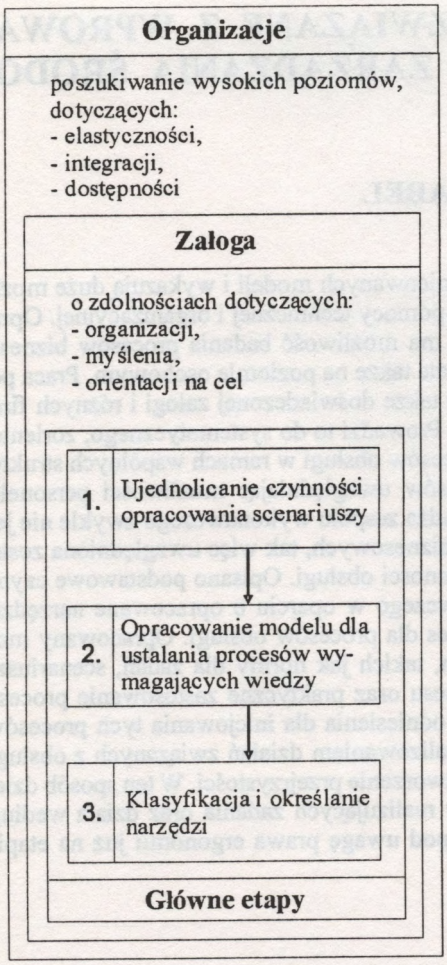
Klaus-Dieter FRÖHNER, Jürgen ZABEL

Streszczenie. Procesy obsługi wymagają zróżnicowanych modeli i wykazują duże możliwości, a także wysokie wymagania dotyczące pomocy technicznej i organizacyjnej. Opracowano więc wielopoziomowy model, który ma możliwość badania procesów biznesowych nie tylko na poziomie przedsiębiorstwa, ale także na poziomie osobowym. Praca polegała na zebraniu wizji, narzędzi i pomocy, a także doświadczonej załogi i różnych firm z różnymi poglądami i elastyczną organizacją. Prowadzi to do systematycznego, zorientowanego na załogę rozróżnienia i integracji procesów obsługi w ramach wspólnych struktur oraz do systematycznych udoskonaleń procesów uwzględniając możliwości personelu, a także wspólne wymagania. Domniemana wiedza zespołu wykonawczego zwykle nie jest zintegrowana z analizą istniejących procesów biznesowych, tak więc uwzględniona zostanie integracja z procesem biznesowym dla czynności obsługi. Opisano podstawowe czynności i oceniono obciążenia zespołu wykonawczego w oparciu o opracowane narzędzia programowe. Narzędzia te wspomagają e-biznes dla procesów obsługi. Opracowany model oparty jest na teoretycznych rozważaniach, takich jak normy dla zadań, scenariusze współpracy, a także możliwości opisania procesu oraz praktyczne zastosowanie procesu w firmach. Można go zastosować jako model odniesienia dla inicjowania tych procesów w różnych firmach, które są zainteresowane realizowaniem działań związanych z obsługą poprzez harmonizowanie modeli myślowych i tworzenie przejrzystości. W ten sposób działa on jako metoda orientacji dla pracowników realizujących zadania oraz działa według zasady eliminacji czynnika ludzkiego, biorąc pod uwagę prawa ergonomii już na etapie projektowania.

1. Wstęp

Punktem wyjściowym były ogólne czynności związane z samym procesem obsługi. Podstawą są niemieckie normy dla procesów obsługi [2]. Pierwszym etapem jest ujednolicenie wyobrażeń czynności w samych firmach, a także pomiędzy firmami, które często stosują specjalistyczne wyrażenia, oderwane od tradycji kulturowych w danej firmie, np. dla określenia ogólnego zadania, stwarzając pole do dyskusji pomiędzy firmami na temat ich strategicznych działań. Ogólne działania były przedstawione w formie czterech scenariuszy dotyczących monitorowania hurtowni, usług serwisowych i warunków w zakładzie [3].

Prof.dr ing. Klaus-Dieter Fröhner
Dr ing. Jürgen Zabel
Politechnika Hamburska
Instytut Ergonomii
Eissendorfer Strasse 40
21073 Hamburg
Niemcy
tel.: +49 (0)40 42878 3212
e-mail: arbeitswissenschaft@tu-harburg.de



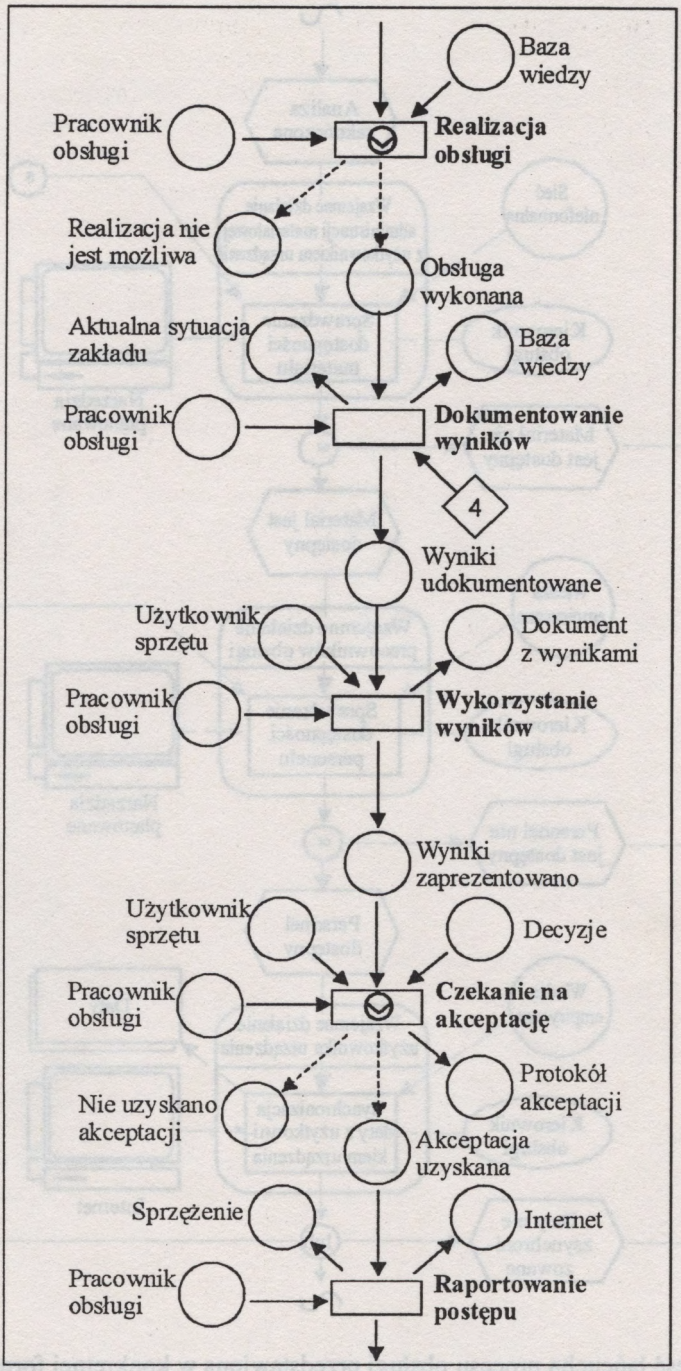
Rys.1. Podstawowe etapy i ograniczenia dotyczące planowania schematu działań

Drugim etapem było stworzenie procedur dla modelu w celu ustalenia wiedzy na temat intensywności procesów. Można to zaobserwować na wielopoziomowym modelu z czterema poziomami [2]. Dzięki temu wielopoziomowemu modelowi można być pewnym, że organizacja, a także ludzie nie zagubią się w ogromnej ilości informacji, które są dostarczane za pomocą elektronicznych systemów informatycznych. Zadanie jest dwojakie: Z jednej strony wspomaganie ludzi o ograniczonych możliwościach przyjmowania i przetwarzania informacji [5, 6], a tym samym wspomaganie zwiększania możliwości ludzi, a z drugiej strony wspieranie koncepcji bardziej przejrzystej organizacji, co daje większą niezawodność i elastyczność.

Ostatnim etapem jest klasyfikacja i określenie narzędzi wspomagających system informatyczny, a także określenie potrzeb zatrudnienia i organizacji. Rysunek 1 przedstawia trzy główne etapy tego podejścia.

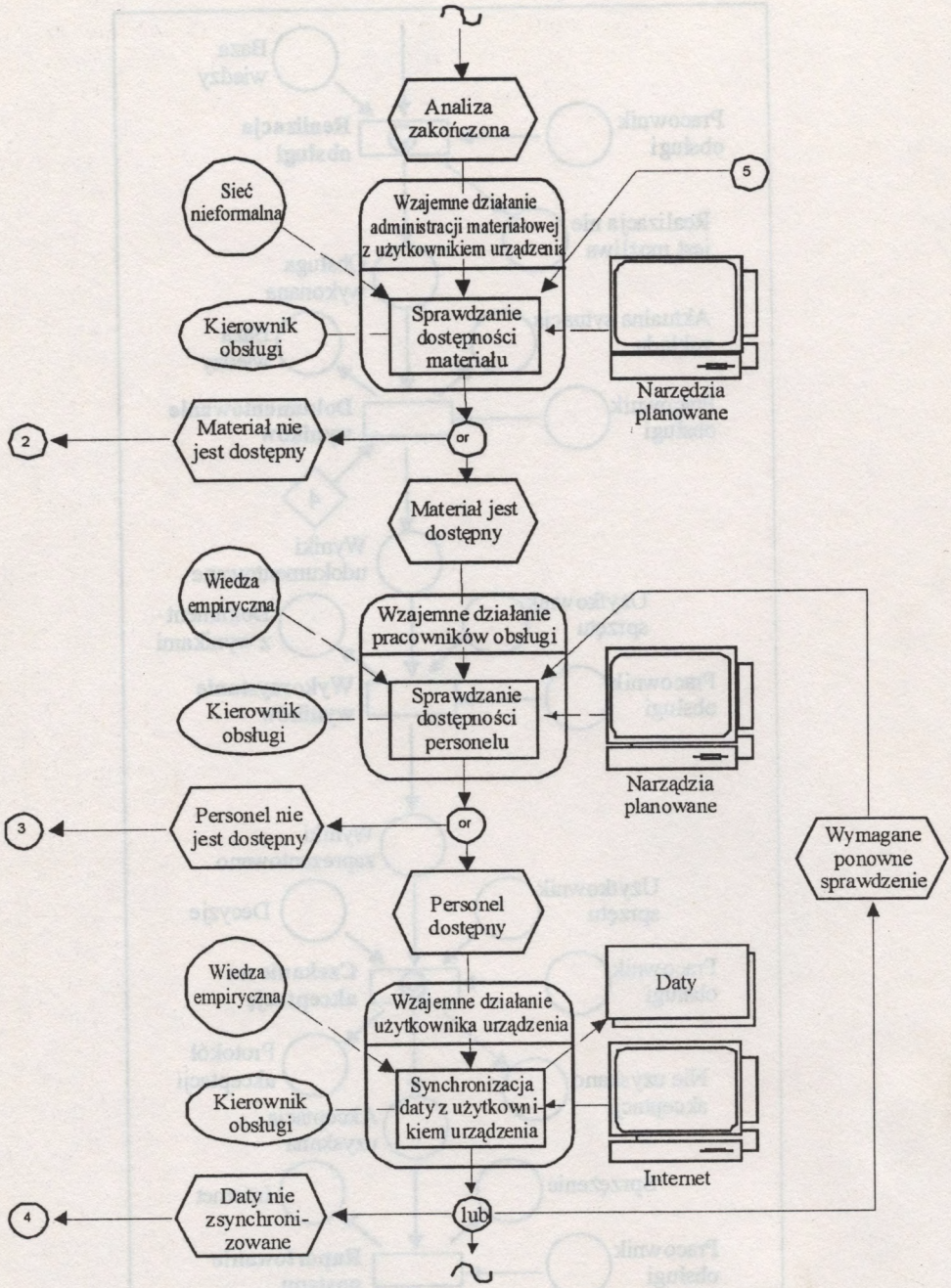
2. Realizacja modelu

Model był realizowany poprzez modelowanie od ogółu do szczegółu zaczynając od pierwszego z czterech poziomów. Pierwsze dwa poziomy zbudowano z SADT [2, 3]. Metoda ta jest graficznym opisem skomplikowanych struktur przedstawiających ogólny zarys całego procesu, a tym samym sprawia, że przepływ danych jest przejrzysty dzięki najwyżej pięciu czynnościom. Proces biznesowy jest wspomagany dzięki holistycznemu podejściu. Opisana technika radzi sobie z ograniczeniami związanymi z pamięcią krótkoterminową i przeznacza większą pojemność na zapisywanie obrazów [5, 6]. Drugi poziom przedstawiony jest w formie zadań i podziału zadań pomiędzy różne firmy, uczestniczące w łańcuchu procesu obsługi, ze szczególnym uwzględnieniem kompetencji producentów urządzeń, dostawców usług logistycznych dla zapewnienia transportu, magazynowania i zarządzania zasobami materiałowymi, serwisantów i użytkowników urządzeń.



Rys.2. Część łańcucha procesu obsługi przedstawiony w konkretnej formie przez Petrinets

(4 punkty łączące i ⊗ połączenie logiczne)



Rys.3. Część łańcucha procesu obsługi przedstawiona w konkretnej formie przez eEPC (∼, ②, ③, ④ i ⑤ dalsza część procesu)

Trzeci poziom to uszczegółowienie pierwszych dwóch poziomów oraz uwzględnienie załogi i zadania do realizacji procesu. Na tym poziomie należy uwzględnić dużą skalę ograniczeń. Jest on realistyczny, gdyż uwzględnia przeszkody w pracy i może pracować np. z Petrinets (rys. 2) lub z rozszerzonym Event-Driven Process Chains (eEPC), często stosowaną i dobrze znaną metodą do tworzenia procesów (rys. 3).

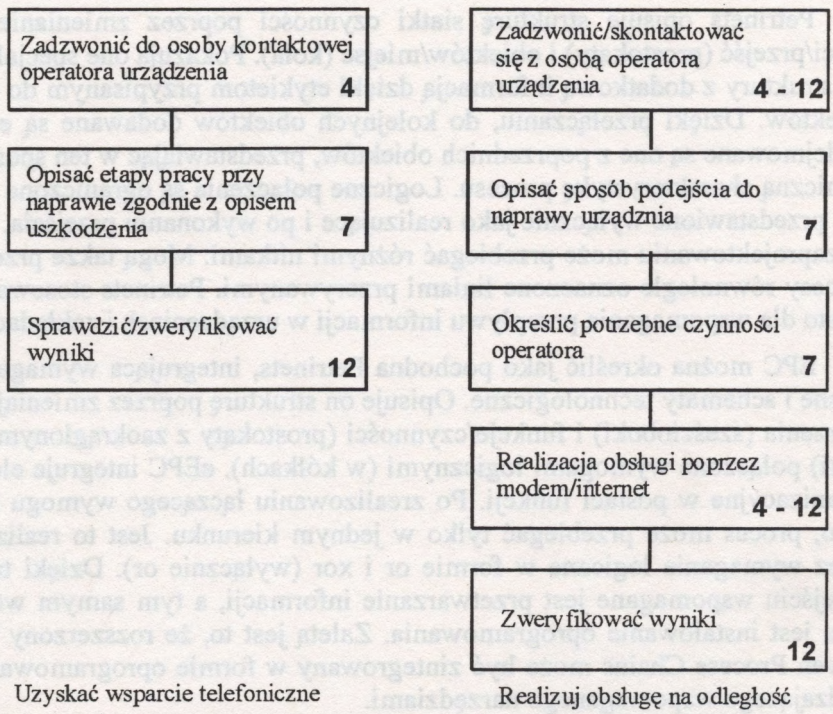
Petrinets opisuje strukturę siatki czynności poprzez zmienianie czynności/przejść (prostokąty) i obiektów/miejsc (koła). Pokazują one specjalny status struktury z dodatkową informacją dzięki etykietom przypisanym do danych obiektów. Dzięki przełączaniu, do kolejnych obiektów dodawane są etykiety a odejmowane są one z poprzednich obiektów, przedstawiając w ten sposób dynamiczną charakterystykę procesu. Logiczne połączenia są ograniczone i mogą być przedstawione wyłącznie jako realizujące i po wykonaniu przejścia, proces po zaprojektowaniu może przebiegać różnymi nitkami. Mogą także przebiegać procesy równoległe oznaczone liniami przerywanymi. Petrinets stosowany jest często dla wspomagania przepływu informacji w urządzeniach i zakładach.

EPC można określić jako pochodna Petrinets, integrująca wymagania logiczne i schematy technologiczne. Opisuje on strukturę poprzez zmieniające się zdarzenia (sześcioboki) i funkcje/czynności (prostokąty z zaokrąglonymi narożami) połączone wymogami logicznymi (w kółkach). eEPC integruje elementy organizacyjne w postaci funkcji. Po zrealizowaniu łączącego wymogu logicznego, proces może przebiegać tylko w jednym kierunku. Jest to realizowane przez wymagania logiczne w formie or i xor (wyłącznie or). Dzięki takiemu podejściu wspomagane jest przetwarzanie informacji, a tym samym wspomagane jest instalowanie oprogramowania. Zaletą jest to, że rozszerzony Event-Driven Process Chains może być zintegrowany w formie oprogramowania zarządzającego wspomaganego narzędziami.

Czwarty poziom integruje proces oceny i udoskonaleń stosując dwa podejścia. Jedno z podejść skupia się na zastosowaniu wiedzy posiadanej przez osobę wykonującą, z powodu wyjątkowej ważności procesu obsługi. Podejście to rozszerza łańcuch procesów trzeciego poziomu z uwzględnieniem elementów zorientowanych na osobę. Rysunek 3 pokazuje przykład integracji takich elementów jak wiedza empiryczna i nieformalna sieć, które są określane jako ważne, gdyż biorą udział w realizacji procesu obsługi. Biorąc pod uwagę procesy poznawcze, łańcuchy procesów są schematami działań, które angażują osoby wykonujące czynności poprzez udostępnianie możliwości pamięci krótkoterminowej dla wykonywania pojedynczych czynności w łańcuchu procesu obsługi, z wykorzystaniem przypadkowej wiedzy.

Drugie podejście dla czwartego poziomu ocenia procesy uwzględniając ich poziom regulacji dla uzyskania poziomu stresu i obciążeń osób wykonujących zadania. Wykorzystano teorię regulacji czynności [4]. Efektem tego podejścia jest szczegółowe określenie pojedynczych czynności. Dokonano tego w systemie punktowym, gdzie położenie punktów związane jest z charakterystyką

rozróżniania w teorii Hacker'a. Dwanaście punktów, największa możliwa ilość, wskazuje na czynności o wysokim obciążeniu, wykonywanych przez osoby realizujące zadania. Prawa kolumna (rys. 4) pokazuje czynność „realizuj obsługę na odległość". Dzięki systematycznemu uszczegółowianiu procesu obsługi w modelu, zadanie to składa się z pięciu czynności z różnym prezentowaniem wyników.

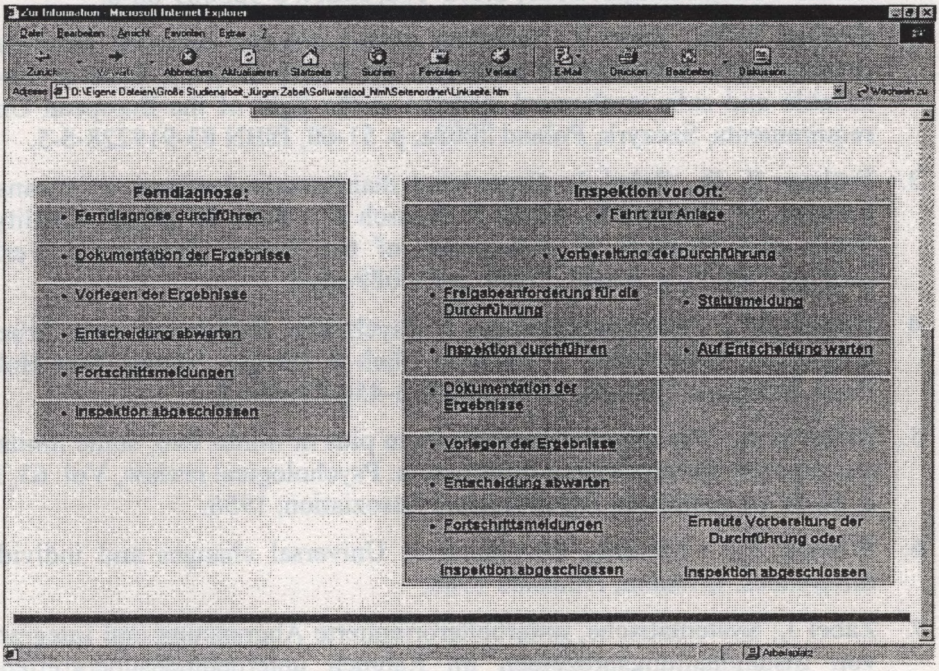


Rys.4. Określanie czynności na poziomie oceniania (4 poziom modelu)

Wymagany poziom regulacji dla czynności wymiany części i napraw silnie zależy od rodzaju uszkodzenia. Czynność jest bardzo prosta jeśli np. trzeba wymienić mały element elektroniki. Ale czynności mogą też być bardzo skomplikowane, czasochłonne i wymagające zręczności, wiedzy oraz znajomości procedur np. poważne uszkodzenie mechaniczne. W pierwszym przypadku przypisanie dla wyróżniających charakterystyk może być realizowana poprzez zautomatyzowany poziom regulacji, a w drugim przypadku przy użyciu intelektu.

Celem tych wszystkich procedur jest opracowanie narzędzi, które zapewniają wszechstronną pomoc w czasie realizacji istotnych czynności, aby pomóc w określeniu odpowiednich czynności dla pracownika lub poszukać czynności kwalifikujące robotników, co oznacza zainstalowanie procesów dynamicznych. Dla czynności tego typu interesujące jest budowanie wybranych narzędzi oraz podstawy wiedzy.

Ponieważ czynności polegają na działaniu intelektu, poziom regulacji może spowodować obciążenie umysłu osób wykonujących, zwłaszcza kiedy wykonaniu zadania towarzyszy wiele czynności, należy je zweryfikować i zmniejszyć ich liczbę. Prowadzi to do opracowania narzędzia programowego tzw. narzędzia przepływu czynności, które automatyzuje przepływ informacji pomiędzy czynnościami poprzez przesyłanie dokumentów i informacji od jednej osoby do drugiej przy utrzymaniu prawidłowej kolejności przetwarzania punktu czasowego dla zróżnicowanych czynności obsługi [7]. Obejmuje to także definicję decyzji i przypisanie odpowiedzialności. Każda czynność ma swoje własne wspomaganie tak, że możliwe jest włączenie np. listy kontrolnej i połączenie elektronicznej wiedzy w formie dokumentów (rys. 5). Teraz możliwe staje się dostarczanie pracownikowi niezbędnych informacji eliminując stratę czasu na ich poszukiwanie i ewentualne niepowodzenie w szukaniu. Program ten przygotowany jest do wprowadzenia planowania i kontroli obsługi.



Rys.5. Widok ekranu z oprogramowania dla przepływu informacji. Linki do czynności procesu obsługi [7]

3. Wyniki

Dzięki takiemu rozwiązaniu wiedza na temat ekonomicznych aspektów procesów obsługi może być usystematyzowana i ograniczana, zwłaszcza jeśli chodzi o czynności wymagające wysokiego poziomu regulacji. Rozwiązanie to zapewnia przejrzystość dla wszystkich uczestników procesu, harmonizując pojęcia związane tym procesem i czynnie pomaga w orientacji. Zastosowano

w nim zasady ergonomii i eliminację czynnika ludzkiego już na etapie projektowania [1].

Wykazano, że dla holistycznego wspomagania konieczne jest zintegrowanie posiadanej wiedzy. Elementy te wymagają strategii zorientowanych na pracowników z jednej strony dla poprawy przebiegu procesu, a z drugiej strony dla wspomagania systemów informatycznych i organizacji. Oprogramowanie jest ważne i potrzebne ale jego stosowanie nie jest wystarczające.

Literatura

1. Caterina G., Attaianese E., Duca: A method to improve information design for building maintenance. In: Strasser H., Kluth K. Rausch H., Bubb H. [Hrsg]: Quality of Work and Products in Enterprises of the Future, Ergonomia Verlag,Stuttgart 2003, S.175-178, ISBN: 3-935089-68-6.
2. Fröhner K.-D., Zabel J.: Initiating person-oriented business engineering processes for maintenance activities. In: KOMAG (ed.): State-of-the-art, reliable and safe mechanical systems in the light of the European Union requirements, Szczyrk, Poland 2003a, p. 51-60, ISBN 83-919228-5-5.
3. Fröhner K.-D., Zabel J.: Organizing maintenance business by means of Internet. In: Strasser H., Kluth K. Rausch H., Bubb H. [Hrsg]: Quality of Work and Products in Enterprises of the Future, Ergonomia Verlag, Stuttgart 2003b, p. 65-68, ISBN: 3-935089-68-6.
4. Hacker W.: Arbeitspsychologie – Psychische Regulation von Arbeitstätigkeiten. Neufassung 1. Auflage, Ulich E. (Hrsg.), Verlag Hans Huber, Bern, Stuttgart, Toronto, 1986, ISBN: 3-456-81-464-X.
5. Miller G.A.: The magical number seven plus or minus two; some limits on our capacity for processing information. Psychological review, Vol. 63, No. 2, 81-97 by American Psychological Assoziation, 1956.
6. Weinert F.E.: Memory development: Universal changes and individual differences. Erlbaum, Hillsdale 1988.
7. Zabel J.: Systematische, mitarbeiterorientierte Abgrenzung und Integration von Instandhaltungsprozessen im Rahmen unternehmensübergreifender Strukturen. VDI-Verlag, Düsseldorf 2006, ISBN 3-18-317416-2.

ANALIZA STEREOMECHANICZNA KOŁA PĘDNEGO

Dagmara TEJSZERSKA, Damian GĄSIOREK, Krzysztof TUREWICZ, Waldemar BIELAMOWICZ

Streszczenie. W pracy sformułowano model dyskretny koła pędnego. Do opisu cech geometrycznych koła wykorzystano środowisko CAD, program Inventor. Obliczenia stereomechaniczne wykonano metodą elementów skończonych w programie Ansys, do którego eksportowano pliki CAD. Przedstawiono przyjęty do obliczeń model, wyniki symulacji komputerowych w postaci barwnych map przemieszczeń i naprężeń oraz wnioski końcowe.

1. Wstęp

Koła pędne, zwane od nazwiska wynalazcy także tarczami Koepe, rozpowszechniły się bardzo w ostatnich dziesiątkach lat w krajach środkowej Europy usuwając na drugi plan napędy bębnowe, które zachowały się jedynie dla mniejszych urządzeń i płytkich szybów oraz w warunkach specjalnych, np. gdy konieczne jest częste przestawianie klatek dla zmiany poziomów wydobycia.

Przenoszenie siły obwodowej koła pędnego na linę odbywa się w skutek zjawiska tarcia liny o wykładziny rowka linowego na obwodzie koła pędnego. Taki napęd charakteryzuje się brakiem stałego zamocowania liny nośnej, która jest przewieszona dwustronnie przez koło [2].

Prof.dr hab.inż. Dagmara Tejszerska
Dr inż. Damian Gąsiorek
Politechnika Śląska
Katedra Mechaniki Stosowanej
ul. Konarskiego 18a
44-100 Gliwice
e-mail: Dagmara.Tejszerska@polsl.pl
e-mail: Damian.Gasiorek@polsl.pl

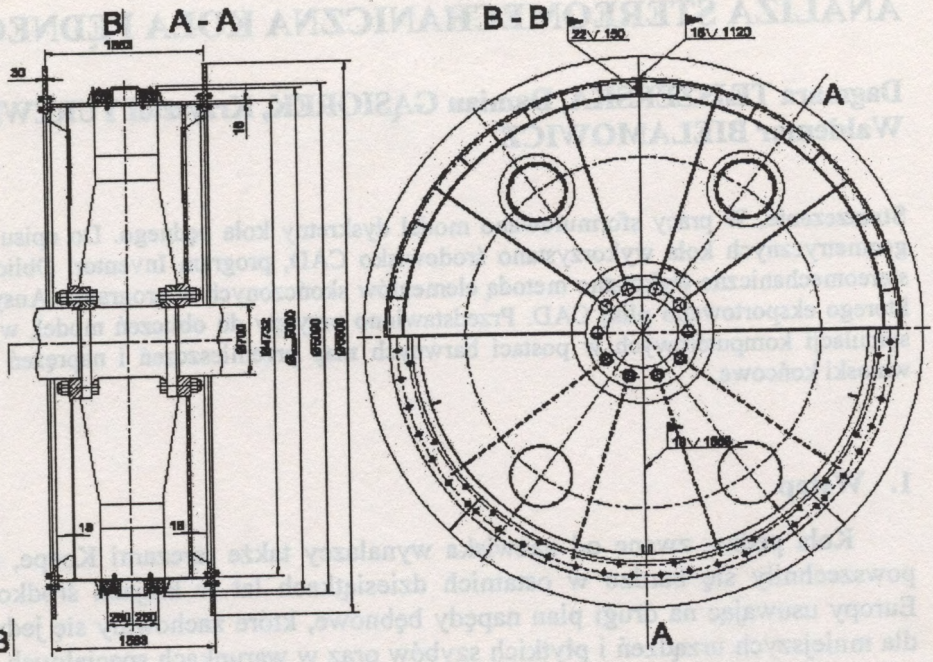
Mgr inż. Krzysztof Turewicz
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
ul Pszczyńska 37
44-101 Gliwice
e-mail: kturewicz@komag.eu

Mgr inż. Waldemar Bielamowicz
Politechnika Śląska
Koło Naukowe Mechatroniki przy Katedrze Mechaniki Stosowanej
ul. Konarskiego 18a
44-100 Gliwice

2. Model koła pędnego

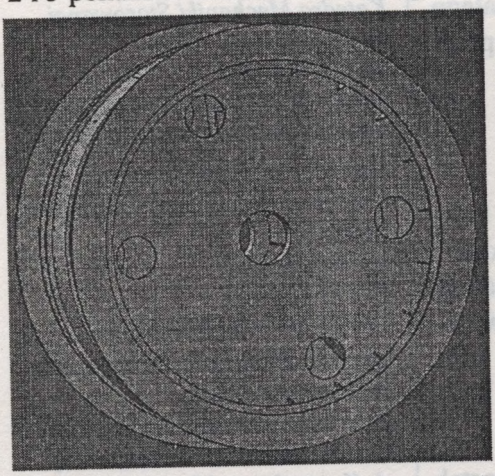
Obiektem badań jest dwulinowe koło pędne (rys. 1) konstrukcji „Proserw Zgoda". Koło wykonane jest ze stali St3S. Analizę stereomechaniczną przeprowadzono w celu zweryfikowania modelu i obciążeń koła pędnego zaproponowanego w CMG KOMAG.

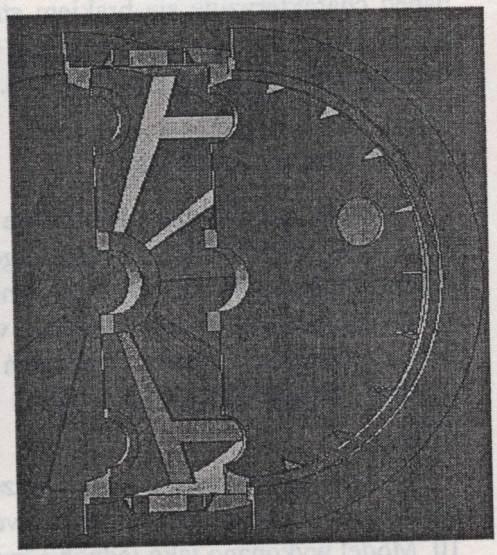
Model geometryczny tego koła został opracowany w programie Autodesk Inventor 10. Model wykonano jako jednobryłowy.



Rys.1. Schemat dwulinowego koła pędnego konstrukcji „Proserw Zgoda"

W procesie modelowania przyjęto następujące założenia upraszczające, w wyniku których pominięto: zatępienia, fazowania, niewielkie otwory, wykładziny, śruby. Model składa się z dwóch tarcz bocznych, płaszcza, dziesięciu wewnętrznych żeber w kształcie litery „H", czterdziestu żeber znajdujących się między rowkami wykładzin oraz dwudziestu żeber zewnętrznych. Na rysunkach 2 i 3 pokazano model rozważanego koła.





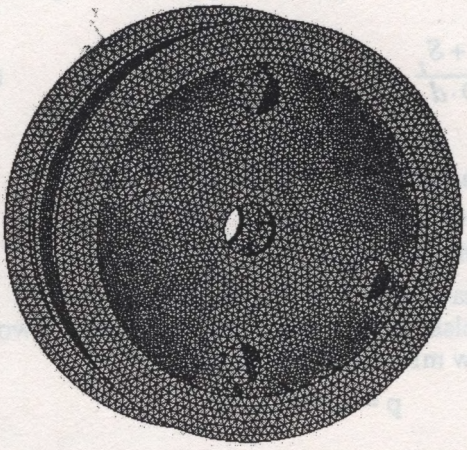
⇑ Rys.2. Model geometryczny koła pędnego

⇒ Rys.3. Przekrój koła pędnego

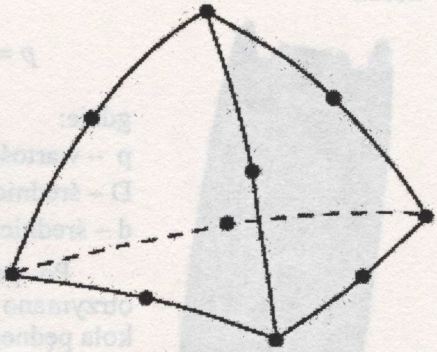
Model koła zapisano w uniwersalnym formacie ACIS (SAT), umożliwiającym wczytanie tego pliku do programu Ansys.

3. Dyskretyzacja modelu

Na podstawie modelu fizycznego wykonano dyskretyzację koła pędnego. Do dyskretyzacji użyto elementów typu solid 92. Element ten jest 10-węzłowym elementem o trzech stopniach swobody w węźle (rys. 6). Łączna liczba węzłów w modelu wyniosła 218261, a liczba elementów 111295 (rys. 4).



Rys.4. Model dyskretny koła pędnego

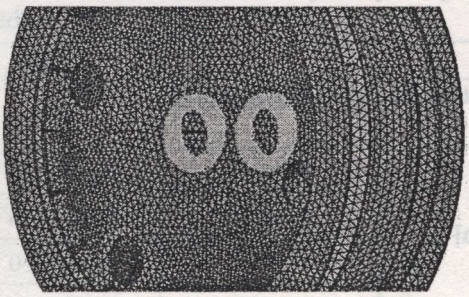


Rys.5. Element Solid92 użyty do dyskretyzacji

4. Warunki brzegowe w przemieszczeniach i obciążeniach

Na model zostały nałożone dwa rodzaje warunków brzegowych. Pierwsze z nich to utwierdzenie modelu w miejscu, gdzie koło łączy się z wałem. Drugi rodzaj warunku brzegowego, to obciążenie w postaci przyłożonego ciśnienia w miejscu styku lin z wykładziną koła pędnego.

4.1. Warunki brzegowe w przemieszczeniach



Rys.6. Sposób utwierdzenia modelu

Koło pędne utwierdzono w miejscu połączenia z wałem głównym maszyny wyciągowej (rys. 6).

Węzłom znajdującym się na powierzchni styku z wałem odebrano wszystkie stopnie swobody (przemieszczenia po osi X, Y, Z).

4.2. Warunki brzegowe w obciążeniach

Koło pędne zostało obciążone naciskiem pochodzącym od sił w linach:

$$S_1 = 650 \text{ kN}$$

$$S_2 = 400 \text{ kN}$$

gdzie:
S_1 – siła po stronie naczynia podnoszonego,
S_2 – siła po stronie naczynia opuszczanego.

Na podstawie tych sił obliczono nacisk liny na koło pędne według zależności:

$$p = \frac{S_1 + S_2}{D \cdot d} \tag{1}$$

gdzie:
p – wartość nacisku, Pa,
D – średnica koła pędnego, m,
d – średnica liny nośnej, m.

Po podstawieniu D = 5 m oraz d = 0,07 m otrzymano nacisk, który przyłożono na połowę obwodu koła pędnego w miejscu działania lin.

$$p = 1500000 \text{ Pa}$$

⇐ Rys.7. Sposób przyłożenia obciążeń

5. Wyniki obliczeń numerycznych

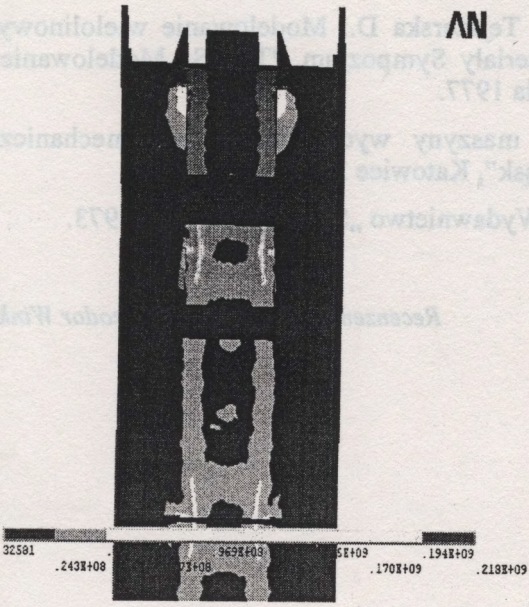
W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych otrzymano wyniki naprężeń oraz przemieszczeń koła pędnego w postaci map naprężeń i odkształceń według hipotezy von Missesa oraz map przemieszczeń sumarycznych. Jak już wcześniej wspomniano wyniki te zostaną porównane z wynikami uzyskanymi za pomocą modelu sformułowanego w CMG KOMAG. Maksymalne wartości otrzymanych wyników w programie Ansys przedstawiono w tabeli 2.

Zestawienie otrzymanych wyników

Tabela.2

		Ansys
Maksymalne naprężenia według hipotezy Hubera (von Misesa) [MPa]		218
Maksymalne przemieszczenia [m]	w osi X	$0{,}317 \cdot 10^{-3}$
	w osi Y	$0{,}29 \cdot 110^{-3}$
	w osi Z	$0{,}414 \cdot 10^{-3}$
	sumaryczne	$0{,}479 \cdot 10^{-3}$

Poniżej przedstawiono wyniki naprężeń uzyskanych w obu programach w postaci map.



Rys.8. Naprężenia uzyskane w programie Ansys [Pa]

6. Wnioski

W wyniku przeprowadzonych obliczeń w programie stwierdzono, że:

- maksymalne naprężenia według hipotezy von Misses'a wyniosły 218 MPa,
- maksymalne naprężenia nie przekraczają wartości dopuszczalnych dla stali St3S, a więc koło pędne nie ulegnie trwałym odkształceniom,
- maksymalne naprężenia występują na żebrach, w miejscu łączenia ich z płaszczem koła pędnego; wynika to z miejsca przyłożenia nacisku,
- w kolejnym kroku należy wykonać model płytowo-powłokowy i zweryfikować otrzymane wyniki dla modelu bryłowego.

Literatura

1. Bućko S.: Analiza wytrzymałościowa nowej konstrukcji płytowo-powłokowej na przykładzie wielolinowego bębna pędnego. Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej: Mechanika nr 86, Kraków 2001.
2. Popowicz O.: Transport kopalniany. Cz. 4: Wyciągi szybowe. Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Katowice 1957.
3. Szklarski L., Zarudzki J.: Elektryczne maszyny wyciągowe. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa – Kraków 1998.

4. Tejszerska D.: Modelowanie i optymalizacja dynamiki wyciągów szybowych. Monografia, WPŚ, Gliwice 2002.

5. Wojnarowski J., Meder A., Tejszerska D.: Modelowanie wielolinowych układów wyciągowych. Materiały Sympozjum PTMTS „Modelowanie w mechanice", s. 460-468, Wisła 1977.

6. Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe: Część mechaniczna. Wydawnictwo Naukowe „Śląsk", Katowice 2004.

7. Poradnik górnika: Tom III. Wydawnictwo „Śląsk", Katowice 1973.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

ANALIZA OBCIĄŻENIA RAMIENIA KOMBAJNU ŚCIANOWEGO

Horst GONDEK, Jiří REŽNAR

Streszczenie. Referat ten podejmuje próbę przedstawienia procesu tworzenia modelu trójwymiarowego dla analiz statycznych w środowisku ANSYS. Pierwsza część koncentruje się na pokazaniu możliwości wstawienia elementów przenoszenia mocy do układu sił. Następna część przedstawia sposób tworzenia modelu trójwymiarowego w środowisku CAD oraz przenoszenia modelu do programu ANSYS. Ostania część omawia proste analizy statyczne i ich wyniki.

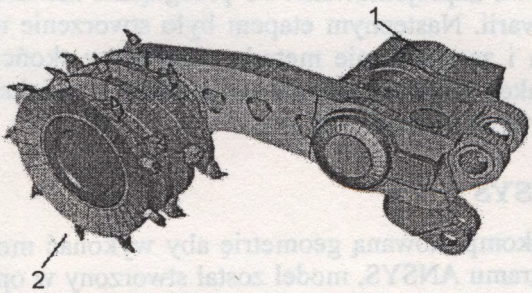
1. Wstęp

Ramię kombajnu ścianowego ma konstrukcję skrzyniową i wewnątrz ramienia wiele przełożeń do przenoszenia mocy z silnika elektrycznego do sekcji urabiania. Ramię jest przymocowane do ramy głównej za pomocą sworznia i jego położenie zmienia się dzięki tłokowi hydraulicznemu umieszczonemu pomiędzy konstrukcją ramienia a ramą główną kombajnu. W tym przypadku silnik elektryczny jest umieszczony w ramieniu. Rozmieszczenie to przedstawia rysunek 1.

Powodem, dla którego stworzono model trójwymiarowy ramienia kombajnu, była potrzeba znalezienia przyczyn awarii łożysk i przekładni zębatej wewnątrz ramienia. Problem ten wystąpił kilka tygodni po rozpoczęciu pracy maszyny. W tym wypadku stwierdzono, że konstrukcja ramienia nie była wystarczająco sztywna.

Podstawowe parametry:

- moc znamionowa: 250 kW
- obroty znamionowe: 1470 obr./min

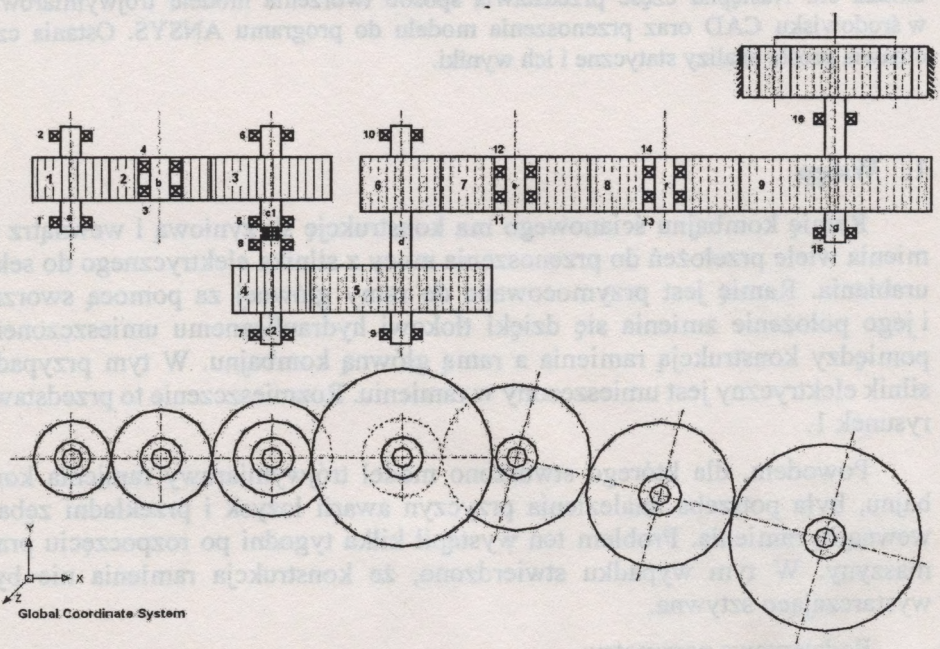


Rys.1. Ramię kombajnu ścianowego z silnikiem elektrycznym (1) i sekcją urabiającą na końcu ramienia (2)

Prof. Horst Gondek
Dr inż. Jiří Režnar
VŠB-TU Ostrava
17 listopadu
70833 Ostrava
tel.:+420597324274
e-mail: horst.gondek@vsb.cz
e-mail: jiri.reznar.fs@vsb.cz

2. Zastąpienie wału i koła zębatego

Jak podano powyżej, wewnątrz ramienia znajdują się kinematyczne elementy, które przenoszą moc z silnika do części urabiającej. Ten kinematyczny schemat przedstawia rysunek 2. Stworzenie schematu kinematycznego jest konieczne do późniejszego obliczania sił. W tej części pracy skoncentrowaliśmy się na zastąpieniu tych elementów siłami, które wytwarzane są dzięki przenoszeniu mocy z silnika elektrycznego do części urabiającej, i które działają na konstrukcję ramienia. Po uzyskaniu sił obciążających, prowadzono próby sprawdzające, czy łożyska zostały prawidłowo zaprojektowane.



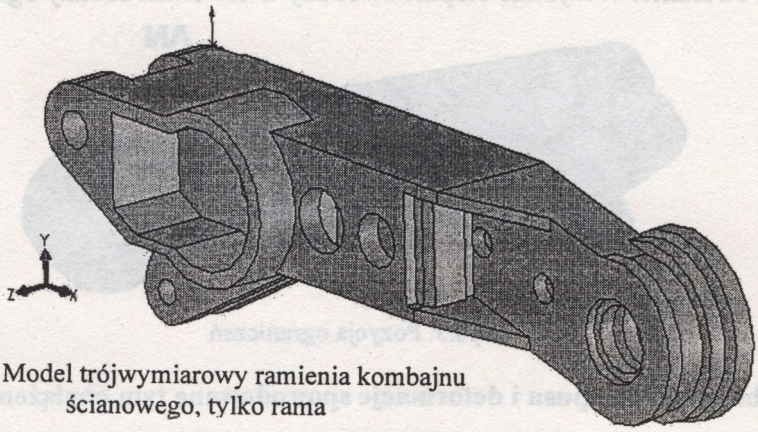
Rys.2. Schemat kinematyczny wewnątrz ramienia kombajnu ścianowego

Po kontroli łożysk sprawdzano, czy ramię i wszystkie elementy przenoszenia mocy zostały prawidłowo zaprojektowane. Po przeglądzie nie znaleziono przyczyny wystąpienia awarii. Następnym etapem było stworzenie modelu trójwymiarowego ramienia i zastosowanie metody elementów skończonych w celu sprawdzenia konstrukcji ramienia, czy nie ma punktów o zwiększonym naprężeniu i czy ramię jest wystarczająco sztywne.

3. Model dla programu ANSYS

Ponieważ ramię ma zbyt skomplikowaną geometrię aby wykonać model bezpośrednio w środowisku programu ANSYS, model został stworzony w oprogramowaniu CAD, a następnie przeniesiony do ANSYS. Wybrano ten sposób, ponieważ szybciej można było zbudować model, a wprowadzanie zmian było łatwiejsze niż gdyby wykonano go bezpośrednio w środowisku ANSYS.

Model ramienia kombajnu został wykonany w SolidWorks 2005 SP3, jak pokazano na rysunku 3. Import do ANSYS został zrealizowany za pomocą plików IGES. Próbowano importować model jako częściowy montaż, ale pojawiło się sporo problemów i w końcu zdecydowano się importować go jako całość.

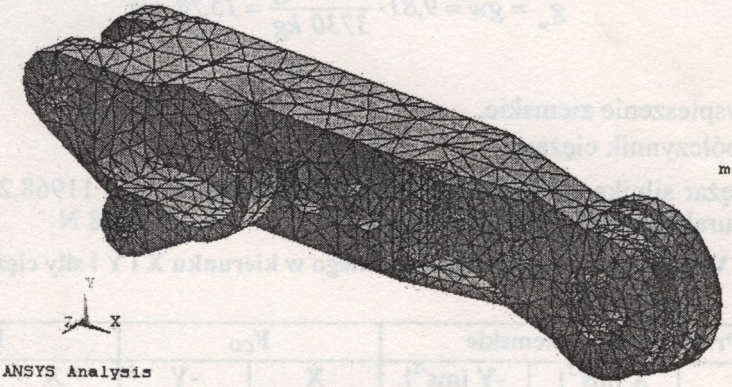


Rys.3. Model trójwymiarowy ramienia kombajnu ścianowego, tylko rama

Po zaimportowaniu modelu do programu ANSYS, było kilka możliwości ustawienia wszystkich wartości, zadanych przed obliczeniami, takie jak: grawitacja, wszystkie stałe materiałowe, ograniczenia itp. W tym wypadku wybrano Mechanical ToolBar, który jest w nowej wersji oprogramowania ANSYS i ma interfejsy bardziej przyjazne dla użytkownika.

4. Analiza w programie ANSYS

Siatka MES została wykonana automatycznie w Mechanical ToolBar, jak pokazano na rysunku 4.



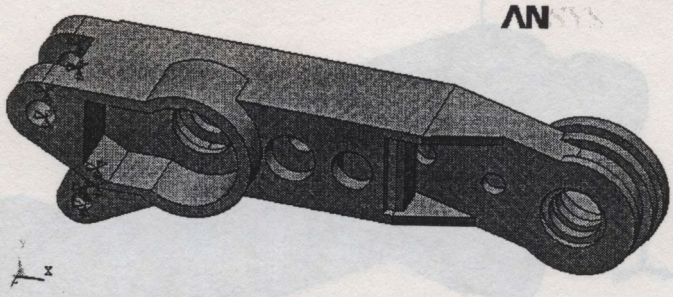
Rys.4. Siatka modelu

Typ elementu był dopasowany do SOLID92, który jest trójwymiarowym 10-węzłowym 3-D 10-Node Tetrahedral Structural Solid. W celu dalszych informacji o tym elemencie należy odwołać się do pomocy w ANSYS.

5. Warunki brzegowe

5.1. Ograniczenia

Jak pokazano na rysunku 5, ograniczenia zostały nałożone wewnątrz otworów na sworznie. Wszystkie stopnie swobody w otworach zostały ograniczone.



Rys.5. Pozycja ograniczeń

5.2. Obciążenie korpusu i deformacje spowodowane tym obciążeniem

Wybrano stałe materiałowe dla stali. Dla kolejnych obliczeń intensywności naprężeń i przemieszczeń wynikających z ciężaru własnego, należy przyjąć wartość przyspieszenia ziemskiego wzdłuż osi X, Y, Z. Ponieważ model 3D jest tylko ramą bez łożysk, kół zębatych itp., wymaga zastosowania współczynnika „w", przez który należy pomnożyć przyspieszenie ziemskie „g". Wyliczany jest on przez podzielenie aktualnego ciężaru ramienia, bez silnika, przez ciężar modelu ramy. Symulowano różne pozycje ramienia przez zmianę kąta przyspieszenia ziemskiego wzdłuż Globalnego Systemu Współrzędnych. W tabeli 1 podano wartości przyspieszenia ziemskiego w kierunku X i Y. Wyniki podano w tabeli 2.

$$g_w = gw = 9{,}81 \cdot \frac{6000\ kg}{3730\ kg} = 15{,}78\ ms^2$$

gdzie:

g – przyspieszenie ziemskie,

w – współczynnik ciężaru.

Ciężar silnika elektrycznego wynosi 1220 kg → F_{El} = 11968,2 N, a ciężar organu urabiającego wynosi 800 kg → → F_{CD} = 7848 N

Wartości przyspieszenia ziemskiego w kierunku X i Y i siły ciężaru

Tabela 1

Przyspieszenie ziemskie			F_{CD}		F_{El}	
Kąt	X [ms^{-2}]	-Y [ms^{-2}]	X	-Y	X	-Y
-10°	2,74	15,54	1362,8	7728,8	2078,3	11786,4
-05°	1,375	15,72	684	7818	1043	11922,7
0°	0	15,78	0	7848	0	11968,2

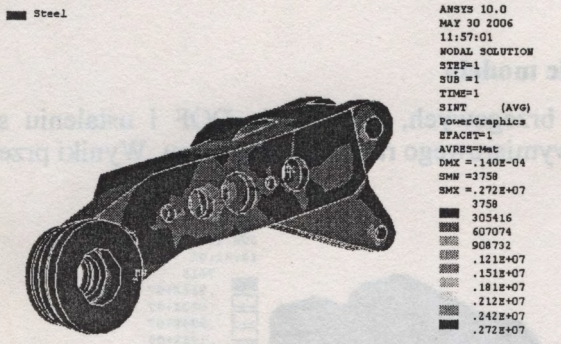
15°	-4,08	15,24	-2031	7580,6	-3097,6	11560,4
30°	-7,89	13,67	-3924	6796,6	-5984,1	10364,8
45°	-11,16	11,16	-5549,4	5549,4	-8462,8	8,462,8

Wyniki odkształceń pod własnym ciężarem i wartości przemieszczeń

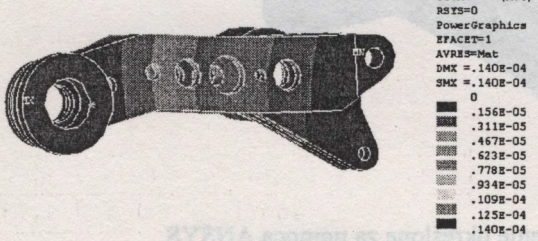
Tabela 2

Kąt	Maksymalne przemieszczenie [m]	Maksymalne równoważne naprężenie [Pa]
-10°	1,38E-05	2,51E+06
-5°	1,40E-05	2,52E+06
0°	1,40E-05	2,51E+06
15°	1,36E-05	2,36E+06
30°	1,23E-05	2,05E+06
45°	1,02E-05	1,60E+06

Jak widać w tabeli 2, maksymalne naprężenie nie jest przy kącie zerowym, jak sądzono, ale dla kąta 5°, jednak może to wynikać z błędu przybliżenia ANSYS, ponieważ odchylenie od 0° jest rzeczywiście małe. Odkształcenie naprężeń podano na rysunku 6, a maksymalne przemieszczenie pokazano na rysunku 7. Z tabeli 1 można odczytać, że najgorsze położenie obciążenia, wynikającego z własnego ciężaru, występuje pod kątem 0° od osi X. W następnej analizie zastosowane zostanie przyspieszenie ziemskie w kierunku osi Y.



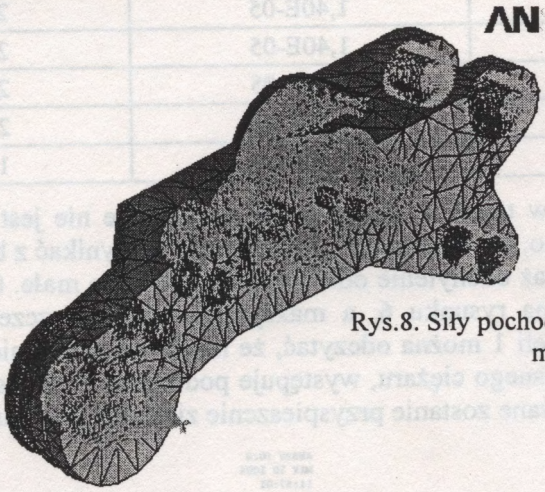
Rys.6. Obraz naprężenia równoważnego. Kąt ustalony na 0°



Rys.7. Obraz przemieszczenia. Kąt ustalony na 0°

5.3. Obciążenie wynikające z przenoszenia mocy

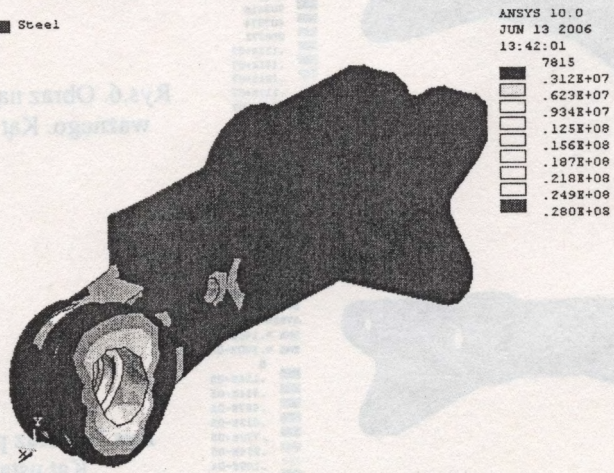
Rozpoczęto realizację obciążenia wynikającego z przenoszenia mocy, tworząc kluczowy centralny punkt w środku szczelin łożyskowych. Po stworzeniu węzłów przypisanych do punktów kluczowych, węzły te sparowane zostały z węzłami przypisanymi do odpowiednich przestrzeni otworów na łożyska i obciążeń, przy pomocy sił przenoszenia mocy. Miało to zastąpić pierścienie uszczelniające zastosowane wewnątrz otworów, jak pokazano na rysunku 8. Tabela 12 pokazuje wartości obciążenia i ich kierunki w odniesieniu do globalnego systemu współrzędnych.



Rys.8. Siły pochodzące z przenoszenia mocy

5.4. Rozwiązanie na podstawie modelu

Po przyjęciu warunków brzegowych, sparowania DOF i ustaleniu sił, dokonano analizy modelu trójwymiarowego ramienia kombajnu. Wyniki przedstawiono na rysunkach 9 i 10.

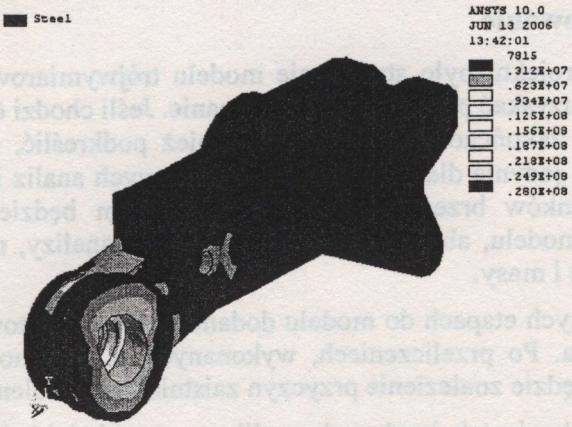


Rys.9. Naprężenie określone za pomocą ANSYS

Wyniki maksymalnego przemieszczenia i maksymalnego równoważnego naprężenia wynoszą:

Maksymalne przemieszczenie - 0,518 E - 04 m = 0,0518 mm

Maksymalne równoważne naprężenie -0,280 E + 8 Pa = 28 MPa



Rys.10. Naprężenie określone za pomocą ANSYS

6. Wnioski

Model 3D do pracy w programie ANSYS wykonano w 3D SolidWorks, ponieważ oprogramowanie to ma lepsze parametry eksportowania do IGES (rys. 5). Wykonano kilka prób importowania modelu jak przy montażu ramienia kombajnu, ale okazało się to bardzo trudne i w końcu zdecydowano się na importowanie modelu jako całej jednostki.

Następnym etapem było ustawienie wszystkich warunków brzegowych i siatki na wstępnie przygotowanym modelu. Ostateczna liczba elementów wyniosła 25034. Końcowy model z siatką przedstawiono na rysunku 4.

Ograniczenia modelu narzucono na otwory pod sworznie i wszystkie DOF zostały zablokowane, jak pokazano na rysunku 5.

W następnym etapie wykonano kilka prób dla obciążeń wynikających z ciężaru własnego, aby określić najmniej korzystne położenie ramienia względem osi X. Po wykonaniu tych prób, do otworów na łożyska wprowadzono siły z przenoszenia mocy i ponownie wykonano obliczenia. Wyliczone wartości są następujące:

Maksymalne przemieszczenie - 0,518 E - 04 m

Maksymalne równoważne naprężenie – 0,280 E + 8 Pa.

W tym miejscu przedstawiono rożne sposoby ustalania obciążenia z przenoszenia mocy. Na końcu zdecydowano się przypisać siłę do stworzonego punktu kluczowego w centrum otworu i po nałożeniu siatki, połączyć utwo-

rzone węzły z centralnym węzłem, a następnie obciążyć siłą tylko ten jeden punkt. Innym sposobem, który próbowano wcześniej było przypisanie sił bezpośrednio obszaru otworu, ponieważ Mechanical Toolbar umożliwia realizację takiej funkcji. Ale wyniki nie były zbyt dobre.

7. Podsumowanie

Celem projektu było stworzenie modelu trójwymiarowego w programie ANSYS, aby uzyskać podstawowe rozwiązanie. Jeśli chodzi o ten przypadek, to praca została zakończona, ale trzeba również podkreślić, że model ten jest wystarczający jedynie dla wykonania podstawowych analiz i jedynie dla określonych warunków brzegowych. Konieczne zatem będzie dokonanie kilku poprawek w modelu, aby otrzymać dokładniejsze analizy, mianowicie poprawienie ciężaru i masy.

W kolejnych etapach do modelu dodane zostaną siły towarzyszące procesowi urabiania. Po przeliczeniach, wykonanych w tych nowych warunkach, celem pracy będzie znalezienie przyczyn zaistniałych problemów.

Dla uzyskania tak bardzo skomplikowanego i dokładnego modelu, konieczne będzie zakupienie pełnej licencji na program ANSYS, ponieważ uczelnia ma licencję jedynie na 32000 węzłów.

Literatura

1. Gondek H.: Uhelné pluhy a jejich konstrukcje. 1.vydání, VŠB-TU Ostrava, Ostrava 1985,147 s.
2. Gondek H., Sevcik A.: Mining Machinery. Ostrava, 2005, 1st edition, ISBN 80-248-0820-X, 36 p.
3. Shigley J.E., Mischke Ch.R.: Mechanical Engeneering Design. McGraw-Hill International Editions, ISBN 0-07-056899-5, 1989, 5th edition, 778 p.
4. FAMUR web site – http:\\www.famur.com.pl
5. ANSYS help.

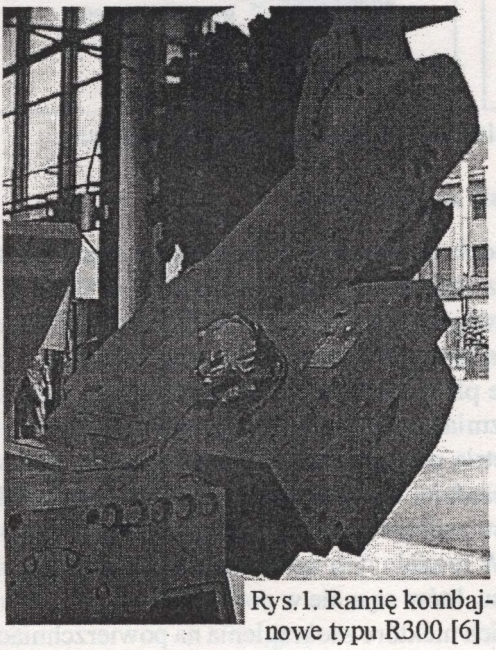
PARAMETRYCZNE MODELE RAMIENIA WĄSKIEGO KOMBAJNU ŚCIANOWEGO

Eugeniusz ŚWITOŃSKI, Damian GĄSIOREK, Wojciech CHUCHNOWSKI, Marcin ŻUR

Streszczenie. W pracy przedstawiono modele dyskretne ramienia wąskiego kombajnu ścianowego. Do opisu cech geometrycznych ramienia wykorzystano środowisko Ansys, w wewnętrznym języku APDL wykonano pliki parametryczne o różnym stopniu uproszczenia modelu, a następnie przeprowadzono teoretyczną analizę modalną. W pracy przedstawiono dwa przyjęte do obliczeń modele, wyniki symulacji komputerowych oraz wnioski końcowe.

1. Wstęp

Ramię kombajnu typu R300 jest wydzieloną częścią maszyny, zintegrowaną z asynchronicznym silnikiem elektrycznym, wyposażonym w mechaniczne zabezpieczenie i wyprzęgnik obrotów. Dzięki modułowej budowie istnieje możliwość skonfigurowania ramienia w różnych wariantach wykonania. Rolą, którą ma do spełnienia, jest dostosowanie położenia organu urabiającego do wysokości ściany (pokładu), a także przeniesienie napędu pochodzącego od silnika na organ urabiający [6]. Na rysunku 1 przedstawiono ramię typu R300, będące przedmiotem parametryzacji.



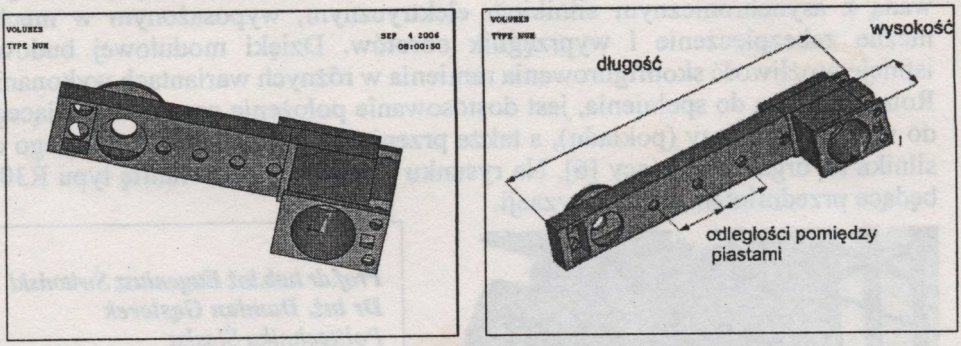
Rys.1. Ramię kombajnowe typu R300 [6]

Prof.dr hab.inż Eugeniusz Świtoński
Dr inż. Damian Gąsiorek
Politechnika Śląska
Katedra Mechaniki Stosowanej
ul. Konarskiego 18a
44-100 Gliwice
e-mail: Eugeniusz.Switonski@polsl.pl
e-mail: Damian.Gasiorek@polsl.pl
Mgr inż. Wojciech Chuchnowski
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
ul. Pszczyńska 37
44-101 Gliwice
e-mail: wchuchnowski@komag.eu
Mgr inż. Marcin Żur
Politechnika Śląska
Koło Naukowe Mechatroniki przy Katedrze Mechaniki Stosowanej
ul. Konarskiego 18a
44-100 Gliwice

2. Opracowanie modelu parametrycznego ramienia wąskiego

Parametryzacja modeli bryłowych polega na zamianie wymiarów rzeczywistych na symbole. W modelu parametrycznym wymiary przechowywane są jako zmienne. Zmieniając wartość zmiennej sterujemy wymiarami modelu (automatycznie modyfikujemy jego gabaryty). Wymiary (zmienne) można powiązać wzajemnie zależnościami matematycznymi, mogą to być równania lub nierówności. Zmiana wartości jednej zmiennej spowoduje zmianę wartości innych, a w efekcie na przykład zmianę kilku wymiarów bryły. Parametryzacja to funkcjonalna podstawa generowania nowych modeli bryłowych poprzez modyfikację modeli wzorcowych, to pomost pomiędzy modelem geometrycznym oraz modelem matematycznym, zapewniającym ich wzajemną zgodność. Na rysunku 2 przedstawiono jeden z przyjętych modeli dyskretnych do obliczeń, a także jego parametry: długość ramienia, wysokość i odległości między piastami.

Pliki parametryczne są podstawą do dalszej optymalizacji geometrii modelu, dzięki czemu w prosty sposób można otrzymać model, który najlepiej spełni wymagania konstrukcyjne.



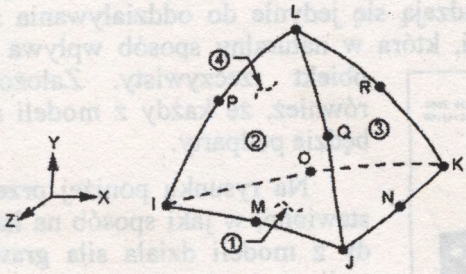
Rys.2. Model oryginalny z wymiarami nominalnymi i przyjęte parametry

2.1. Uproszczenia przyjęte w procesie modelowania

W pracy przedstawiono dwa modele różniące się od siebie sposobem uproszczenia. Każdy z powyższych modeli został zbudowany w programie **ANSYS** jako plik wsadowy, przy użyciu języka wewnętrznego jakim jest **APDL** (ANSYS Parametric Design Language). Za pomocą komend i parametrów oraz zależności, pomiędzy nimi powstały parametryczne pliki wsadowe, które umożliwiają przy kolejnych symulacjach bardzo szybką zmianę czy modyfikację wybranych wymiarów w danym modelu **MES**. Geometria poszczególnych modeli została uproszczona o różne szczegóły. Model najbardziej uproszczony nie posiada większości otworów i jest złożony z dwóch prostopadłościanów, natomiast model drugi odwzorowuje dokładnie ramię wąskie. W modelu tym uproszczenia sprowadzają się do pominięcia tych elementów korpusu, które są małe w porównaniu z wymiarami całego ramienia. Można zaliczyć do nich niektóre zaokrąglenia na powierzchniach,

czy zatępienia krawędzi. Tego rodzaju uproszczenia w trakcie modelowania są koniecznością, gdyż mogą generować błędy w obliczeniach numerycznych.

2.2. Dyskretyzacja modeli

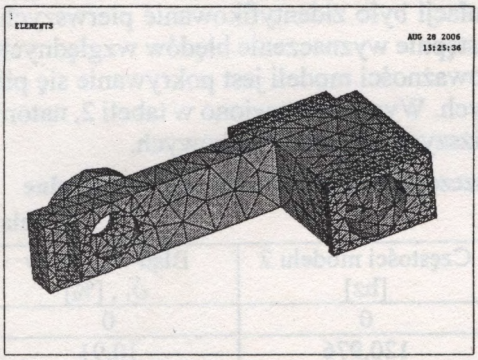
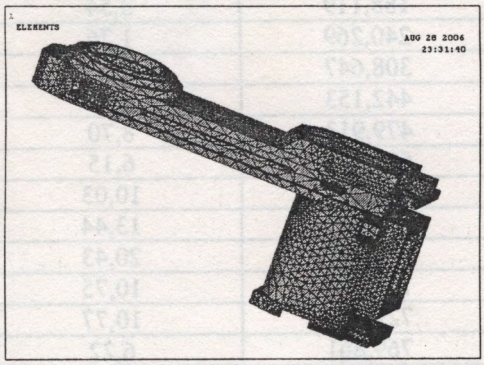


Rys.3. Element typu SOLID 92 [7]

Do podziału modeli na skończoną ilość elementów (dyskretyzacji) użyto elementu bryłowego SOLID 92 – 10 nodes (rys. 3). Jest to czworościenny element bryłowy, który posiada dziesięć węzłów oraz trzy stopnie swobody w każdym z nich. Takie elementy bryłowe są stosowane do analizy modeli bryłowych, które podobnie jak ramię posiadają bardzo różne i nieregularne kształty.

Dyskretyzacja poszczególnych modeli oraz liczba elementów i węzłów na jakie obiekty zostały podzielone w trakcie tzw. generowania siatki.

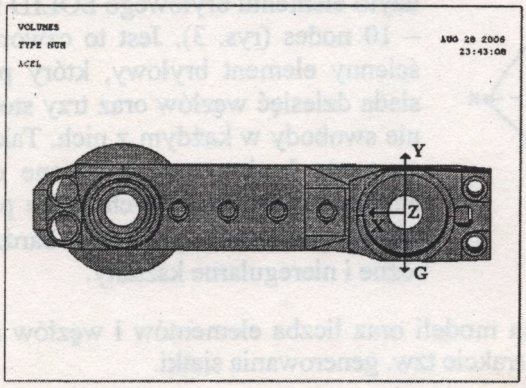
Tabela 1

Modele	Liczba elementów oraz węzłów
	➢ 5655 elementów ➢ 10819 węzłów
	➢ 64177 elementów ➢ 120725 węzłów

3. Warunki brzegowe przyjęte do obliczeń

W obliczeniach założono, że model traktowany jest jako bryła sztywna posiadająca sześć stopni swobody tzn. może się przesuwać wzdłuż, a także obracać wokół osi układu współrzędnych. Warunki brzegowe przyjęte dla obciążeń w przypadku modeli ramion sprowadzają się jedynie do oddziaływania zewnętrznego w postaci siły grawitacji, która w naturalny sposób wpływa na obiekt rzeczywisty. Założono również, że każdy z modeli nie będzie podparty.

Na rysunku poniżej przedstawiono, w jaki sposób na każdy z modeli działa siła grawitacji.



⇐ Rys.4. Umiejscowienie oddziaływania siły grawitacji na model

4. Wyniki przeprowadzonych symulacji

Celem przeprowadzonych symulacji było zidentyfikowanie pierwszych postaci i częstości drgań własnych, a następnie wyznaczenie błędów względnych dla poszczególnych modeli. Miarą równoważności modeli jest pokrywanie się pierwszych częstości i postaci drgań własnych. Wyniki zestawiono w tabeli 2, natomiast postacie drgań przedstawiono na poniższych mapach wynikowych.

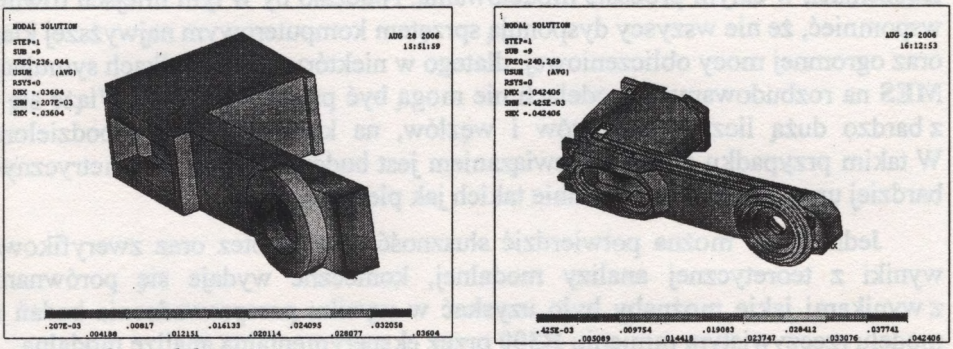
Częstości drgań własnych dla poszczególnych modeli oraz błędy względne

Tabela 2

Numer postaci	Częstości modelu 1 [hz]	Częstości modelu 2 [hz]	Błąd względny δ_1, [%]
1-6	0	0	0
7	107,772	120,976	10,91
8	194,784	188,119	3,54
9	236,044	240,269	1,76
10	294,365	308,647	4,63
11	478,038	442,153	8,12
12	521,689	479,913	8,70
13	553,212	521,181	6,15
14	613,699	557,78	10,03
15	691,824	609,837	13,44
16	741,64	615,841	20,43
17	779,752	704,055	10,75
18	808,272	729,683	10,77
19	817,741	769,861	6,22
20	861,467	802,668	7,33

Błędy względne zamieszczone w tabeli 2 zostały obliczone za pomocą wzorów oraz biorąc przy tym pod uwagę stopień uproszczeń modeli w stosunku do obiektu rzeczywistego. Najbardziej dokładnie model rzeczywisty odwzorowany jest za pomocą modelu drugiego i to on jest obiektem, względem którego liczone są błędy. Błąd względny wyliczono według następującej zależności:

$$\delta_1 = \frac{\sigma 4n - \sigma 1n}{\sigma 4n} \cdot 100\ \%$$



Dla modelu uproszczonego *Dla modelu szczegółowego*

Rys.5. Dziewiąta postać drgań własnych dla modelu uproszczonego i szczegółowego

5. Wnioski

Cały proces począwszy od budowy plików wsadowych poprzez parametryzację modeli, aż po końcowy etap jakim jest teoretyczna analiza modalna oraz symulacje i otrzymane w ich następstwie wyniki pozwalają na wiele różnych spostrzeżeń. Budując w programie **ANSYS** pliki wsadowe każdy inżynier zapoznaje się z językiem jakim jest **APDL**. Na obecnym etapie modelowania inżynierskiego niezwykle ważne są szybkie możliwości modyfikacji obiektów 3D, ich wymiarów oraz stopnia dokładności odwzorowania względem modeli rzeczywistych. Takie właśnie funkcje posiada wspomniany już **APDL**. W obiekcie jaki należało zbudować wzorując się na ramieniu **R300**, poprzez parametryzację można w bardzo szybki sposób zmienić parametry, takie jak: szerokość komory silnika, średnice otworów pod organ urabiający, sworznie, grubości ścianek, długość ramienia.

Kolejnym ważnym aspektem jest budowa modeli o różnym stopniu uproszczenia, albowiem na ich podstawie można stwierdzić w jaki sposób na wyniki wpływają uproszczenia przyjmowane w procesie modelowania. Uproszczenia mają duże znaczenie przy obliczeniach **MES**. Zbyt duże zagęszczenie siatki elementów skończonych generuje dodatkowe błędy, także w znaczący sposób zwiększając czas obliczeń.

W wyniku przeprowadzonych teoretycznych analiz modalnych w programie **ANSYS** otrzymano 20 częstości drgań własnych oraz odpowiadające im postacie

drgań. W trakcie porównywania wyników obliczeń oraz błędów jakie powstały w wyniku symulacji można zauważyć, że największe różnice pomiędzy częstościami drgań własnych wynoszą około 20%. Jest to zrozumiałe biorąc pod uwagę fakt, że model pierwszy przygotowany do symulacji był złożony z 5655 elementów i 10819 węzłów, a model czwarty z 64177 elementów i 120725 węzłów. Niewątpliwie mają na to wpływ różnice pomiędzy skalą uproszczeń zastosowanych w obu modelach parametrycznych. Świadczy to jednak o prawidłowych założeniach w całym procesie modelowania. Należało by w tym miejscu również wspomnieć, że nie wszyscy dysponują sprzętem komputerowym najwyższej klasy oraz ogromnej mocy obliczeniowej, dlatego w niektórych przypadkach symulacje **MES** na rozbudowanych modelach nie mogą być przeprowadzone. Wiąże się to z bardzo dużą liczbą elementów i węzłów, na które model jest podzielony. W takim przypadku dobrym rozwiązaniem jest budowa modeli parametrycznych bardziej uproszczonych, dokładnie takich jak pierwszy.

Jednak aby można potwierdzić słuszność tych hipotez oraz zweryfikować wyniki z teoretycznej analizy modalnej, konieczne wydaje się porównanie z wynikami jakie możnaby było uzyskać w wyniku przeprowadzenia badań na modelu rzeczywistym ramieniu **R300** przez eksperymentalną analizę modalną.

Literatura

1. Świtoński E., Mężyk A., Kciuk S., Gąsiorek D., Duda S., Bednarz R.: Badania modelowe i doświadczalne korpusu ramienia wąskiego prototypowego kombajnu węglowego. Maszyny Górnicze nr 91 - 09/2002, Wydawnictwo KOMAG, Gliwice 2002.
2. Świtoński E., Mężyk A., Kciuk S.: Zastosowanie analizy modalnej do wyznaczania i optymalizacji charakterystyk dynamicznych układów napędowych. Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej, tom 16, s. 139-14, Gliwice 2001.
3. Gąsiorek D.: Analiza własności dynamicznych korpusu ramienia wąskiego kombajnu ścianowego. Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej, tom 16, s. 35-40, Gliwice 2001.
4. Gąsiorek D.: Model korpusu napędu głowicy prototypowego kombajnu ścianowego. Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej, tom. 12, s. 17-20, Gliwice 2000.
5. Świtoński E., Gąsiorek D.: Modelowanie korpusu ramienia wąskiego prototypowego kombajnu ścianowego. Materiały VII Konferencji Naukowo-Technicznej „Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych" TEMAG '2000, s. 157-164, Gliwice-Ustroń 2000.
6. Kostoń A., Diederichs R.: Kombajn ścianowy KSW-750E – nowa jakość. Maszyny Górnicze nr 88 - 09/2001, Wydawnictwo KOMAG, Gliwice 2001.
7. http://www.ansys.com

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

BADANIA LABORATORYJNE FREZUJĄCYCH ORGANÓW ŚLIMAKOWYCH WYPOSAŻONYCH W NARZĘDZIA DYSKOWE

Krzysztof KRAUZE, Tomasz WYDRO

Streszczenie. Badaniom laboratoryjnym poddano frezujące organy ślimakowe wyposażone w narzędzia dyskowe. W czasie urabiania sztucznej skały (blok cementowo-bazaltowy) z zadaną prędkością posuwu v_p i obrotami organu n mierzono moment i ciśnienia na siłowniku posuwu. Zarejestrowane sygnały pomiarowe poddano obróbce w celu wyznaczenia rzeczywistej wartości momentu oporu urabiania i siły posuwu. Otrzymane wyniki badań oraz ich analiza, umożliwiły porównanie pracy organu z dyskami i nożami styczno-obrotowymi (obciążenie, uziarnienie urobku, zapylenie).

1. Wprowadzenie

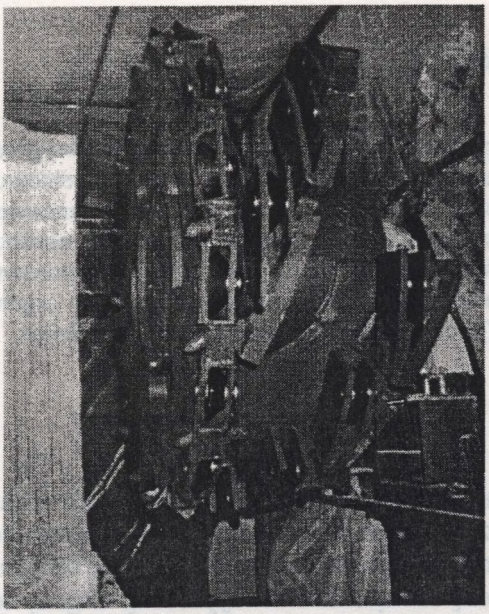
Badania organów frezujących kombajnów ścianowych wyposażonych w narzędzia dyskowe przeprowadzano już w latach osiemdziesiątych, jednak ze względów konstrukcyjnych i materiałowych wyniki tych prób nie były obiecujące. Wiązało się to z dużą zmiennością obciążenia i awaryjnością. Organy te pozwalały jednak na uzyskanie grubych sortymentów węgla. Obecnie ze względu na powyższą zaletę organów wyposażonych w narzędzia dyskowe ponownie zainteresowano się tymi konstrukcjami. Aktualnie przy wykorzystaniu nowoczesnych materiałów oraz pakietów do komputerowego wspomagania prac inżynierskich frezujące organy ślimakowe mają większe szanse na zastosowanie [1]

W Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie podjęto próbę opracowania nowoczesnego organu ślimakowego wyposażonego w narzędzia dyskowe [2]. Organ ten został wykonany we współpracy z Zabrzańskimi Zakładami Mechanicznymi S.A. w Zabrzu. Dla sprawdzenia efektywności nowego rozwiązania organu, koniecznym było przeprowadzenie badań empirycznych. Zaproponowano przeprowadzenie badań na specjalnym stanowisku laboratoryjnym w KMGPiT AGH.

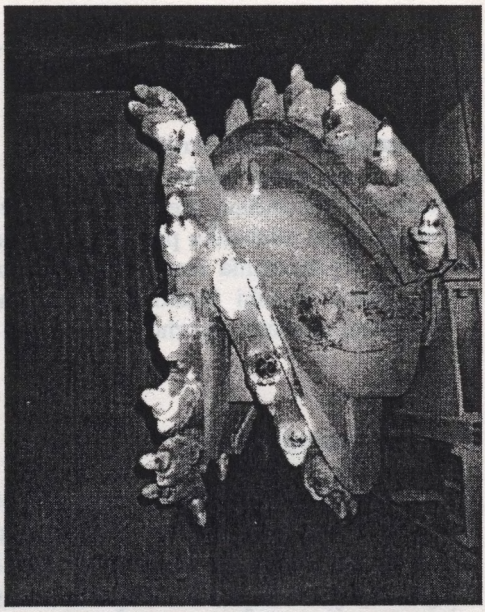
Do badań stanowiskowych przeznaczono frezujący organ ślimakowy ∅ 1520×800 mm wyposażony w narzędzia dyskowe, który posiadał łącznie 32 dyski (16 sztuk na tarczy odcinającej i 16 sztuk na płatach). Kształt płatów i kierunek ich nawinięcia pozwalał na pracę organu z obrotami nadsiębiernymi (rys. 1).

Prof.dr hab. inż. Krzysztof Krauze
Mgr inż. Tomasz Wydro
Akademia Górniczo-Hutnicza
Al. Mickiewicza 30
30-059 Kraków
tel.: 012 6172312, 6173093
e-mail: krauze@agh.edn.pl
e-mail: wydrotom@poczta.onet.pl

Odniesieniem do oceny pracy organu z dyskami może być jedynie praca organu z nożami styczno-obrotowymi. Dlatego też do tych badań przeznaczono również typowy frezujący organ ślimakowy ∅ 1400×750 mm z 18 nożami na tarczy odcinającej i 21 nożami na płatach (rys. 2).



Rys.1 Frezujący organ urabiający na stanowisku badawczym



Rys.2. Frezujący organ ślimakowy z nożami styczno-obrotowymi

W czasie badań starano się ocenić pracę organu w aspekcie zauważonych ewentualnych niedociągnięć konstrukcyjnych i ruchowych.

2. Założenia do badań stanowiskowych

Głównymi celem przeprowadzonych badań stanowiskowych, było określenie parametrów umożliwiających ocenę pracy dwóch wyżej wymienionych organów i porównaniu ich ze sobą [2, 3].

Parametrami, które umożliwią ocenę tego procesu, a można je wyznaczyć na stanowisku badawczym powinny być:

- moment oporu urabiania M_o, kNm,
- siła oddziaływania organu w kierunku posuwu P_u, kN,
- siła oddziaływania organu w kierunku zawrębiania P_w, kN,
- wartość zapylenia respirabilnego i całkowitego, mg/dm^3,

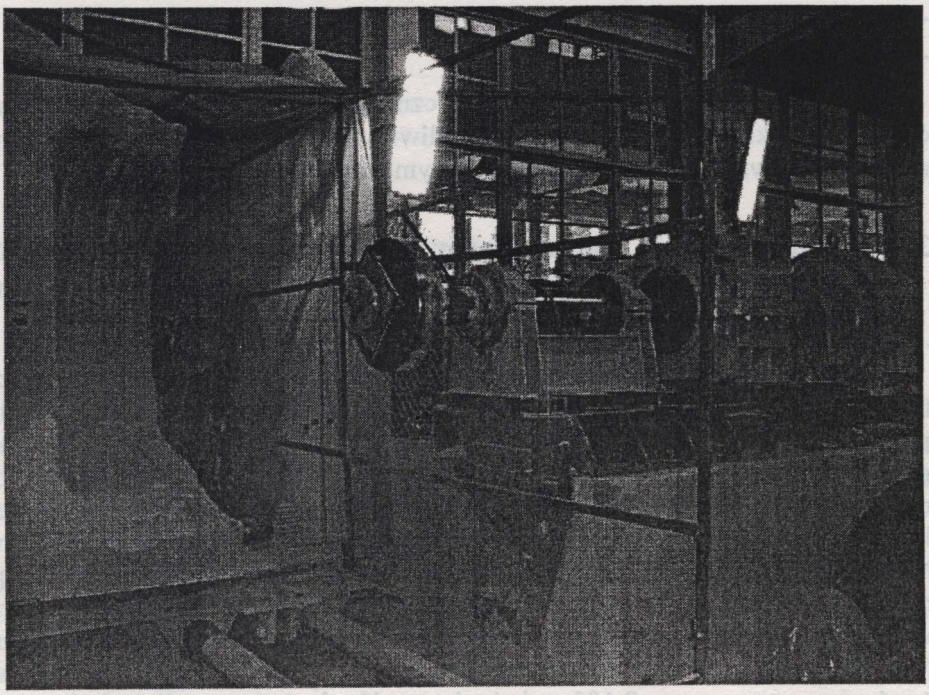
Parametry te musiały być wyznaczone (mierzone) w porównywalnych warunkach czyli przy tej samej wartości:

- prędkości posuwu v_p, m/min,
- obrotach organu n, obr./min.

Jednocześnie, ocena wizualna elementów organu urabiającego umożliwiła określenie stanu jego zużycia. Pomiar, rejestracja i obróbka sygnałów wielkości mierzonych (M_o, P_u, P_w, zapylenie) w funkcji parametrów zmiennych (v_p, n,) oraz stan organu (zużycie) pozwalał na ocenę pracy frezującego organu ślimakowego z narzędziami dyskowymi.

2.1. Stanowisko do badania frezujących organów urabiających

Stanowisko do badania frezujących organów urabiających (rys. 3) składa się z dwóch podzespołów: napędu organu i układu posuwu bloku przeznaczonego do urabiania wraz ze stołem do mocowania próbki skalnej.



Rys.3. Stanowisko do badań frezujących organów ślimakowych

Obroty organu wymuszone jego napędem oraz ruch prostoliniowy próbki skalnej umożliwiają realizację procesu urabiania (frezowania) w czasie pracy na pełen zabiór (praca normalna) lub w czasie zawrębiania. Na stole mechanizmu posuwu może być posadowiona próbka z minerału naturalnego lub sztucznego.

W przypadku badania jakości konstrukcji organu, celowym jest urabianie skały sztucznej, o własnościach w miarę izotropowych. W każdym z tych przypadków na stole mechanizmu posuwu można zamocować próbkę skalną o maksymalnych wymiarach: długość 2010 mm, szerokość 1000 mm i wysokość 2000 mm.

Hydrauliczny mechanizm posuwu pozwala na przemieszczanie stołu wraz z blokiem (próbką) z prędkością posuwu w czasie urabiania v_{pu} do 9,23 m/min,

a w czasie zawrębiania z prędkością v_{pz} do 4,55 m/min. Natomiast silnik prądu stałego o mocy $N = 140$ kW i obrotach $n = 1340$ obr./min napędzający, poprzez przekładnię mechaniczną o przełożeniu $i = 32$, organ urabiający wymusza obroty tego ostatniego od zera do 42 obr./min.

Układ pomiarowy, stanowiący integralną część stanowiska badawczego, składał się z:

- momentomierza wbudowanego między silnik elektryczny i przekładnię mechaniczną,
- przetworników ciśnienia na zasilaniu i spływie siłownika posuwu wzdłużnego (urabianie) i poprzecznego (zawrębianie),
- pyłomierza,
- rejestratora.

Parametry konstrukcyjne, kinematyczne i energetyczne stanowiska badawczego oraz układu pomiarowego, umożliwiły badanie procesu urabiania organami frezującymi, a szczególnie frezującymi organami ślimakowymi.

3. Przeprowadzenie badań porównawczych frezujących organów ślimakowych wyposażonych w narzędzia dyskowe i z nożami styczno-obrotowymi [2, 3]

Badania wykonano, urabiając blok z mieszaniny cementu z grysem bazaltowym, co dało mu wytrzymałość na ściskanie po okresie wiązania (30 dni) na poziomie $R_c = 13{,}73$ MPa. Próbkę tą, urabiano najpierw organem z dyskami przy zadanej prędkości posuwu $v_{pu} = 0{,}56$ m/min i obrotach organu $n = 32$ obr./min. W czasie badania mierzono moment oporu urabiania, ciśnienie na zasilaniu i spływie siłowników posuwu wzdłużnego i poprzecznego oraz zapylenie. Następnie, po założeniu organu z nożami styczno-obrotowymi, procedurę pomiarową stosowaną dla organu z dyskami powtórzono dla tego organu. Jednak w tym przypadku, musiano poszukiwać takich parametrów procesu skrawania (v_{pu}, n), by nie następowało zatrzymanie organu. W ostateczności okazało się, że dopiero przy $v_{pu} = 0{,}103$ m/min i $n = 42$ obr./min możliwe było ciągłe urabianie.

Realizując proces urabiania organem z dyskami lub z nożami styczno-obrotowymi mierzono i rejestrowano wymienione wcześniej wielkości oraz kontrolowano stan techniczny organów. W trakcie urabiania obydwoma organami pyłomierzem mierzono oddzielnie dla każdego organu poziom zapylenia. Zgromadzony materiał badawczy poddano następnie obróbce i analizie.

4. Opracowanie wyników badań [2, 3]

Zarejestrowane sygnały wielkości mierzonych otrzymane z badań organu z dyskami jak i z nożami styczno-obrotowymi poddano kolejno obróbce w celu wyznaczenia parametrów charakteryzujących proces urabiania.

Wartość zapylenia respirabilnego i całkowitego wyznaczano na podstawie masy pyłu zgromadzonego w dwóch pyłomierzach typu CIP. Obliczenia wykonano zgodnie z podaną procedurą zawartą w instrukcji tegoż pyłomierza. Otrzymane wyniki zestawiono w tabeli 1.

Zestawienie wartości zapylenia w czasie urabiania dyskami lub nożami styczno-obrotowymi pyłomierzem CIP-10 (nr 345 – respirabilne, nr 78 – całkowite)

Tabela 1

Rodzaj narzędzi skrawających	Pomiar	Zapylenie, mg/dm^3	
		respirabilne	całkowite
Dyski, R_c = 13,73 MPa	1	0,0589	0,8015
Noże styczno-obrotowe, R_c = 13,73 MPa	2	0,3800	2,7370

W przypadku pozostałych mierzonych wielkości, zarejestrowane sygnały poddano obróbce, wykorzystując odpowiednie oprogramowanie komputerowe (ESAM-3000). Dla każdego sygnału wielkości mierzonej wyznaczano wartość średnią, minimalną, maksymalną oraz odchylenie standardowe.

Opracowane sygnały pomiarowe, pozwoliły wyznaczyć wymagane parametry potrzebne do opisu urabiania bloku skalnego organem z dyskami i organem z nożami. Otrzymane wyniki zestawiono w tabelach 2 i 3. W tabeli 2 zestawiono wartości momentu oporu urabiania M_o, siły posuwu wzdłużnego P_u (urabianie), siły poprzecznej P_z (zawrębianie) oraz współczynniki zmienności tych wielkości. Należy zaznaczyć, że wartości sił P_u i P_z wyznaczono z różnicy sił na powierzchniach tłoków cylindrów siłownika posuwu wzdłużnego i poprzecznego (ciśnienie zasilania x powierzchnia podtłokowa – ciśnienie spływu x powierzchnia nadtłokowa). Natomiast w tabeli 3 zestawiono wartości amplitudy momentu oraz ciśnienia zasilania siłownika posuwu wzdłużnego (urabianie) i odpowiadające im wartości częstotliwości.

5. Analiza wyników badań

Zgromadzony materiał badawczy, dotyczący oceny pracy organu z dyskami lub z nożami, można było podzielić na obserwacje wizualne i wynikające z tego wnioski oraz na wyniki pomiarów, otrzymane z opracowania sygnałów wielkości mierzonych.

Obserwując prace organu z dyskami w czasie urabiania bloku cementowo-bazaltowego zauważono ślady kontaktu organu (początki płatów) z calizną na pierwszej linii skrawania. Podziałka między liniami skrawania była za duża tylko w pobliżu tarczy odcinającej, co świadczyło o większym kącie bocznego rozkruszania tej sztucznej calizny, charakteryzującej się wytrzymałością na ściskanie R_c = 13,73 MPa. Zapylenie w czasie tych badań było niewielkie (tabela 1).

Zestawienie wartości momentu M_o, siły P_u i siły P_z oraz współczynników zmienności tych wielkości

Tabela 2

Lp.	Rodzaj narzędzia skrawającego (data pomiaru)	Nr zdarzenia	Obroty organu n, obr/min	Prędkość posuwu v_p, m/min	Moment M_o, kNm	Współ-czynnik zmienności momentu, w_{zo}	Siła posuwu w kierunku urabiania P_u, kN	Współczynnik zmienności posuwu, w_{zu}	Siła posuwu w kierunku zawrębiania P_z, kN	Współ-czynnik zmienności siły posuwu, w_{zw}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Dyski R_c = 13,73 MPa	5/2	32	0,56	32,32	0,5648	171,5	0,0614	–0,930	0,0938
2		7/2			32,00	0,5608	158,4	0,0509	–0,578	0,2727
3		9/2			32,96	0,5636	172,8	0,0236	12,416	0,0610
4	Noże styczno-obrotowe R_c = 13,73 MPa	7/2	32	0,56*	28,80	0,6539	43,4	0,3258	6,133	1,5000
5		9/2		0,26*	49,92	0,3149	57,6	0,2233	–0,905	3,7200
6		11/1	42		48,96	0,3137	50,0	0,2761	–0,540	1,0500
7		13/1		0,103	16,00	1,0200	14,9	0,4034	–6,384	0,2000
8	Noże styczno-obrotowe R_c = 13,73 MPa	3/2	32	0,103	16,64	0,9808	20,1	0,5088	2,790	2,0333
9		5/1	42		13,76	1,2791	22,0	0,2460	1,395	0,5789
10		7/1			16,64	1,3654	20,9	0,5932	1,232	0,7222

* – zatrzymanie organu

Zestawienie wartości częstotliwości i amplitudy dla momentu M_o i siły P_u

Tabela 3

Lp.	Rodzaj narzędzia skrawającego (data pomiaru)	Nr zdarzenia	Obroty organu n, obr/min	Prędkość posuwu v_p, m/min	Częstotliwość f, Hz	Amplituda momentu, kNm	Częstotliwość f, Hz	Amplituda ciśnienia zasilania siły P_u, MPa
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Dyski (13.06.2005) R_c = 13,73 MPa	5/2	32	0,56	10,009	0,4329	1,953	0,5614
2		7/2			9,764	0,4262	0,244	0,4762
3		9/2			9,276	0,3864	1,526	0,1177
4	Noże styczno-obrotowe (23.06.2005) R_c = 13,73 MPa	7/2	32	0,56*	6,103	0,1292	0,244	0,3010
5		9/2		0,26*	17,332	0,1688	0,122	0,2766
6		11/1	42		17,576	0,2641	0,122	0,8970
7		13/1		0,103	17,820	0,2528	17,891	0,2006
8	Noże styczno-obrotowe (24.06.2005) R_c = 13,73 MPa	3/2	32	0,103	4,638	0,1440	0,122	0,3137
9		5/1	42		11,229	0,2077	0,122	0,3819
10		7/1			10,985	0,3038	0,122	0,4788

* – zatrzymanie organu

W czasie urabiania organem z nożami styczno-obrotowymi bloku cementowo-bazaltowego (R_c = 13,73 MPa), wystąpiło bardzo duże zapylenie (tabela 1), utrzymujące się długo jeszcze po przerwaniu badań.

Mając na uwadze powyższe obserwacje i wartości zapylenia można stwierdzić, że organ z dyskami w czasie swojej pracy powodował mniejsze zapylenie a także domniemywać, że wychód urobku o większej granulacji byłby przy urabianiu organem wyposażonym w narzędzia dyskowe. Jednak, konieczne jest dokonanie korekty układu dyskowego w celu wyeliminowania kontaktu płatów z urabianą calizną, szczególnie przy tarczy odcinającej i początkach płatów.

Wartość momentu oporu urabiania M_o, współczynnika zmienności tego momentu w_{zo} (tabela 2) oraz największa amplituda i częstotliwość, przy której ona występowała (tabela 3) świadczą na korzyść dysków. Łatwo można zauważyć, że moment dla organu z dyskami jest mniejszy (v_p = 0,5 m/min) od momentu dla organu z nożami (v_p = 0,103 m/min) prawie trzy razy. Zmienność momentu mierzona współczynnikiem w_{zo} również jest mniejsza. Dlatego też w przypadku tych badań i zastosowanych organów można stwierdzić, że organ z dyskami pracował lepiej niż organ z nożami styczno-obrotowymi. Potwierdza to również wartość częstotliwości i amplituda momentu, wyznaczona z charakterystyk amplitudowościowo-częstotliwościowych. Natomiast wartości siły oddziaływania organu w kierunku posuwu wzdłużnego P_u (urabianie) są dla organu z dyskami większe, a współczynniki w_{zu} porównywalne (tabela 2). Podobna sytuacja występuje dla częstotliwości i amplitudy ciśnienia zasilania (tabela 3). Dlatego w czasie pracy organu z dyskami należy liczyć się ze znacznym wzrostem siły posuwu P_u, choć zmienność tej siły powinna być porównywalna dla organów z nożami styczno-obrotowymi.

6. Wnioski

Przeprowadzone badania organu wyposażonego w narzędzia dyskowe oraz otrzymane wyniki i ich analiza pozwoliły sformułować następujące wnioski:

- organ z dyskami wytwarza mniejszą ilość pyłu w czasie urabiania minerału skalnego,
- moment oporu urabiania jest również mniejszy, a w badanym przypadku (blok cementowo-bazaltowy) prawie trzy razy,
- siła oporu posuwu jest dla organu z dyskami większa,
- współczynniki zmienności momentu oporu urabiania oraz sił P_z i P_u mają porównywalne wartości, co świadczy o podobnej dynamice pracy organów,
- należy dokonać zmian konstrukcyjnych, które spowodują brak kontaktu płatów z calizną.

7. Zakończenie

W wyniku przeprowadzonych badań stanowiskowych organu z dyskami dokonano zmian konstrukcyjnych, które uniemożliwiły kontakt płatów z calizną. Powyższe zmiany konstrukcyjne polegały na tym, że zmieniono ułożenie dysków na tarczy odcinającej oraz dodano jedną linię skrawania. Zabiegi te, pozwoliły zmniejszyć podziałkę skrawania między ostatnimi dyskami na tarczy odcinającej, a pierwszymi na płatach. Na końcówkach płatów zainstalowano dodatkowo cztery uchwyty dyskowe chroniące końcówki płatów przed kontaktem z calizną w czasie przybierki spągu lub stropu.

Literatura

1. Krauze K.: Frezujące organy ślimakowe wyposażone w narzędzia dyskowe. Maszyny Górnicze nr 100, Gliwice 2004.
2. Krauze K.: Wykonanie specjalistycznych badań organu urabiającego do kombajnów ścianowych wyposażonego w narzędzia dyskowe. Prace własne, nie publikowane, Kraków 2005.
3. Krauze K.: Przeprowadzenie badań stanowiskowych organów z narzędziami dyskowymi. Sprawozdanie dla Zabrzańskich Zakładów Mechanicznych S.A. w Zabrzu, Kraków 2005.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

STANOWISKO DO BADAŃ PROCESU ZUŻYWANIA SIĘ OSTRZY NOŻY GŁOWIC WIELONARZĘDZIOWYCH

Jakub GAJEWSKI, Tomasz WYDRO, Józef JONAK

Streszczenie. Referat prezentuje propozycję metody badań zużycia ostrzy narzędzi pracujących zespołowo na głowicy wielonarzędziowej. Zamieszczono schemat stanowiska badawczego oraz założenia do prowadzonych badań eksperymentalnych. Omówiono rodzaje oraz mechanizmy zużywania się ostrzy noży stożkowych montowanych na głowicy urabiającej. W publikacji przedstawiono również wytyczne do badań numerycznych z wykorzystaniem sieci neuronowej.

1. Wstęp

W branży górniczej zauważalna jest tendencja stałego wzrostu wydajności maszyn w ciągłym urabianiu węgla za pomocą urządzeń mechanicznych. W tym kontekście szczególnie istotne wydaje się zagadnienie tępienia się ostrzy noży pracujących zespołowo na głowicy wielonarzędziowej do urabiania. Nie istnieje w chwili obecnej system pozwalający na ocenę stanu narzędzi w trakcie ich pracy. Referat prezentuje stanowisko do badania powyższego zagadnienia oraz wstępne ich rezultaty. Publikacja stanowi część szerszych badań, prezentowanych m.in. w [1, 4-6].

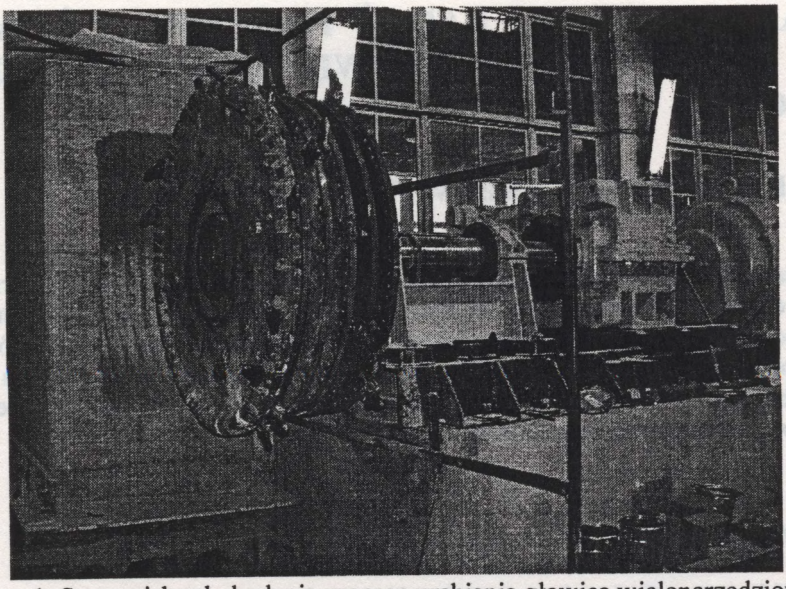
2. Stanowisko badawcze

Stanowisko badawcze znajduje się w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Akademii Górniczo-Hutniczej im. St. Staszica w Krakowie (rys. 1). Na stanowisku będącym na wyposażeniu tej Katedry zostały przeprowadzone badania stanowiskowe procesu urabiania głowicą dla różnego stanu i geometrii ostrzy noży.

Eksperyment realizowany był na wzorcowym materiale skalnym. Stanowisko badawcze daje możliwość przeprowadzenia pomiarów prądu i mocy silnika napędowego głowicy oraz momentu na wale napędowym modelowej głowicy.

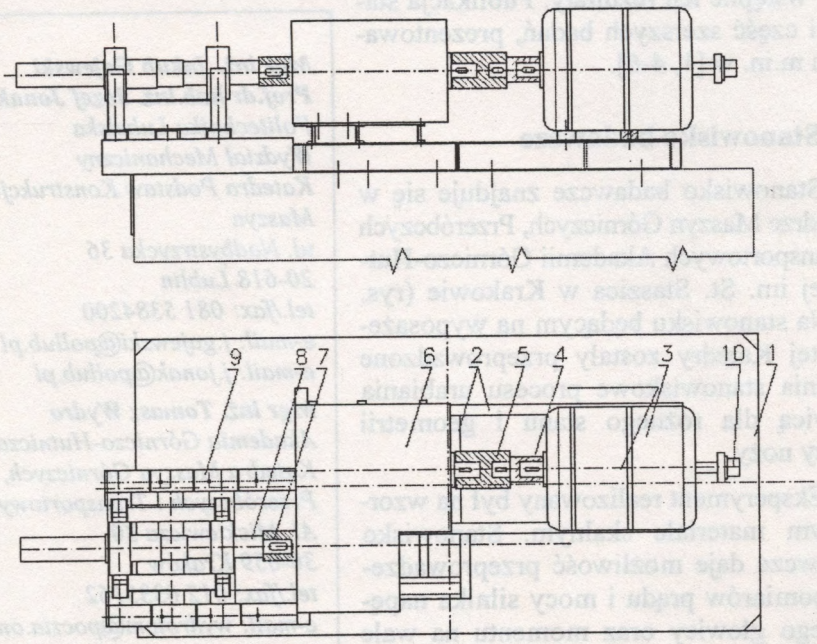
Mgr inż. Jakub Gajewski
Prof.dr hab.inż. Józef Jonak
Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn
ul. Nadbystrzycka 36
20-618 Lublin
tel./fax: 081 5384200
e-mail: j.gajewski@pollub.pl
e-mail: j.jonak@pollub.pl

Mgr inż. Tomasz Wydro
Akademia Górniczo-Hutnicza
Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych
Al. Mickiewicza 30
30-059 Kraków
tel./fax: 012 6335162
e-mail: wydrotom@poczta.onet.pl



Rys.1. Stanowisko do badania procesu urabiania głowicą wielonarzędziową

Zarejestrowane zostały również przebiegi ciśnienia w układzie napędu posuwu. Na głowicy wielonarzędziowej istnieje możliwość przeprowadzenia różnorodnych badań, poprzez alternatywę zastosowania różnych podzespołów, co daje możliwość badania noży o różnej konstrukcji na głowicy o żądanej geometrii. Schemat stanowiska badawczego prezentuje rysunek 2.



Rys.2. Schemat stanowiska badawczego

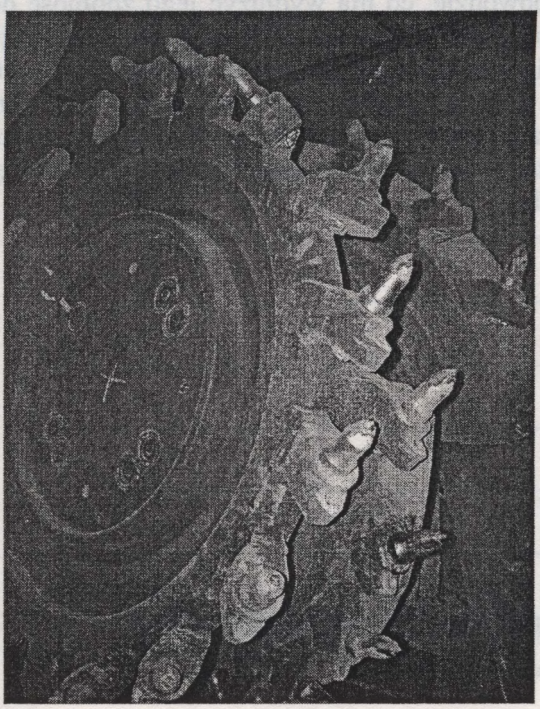
Specyfikacja zespołów tworzących stanowisko do badania procesu urabiania głowicą wielonarzędziową zaprezentowana została w tabeli 1.

Specyfikacja stanowiska badawczego

Tabela 1

1	Fundament
2	Rama napędu organu
3	Silnik elektryczny
4	Łącznik 1
5	Momentomierz
6	Reduktor
7	Łącznik 2
8	Wał
9	Fragment ramy wału
10	Tachoprądniczka

Eksperyment prowadzony był na jednej głowicy z wykorzystaniem jednego typu noży urabiających stosowanych w praktyce (rys. 3). Zamontowane zostały narzędzia nowe, w pełni ostre, które w trakcie urabiania modelowej skały były stopniowo tępione. Zarejestrowane sygnały zostały następnie podzielone na trzy okresy: urabiania nożami ostrymi, częściowo stępionymi ale nadal o zadowalającym stanie ostrza oraz stępionymi. Wyniki tych analiz zostaną przedstawione w osobnych publikacjach.



Rys.3. Głowica wielonarzędziowa do urabiania z zamontowanym zespołem noży obrotowych

Pewnym uproszczeniem w stosunku do rzeczywistego przebiegu urabiania jest zastosowanie izotropowej skały modelowej, co wynika z faktu ograniczenia na tym etapie badań, ilości czynników wpływowych. Na przebieg urabiania wpływ mają, oprócz rodzaju i właściwości urabianej skały, również m.in.:

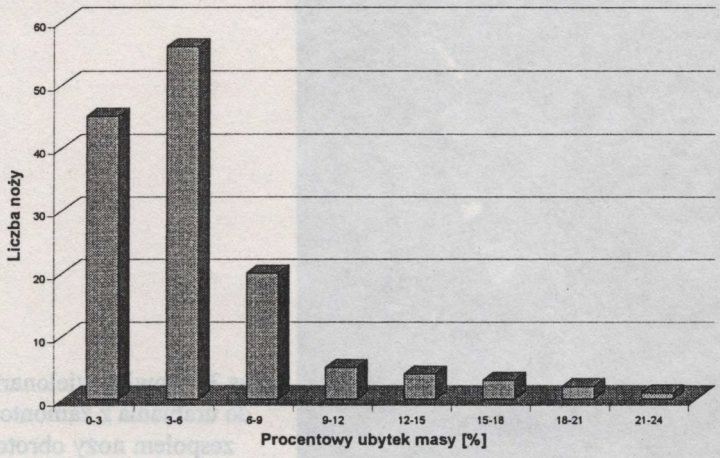
- technologia urabiania,
- cechy konstrukcyjne narzędzia,
- parametry głowicy.

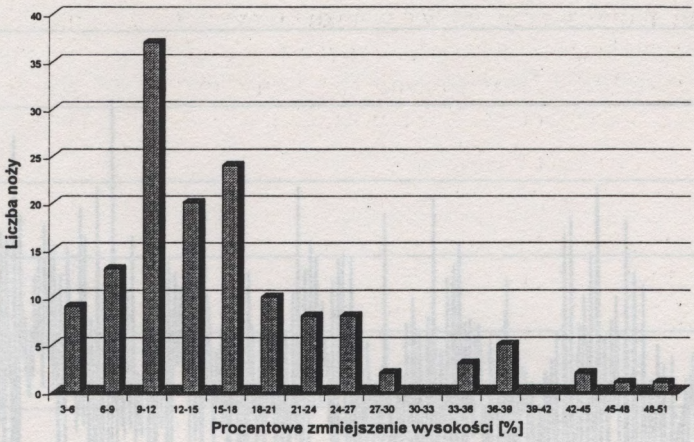
Jednoznaczne określenie wpływu tych czynników na stan ostrzy noży zamontowanych zespołowo w głowicy wielonarzędziowej do urabiania węgla trudne jest do oszacowania.

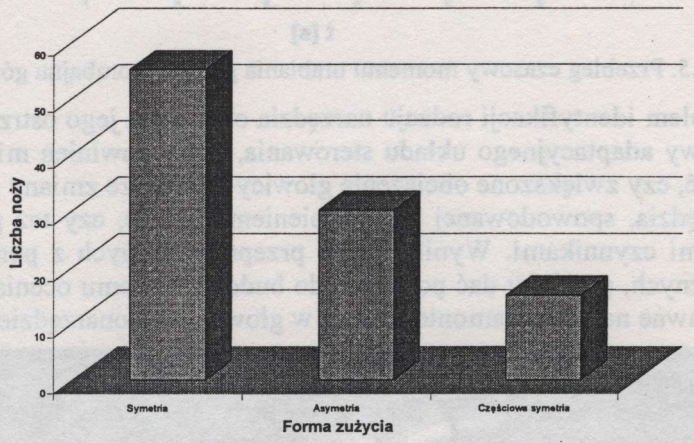
3. Zużywanie się ostrzy narzędzi stożkowych

W wyniku procesów tribologicznych w strefie styku narzędzia ze skrawanym materiałem oraz wiórem dochodzi do zużycia. Powoduje ono zmiany zarówno kształtu geometrycznego noża, jak również ubytek masy narzędzia. Możemy wyróżnić zużycie: ciągłe, skokowe.

Tępienie się ostrza stożkowego noża obrotowego ma ścisły związek z jego obrotem. Noże zużywają się często w sposób asymetryczny, co spowodowane jest brakiem ich właściwego obracania się podczas pracy. Jest to jedna z podstawowych, obok warunków górniczych, przyczyn przyspieszonego zużycia noży obrotowych. Założenie, iż w trakcie pracy nóż powinien się obracać ma sprzyjać jego zużywaniu się na obwodzie, co ma wydłużyć jego zdolność do wydajnej pracy. Doświadczenie pokazuje jednak, iż zakładany obrót uzyskuje niewiele ponad połowa noży. W innych przypadkach ostrze podlega niesymetrycznemu zużyciu, co powoduje znaczne pogorszenie pracy narzędzia (m.in. zwiększają się wibracje, wzrasta zapylenie, wzrasta składowa normalna całkowitej siły na nożu) [2]. Analizę statystyczną stopnia oraz formy zużycia narzędzi stożkowych prezentuje rysunek 4.



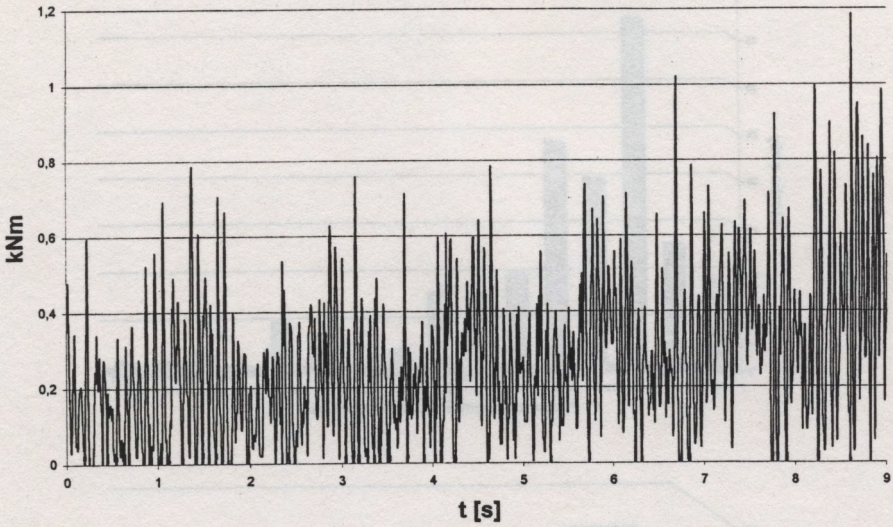




Rys.4. Analiza statystyczna stopnia zużycia noży stożkowych z wkładkami z węglików spiekanych [3]

Mechanizm zużywania się noży stożkowych jest stosunkowo mało poznany. Powoduje to znaczne utrudnienia w prognozowaniu zmian obciążenia zachodzących w trakcie urabiania oraz stopnia zużycia narzędzi.

Celem prowadzonych badań jest zbadanie możliwości oceny stanu ostrzy noży głowicy wielonarzędziowej z wykorzystaniem klasyfikacji losowych sygnałów charakterystycznych dla określonych parametrów konstrukcyjnych badanych narzędzi. Informacje uzyskane w wyniku analizy tych sygnałów (m.in. momentu oporów urabiania głowicą kombajnu górniczego (rys. 5)), często bywają niekompletne, rozmyte, stąd też jako narzędzie wspomagające opracowanie danych a w efekcie także monitorowanie, planuje się wykorzystanie metod sztucznej inteligencji, w tym zwłaszcza sieci neuronowych.



Rys.5. Przebieg czasowy momentu urabiania głowicą kombajnu górniczego

Problem identyfikacji rodzaju narzędzia oraz stanu jego ostrza jest istotny dla budowy adaptacyjnego układu sterowania, który powinien między innymi rozpoznać, czy zwiększone obciążenie głowicy wynika ze zmiany geometrii ostrza narzędzia, spowodowanej jego stępieniem (rys. 6), czy też powodowane jest innymi czynnikami. Wyniki badań przeprowadzonych z pomocą technik numerycznych, powinny dać podstawę do budowy systemu oceniającego zdolności skrawne narzędzi zamontowanych w głowicy wielonarzędziowej.

Rys.6. Noże obrotowe

Badania stanowiskowe, które zostały zaprezentowane w referacie, pozwoliły na pozyskanie bazy danych pomiarowych, która była niezbędna do przeprowadzenia numerycznych analiz oceny zużycia narzędzi urabiających.

4. Podsumowanie

Jak dotąd nie prowadzono szerszych badań obejmujących ocenę stanu ostrzy noży urabiających podczas procesu urabiania głowicą wielonarzędziową, tj. w trybie rzeczywistym. Przebieg procesu urabiania kombajnem ścianowym zależy od wielu czynników, między innymi: konstrukcji głowicy urabiającej, właściwości urabianych skał, ruchu roboczego maszyny oraz stanu ostrzy noży zamontowanych w głowicy. Obciążenie głowicy urabiającej, jako proces szybkozmienny i losowy, jest niezwykle trudne do opisu matematycznego. Po uzyskaniu w trakcie zaprezentowanych badań eksperymentalnych bazy danych pomiarowych, kolejną, zasadniczą częścią analiz, będzie obróbka zarejestrowanych sygnałów. Dane po dyskretyzacji posłużą jako zmienne wejściowe do projektowanej sieci neuronowej.

Literatura

1. Gajewski J.: Koncepcja oceny stanu ostrzy noży głowicy wielonarzędziowej do urabiania. Eksploatacja i Niezawodność nr 2/2005 Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne, Warszawa 2004.
2. Jonak J.: Urabianie skał głowicami wielonarzędziowymi, Wydawnictwo Naukowe „Śląsk", Katowice 2001.
3. Khair A.W.: The Effects of Cutting Tool Design on Respirable Dust Generation. Proc. International Scientific and Technical Conference on Respirable Dust Hazard Control in the World Mining Industry, Szczyrk, Poland, Sept. 17-19, pp.79-87, 1996.
4. Gajewski J., Jonak J.: Utilisation of neural networks to identify the status of the cutting tool point. Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research, volume 21, issue 2, pp. 180-184, March 2006.
5. Jonak J., Gajewski J.: Identifying the cutting tool type used in excavations using neural networks. Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research, volume 21, issue 2, pp. 185-189, March 2006.
6. Gajewski J., Jonak J.: Metoda oceny stanu ostrzy noży głowicy wielonarzędziowej do urabiania. Czasopismo Techniczne, 1/2006, Kraków 2006, s. 113-120.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Badania stanowiskowe, które zostały zaprezentowane w referacie, pozwoliły na powyższanie bazy danych pomiarowych, które były niezbędne do przeprowadzenia numerycznych analiz oceny zużycia narzędzi urabiających.

4. Podsumowanie

Jak dotąd nie prowadzono szerszych badań obejmujących ocenę stanu ostrzy roboczych podczas procesu urabiania głowicy wieloczerpakowej, tj. w trybie rzeczywistym. Przebieg procesu urabiania kombajnem ścianowym zależy od wielu czynników, między innymi: konstrukcji głowicy urabiającej, właściwości urabianych skał, ruchu roboczego maszyny oraz stanu ostrzy noży zastosowanych w głowicy. Obciążenie głowicy urabiającej, jako proces szybkozmienny i losowy, jest niezwykle trudne do opisu matematycznego. Po uzyskaniu w trudnie zaprzeczonowanych badań eksperymentalnych bazy danych pomiarowych, kolejną, zasadniczą częścią analiz, będzie określenie zależnościowych sygnałów. Dane po dyskretyzacji posłużą jako zmienne wejściowe do projektowanej sieci neuronowej.

Literatura

1. Gajewski J.: Koncepcja oceny stanu ostrzy noży głowicy wieloczerpakowej do urabiania. Eksploatacja i Niezawodność nr 2/2005 Polskie Naukowo-Techniczne Towarzystwo Eksploatacyjne, Warszawa 2004.

2. Jonak J.: Urabianie skał głowicami wieloczerpakowymi. Wydawnictwo Naukowe „Śląsk", Katowice 2001.

3. Klan A.W.: The Effects of Cutting Tool Design on Respirable Dust Generation. Proc. International Scientific and Technical Conference on Respirable Dust Hazard Control in the World Mining Industry, Szczyrk, Poland, Sept. 17-19, pp.79-87, 1996.

4. Gajewski J., Jonak J.: Utilisation of neural networks to identify the status of the cutting tool point. Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research, volume 21, issue 2, pp. 180-184, March 2006.

5. Jonak J., Gajewski J.: Identifying the cutting tool type used in excavations using neural networks. Tunnelling and Underground Space Technology incorporating Trenchless Technology Research, volume 21, issue 2, pp. 183-189, March 2006.

6. Gajewski J., Jonak J.: Metoda oceny stanu ostrzy noży głowicy wieloczerpakowej do urabiania. Czasopismo Techniczne, 1/2006, Kraków 2006, s. 115-120.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

OBROTOWE URZĄDZENIE PODAJĄCE

Karol VELÍŠEK, Peter KOŠŤÁL

Streszczenie. Obrotowe urządzenie podające jest stosowane jako połączenie pomiędzy magazynem a uniwersalną komorą produkcyjną. Zadaniem tego urządzenia jest podawanie palet z półek magazynu do przestrzeni roboczej komory produkcyjnej, a po zrealizowaniu procesu technologicznego przeniesienie palety z powrotem do magazynu.

1. Wstęp

Dodatkowe urządzenie manipulujące stanowi bardzo ważną cześć stanowiska roboczego. Bez tych kluczowych urządzeń nie ma możliwości prowadzenia zautomatyzowanej produkcji w komorze produkcyjnej. Stosowanie manipulatorów nabiera coraz większego znaczenia w całym przemyśle. Stosowanie manipulatorów jest szczególnie ważne w przypadku produkcji masowej i wielkoseryjnej, gdzie urządzenia te ograniczają potrzebę stosowania siły roboczej.

Uniwersalne urządzenia produkcyjne budowane są przeważnie w obszarach produkcji jednorazowej, a rzadziej w produkcji seryjnej. Słowo „uniwersalny" w produkcji automatycznej oznacza, że można „łatwo" i „szybko" dokonywać zmian technologicznych. Tak więc takie systemy umożliwiają produkcję różnych obiektów, bez poślizgów w trakcie zmiany schematu produkcyjnego.

Głównym zadaniem urządzenia podającego jest manipulowanie pomiędzy półkami magazynu a uniwersalną komorą produkcyjną. Urządzenie to ma duże możliwości działania, ale celem jego na razie nie jest osiąganie maksymalnych możliwości, a jedynie wykonywanie podstawowych czynności manipulacyjnych. Pomocnicze mechanizmy manipulujące nie są zwykle włączane do kategorii manipulatorów, a traktowane są jako sprzęt pomocniczy manipulatorów.

Do urządzeń tego typu należą m.in. platforma pozycjonująca, przenośniki i mechanizmy do manipulowania. Używane są one do pośrednich operacji transportowania, a także jako zasobniki.

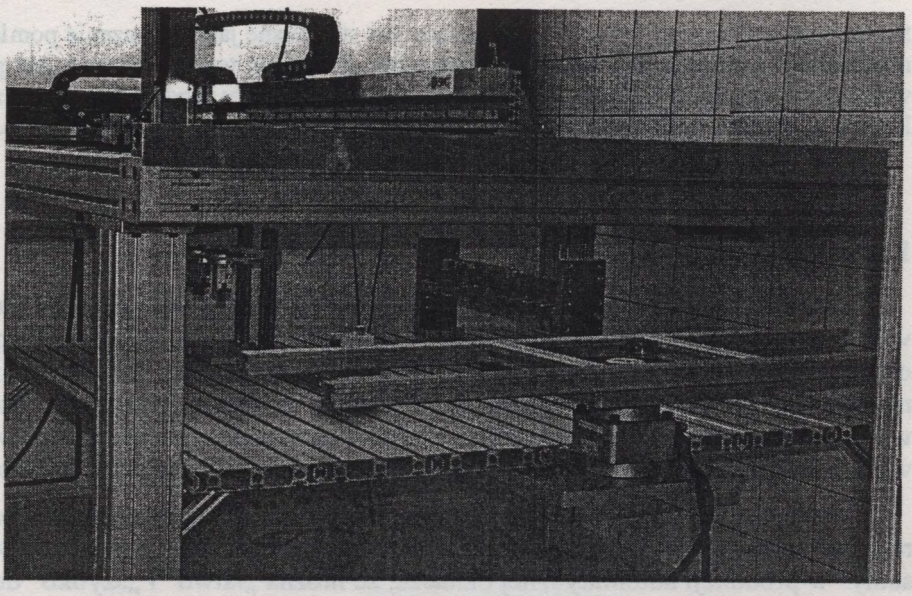
2. Konstrukcja urządzeń podających

Opracowane urządzenie podające będzie umieszczone na bocznej ramie robota. Zasięg działania urządzenia podającego obejmuje przestrzeń magazyn-

Prof. PhD. Karol Velíšek
MSc. PhD. Peter Košťál
Faculty of Material Science and Technology
Slovak University of Technology
J. Bottu 25
91724 Trnava
Slovak Republic
tel.:+421 33 5521164
e-mail: kostal@mtf.stuba.sk
ktzs@mtf.stuba.sk
e-mail: velisek@mtf.stuba.sk

nową i strefę roboczą robota przemysłowego. W takim przypadku ważne jest zbudowanie drugiej ramy na której umieszczone zostanie urządzenie podające.

Istotnym wymogiem jest, aby miejsce zamocowania urządzenia podającego było w dolnej części ramy uniwersalnej komory produkcyjnej (rys. 1).



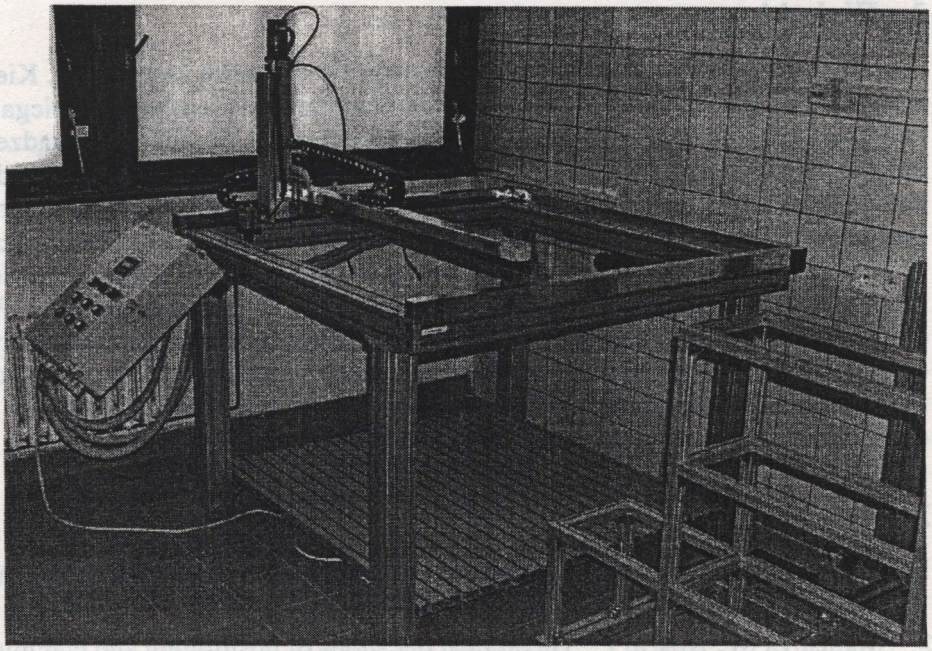
Rys.1. Położenie urządzenia podającego na ramię robota

Konstrukcja urządzenia podającego opiera się na następujących wymaganiach, które to urządzenie powinno spełniać:

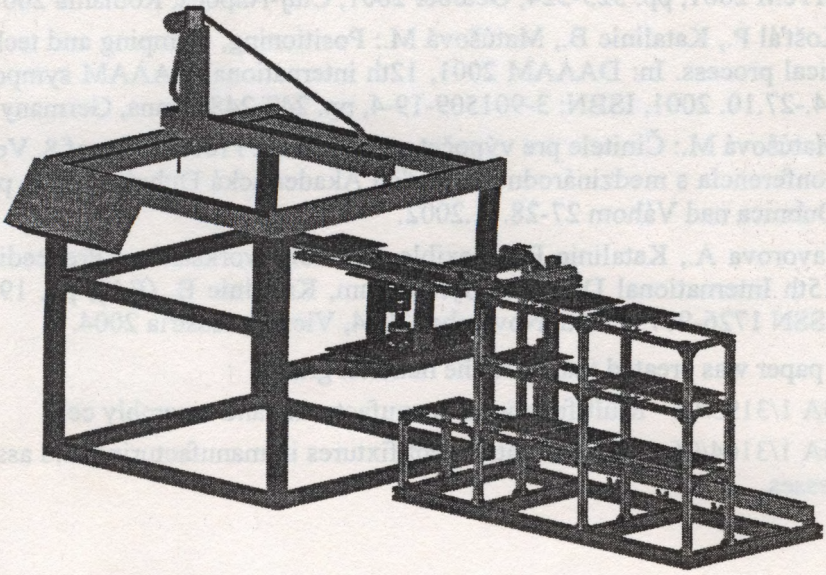
- zastosowanie siłownika pneumatycznego, co ma wpływ na całą konstrukcję,
- materiałem, z którego będzie wykonane, to blacha aluminiowa, według normy STN 424203 (rys. 2),
- korpus urządzenia podającego będzie zamocowany w dolnej części ramy uniwersalnej komory produkcyjnej,
- poszczególne elementy urządzenia muszą mieć możliwie najniższy ciężar,
- platforma obrotowa powinna być wytrzymała i mieć możliwość obrotu o 180°,
- blokowanie i zaciskanie urządzenia podającego powinno być wystarczająco mocne.

Urządzenie podające ma dwa położenia robocze, w których umiejscawiane będą palety. Palety te są przenoszone pomiędzy przestrzenią magazynową a przestrzenią roboczą uniwersalnej komory produkcyjnej. Jedno położenie jest skierowane w stronę uniwersalnej komory manipulacyjnej, a drugie dostosowane jest do półek magazynowych (rys. 3).

Urządzenie podające jest zaprojektowane na maksymalny udźwig 10 kg. Ważne jest aby uwzględniać obciążenie całej konstrukcji, ponieważ zbyt duże obciążenia mogą doprowadzić do przeciążeń.



Rys.2. Konstrukcja wykonana z blachy aluminiowej



Rys.3. Manipulowanie pomiędzy półkami strefy magazynowej a uniwersalną komorą produkcyjną

3. Wnioski

Obecnie produkcja przemysłowa rozwija się w dwóch kierunkach. Kierunek rozwoju, gdzie produkcja opiera się na klasycznych maszynach dobiega już końca, a zaczyna się etap produkcji zautomatyzowanej. Stosuje się urządzenia bardzo wydajne oraz inteligentne. Rozszerza się także zastosowanie układów elektronicznych i systemów komputerowych. Techniki te wraz z manipulatorem i robotami przemysłowymi są integrowane w systemy produkcji automatycznej. W celu realizacji produkcji ważne są nie tylko działania i operacje technologiczne, ale także operacje manipulacji, przenoszenia i prace wspomagające. Produkt ostateczny jest wykonany dzięki dwustronnym działaniu wszystkich tych operacji. Teraz należy dążyć do zwiększania precyzji, efektywności oraz wydajności procesów manipulacji. W wyniku tego rozwoju w przemyśle stosuje się coraz więcej urządzeń podających i urządzeń pomocniczych.

Literatura

1. Danišová N., Zvolenský R.: Import of monitoring in Automation. International Doctoral Seminar in Smolenice 2006, pp 5.
2. Matúšová M., Košťál P.: Theoretical questions of positioning and clamping. In: 5th International conference "Modern Machines and Technologies" MTeM 2001, pp. 323-324, October 2001, Cluj-Napoca, Romania 2001.
3. Košťál P., Katalinic B., Matúšová M.: Positioning, clamping and technological process. In: DAAAM 2001, 12th international DAAAM symposium, 24.-27.10. 2001, ISBN: 3-901509-19-4, pp. 247-248, Jenna, Germany 2001.
4. Matúšová M.: Činitele pre výpočet upínacích síl. Proceedings of 8. Vedecká konferencia s medzinárodnou účasťou Akademická Dubnica 2002, pp 229, Dubnica nad Váhom 27-28.11.2002.
5. Javorova A., Katalinic B.: Flexible assembly workstation. Proceedings of 15th International DAAAM Symposium, Katalinic B. (Ed.), pp. 191-192, ISSN 1726-9679, 3-6th November 2004, Vienna, Austria 2004.

This paper was created thanks to the national grants:

VEGA 1/3193/06 - Multifunctional manufacturing and assembly cell.

VEGA 1/3164/06 - Using of intelligent fixtures in manufacturing and assembly processes.

INTELIGENTNY UCHWYT MOCUJĄCY DLA UNIWERSALNEJ KOMORY PRODUKCYJNEJ

Peter KOŠŤÁL, Karol VELÍŠEK

Streszczenie. Omawiany uchwyt mocujący z dwoma zaciskami stanowi część uniwersalnego stanowiska produkcyjnego w naszym zakładzie. Będzie on stosowany do mocowania części obrotowych o niewielkich rozmiarach (średnica zewnętrzna mniejsza niż 40 mm). Jest to urządzenie napędzane pneumatycznie z synchronizowanym ruchem zacisków. W wyjściowym położeniu zaciski są otwarte. Siła zaciskająca zmieniana jest poprzez regulację ciśnienia powietrza.

1. Wstęp

Obecnie zwiększanie szybkości skrawania (zmniejszanie czasu skrawania) ma istotny wpływ na wzrost produkcji. Tak więc dążyliśmy do ograniczania dodatkowego czasu (czas potrzebny na montowanie przedmiotu obrabianego, mocowanie i wymianę narzędzi). Ma to znaczenie w przypadku długotrwałych operacji i operacji powtarzających się w krótkich odstępach czasu. Zmniejszanie tego dodatkowego czasu jest głównym warunkiem zwiększania produkcji i zmniejszania kosztów produkcji.

Jednym ze sposobów zmniejszania dodatkowego czasu jest odpowiedni uchwyt mocujący oraz automatyzacja dodatkowych czynności.

Uchwyt mocujący zapewnia mocowanie przedmiotu na pulpicie, tak że *przedmiot obrabiany przyjmuje właściwą pozycję w stosunku do narzędzia. Położenie to musi być utrzymane także w czasie obróbki.*

Uchwyt mocujący pozwala na poprawę jakości produktu, zwiększenie wydajności oraz zmniejszenie kosztów produkcji. Konstrukcja uchwytu mocującego zależy od wielkości produkcji i wielkości szarży. W przypadku niewielkich szarż stosuje się uchwyty mocujące zbudowane z układów modułowych, a w przypadku dużych szarż stosuje się indywidualne specjalistyczne rozwiązania.

Uchwyt mocujący spełnia następujące podstawowe funkcje:

– pozycjonowanie przedmiotu obrabianego na pulpicie maszyny,

MSc. PhD. Peter Košťál
Prof. PhD. Karol Velíšek
Faculty of Material Science and Technology
Slovak University of Technology
J. Bottu 25
91724 Trnava
Slovak Republic
tel.:+421 33 5521164
e-mail: kostal@mtf.stuba.sk
ktzs@mtf.stuba.sk
e-mail: velisek@mtf.stuba.sk

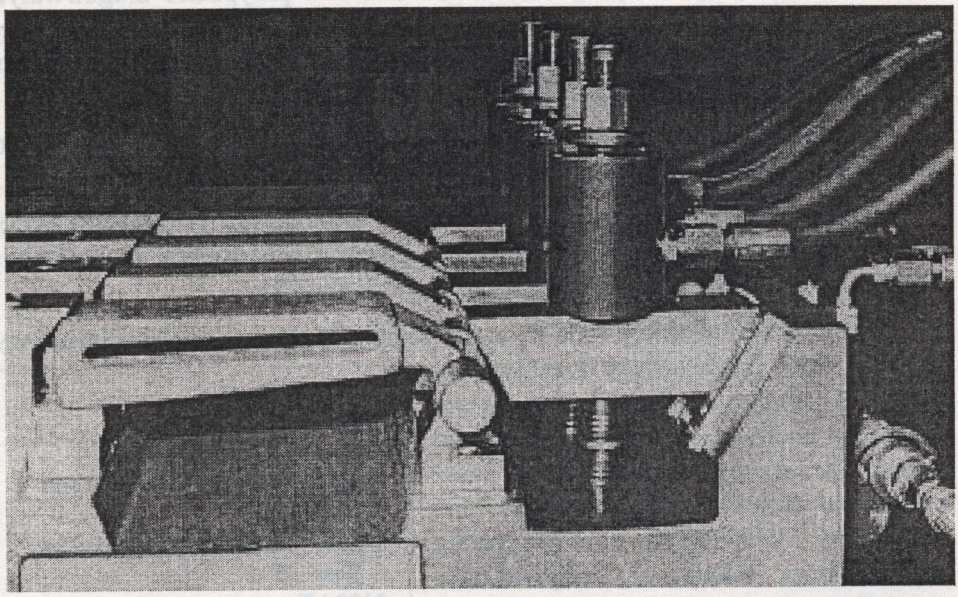
- zabezpieczanie przedmiotu obrabianego przed uszkodzeniem w czasie działania sił ścinających i mocujących,
- w niektórych przypadkach podtrzymywanie narzędzia.

Te podstawowe funkcje realizowane są dzięki elementom pozycjonujjącym, zaciskającym i podtrzymującym (elementy aktywne) uchwytu. Elementy te mogą być umieszczane na odrębnej jednostce lub mogą być mocowane do maszyny lub jakiejś jej części.

2. Inteligentne urządzenie mocujące

Opracowanie nowoczesnych maszyn obrabiających wymaga zastosowania odpowiednich uchwytów mocujących. Uchwyty te projektowane są wraz z samymi maszynami, tak aby nie zmniejszać ich zdolności produkcyjnych oraz czasu ich pracy. Wydajność uchwytów mocujących, w przypadku produkcji zautomatyzowanej, zależy od efektywności całego systemu produkcyjnego.

W większości bieżąca produkcja ma charakter średnio- lub nisko-szarżowy. Tak więc zastosowanie uniwersalnych systemów produkcji ma wiele zalet. Uchwyty mocujące nowej generacji różnią się od klasycznych nie tylko konstrukcją, ale i właściwościami.



Rys.1. Hydrauliczny system mocujący

W typowej produkcji istnieją mechaniczne urządzenia peryferyjne (np. uchwyty mocujące), które są kontrolowane i monitorowane przez operatorów. W przypadku produkcji zautomatyzowanej takie urządzenia powinny działać także automatycznie. Oznacza to, że powinny one mieć nie tylko własny mechanizm napędowy (hydrauliczny, pneumatyczny, elektryczny), ale także po-

winny posiadać jednostki monitorujące i sterujące. W czasie cyklu pracy urządzenia te działają automatycznie, bez konieczności interwencji operatora i współpracują z pozostałymi urządzeniami całego systemu produkcyjnego.

W czasie realizacji automatycznego cyklu pracy operacje są monitorowane i sterowane za pomocą czujników. Podstawowym warunkiem realizacji inteligentnych uchwytów mocujących jest sterowanie poprzez mechanizmy napędowe. Najważniejszymi obszarami zastosowania inteligentnych uchwytów mocujących są:

- uchwyty do obróbki materiałowej,
- uchwyty do montażu,
- uchwyty do wykonywania pomiarów,
- uchwyty do funkcjonowania zmontowanych elementów,
- uchwyty do realizacji specjalnych zadań.

Te inteligentne uchwyty mocujące oprócz podstawowych funkcji realizują także inne „inteligentne" funkcje, jak:

- kontrola sił i momentów działających na obrabiany przedmiot,
- monitorowanie operacji mocowania szczególnych elementów uchwytu za pomocą sensorów,
- inne zadania, jak wymiana szczęk zaciskających, czy zmiana końcówek robotów.

Kontrola sił i momentów ma na celu zwiększenie niezawodności operacji mocowania, zminimalizowanie odkształceń obrabianego przedmiotu oraz eliminowanie możliwości uszkodzenia obrabianej powierzchni. Siły mocujące są proporcjonalne do ciśnienia w siłownikach hydraulicznych lub pneumatycznych. Oznacza to, że możemy monitorować siły mocujące dzięki śledzeniu ciśnienia w siłowniku. Do monitorowania ciśnienia stosuje się czujniki ciśnienia oparte na pomiarach tensometrycznych. Dla dokładnego pomiaru sił mocujących możemy stosować czujniki siły, wbudowane w szczęki mocujące.

Monitorowanie operacji mocowania szczególnych elementów uchwytu mocującego umożliwia stałą diagnostykę całego systemu mocującego. Dzięki prowadzeniu tej diagnostyki można przewidzieć przypuszczalny czas zużycia się uchwytu i w porę go wymienić, co uchroni przed zatrzymaniem produkcji lub nawet przed poważnym uszkodzeniem całego systemu, narzędzia, czy obrabianego przedmiotu.

Produkcja zrobotyzowana jest jedną z najważniejszych obszarów zastosowania inteligentnych uchwytów mocujących. Zrobotyzowany montaż jest operacją najbardziej skomplikowaną jeśli chodzi o zautomatyzowaną produkcję. Zwiększenie uniwersalności zautomatyzowanego montażu można osiągnąć stosując automatyczną wymianę końcówki efektora, ponieważ do montażu potrzebne są różne końcówki efektora.

W przypadku produkcji o niewielkich szarżach mogą być zastosowane następujące uchwyty:

- uchwyty dla urządzeń NC, CNC,
- uchwyty dla produkcji zrobotyzowanej,
- uchwyty dla układów pomiarowych,
- uchwyty dla specjalnych zautomatyzowanych operacji.

3. Założenia inteligentnego uchwytu mocującego

Kiedy uchwyt mocujący zaopatrzymy w czujniki, to uzyskamy możliwość współpracy pomiędzy uchwytem mocującym a uniwersalną komorą produktcyjną. Na rysunku 2 pokazano kilka rozmiarów mechanizmów mocujących MHF2. Zalety takiego mechanizmu mocującego są następujące: prostota, bezpieczeństwo, niezawodność, odpowiednie siły mocowania i wysoka żywotność.

Poruszanie zacisków szczęk mocujących jest realizowane za pomocą siłowników pneumatycznych, a synchronizację zapewniają przekładnie. Położenie zacisków mocujących można określać za pomocą czujników magnetycznych umieszczonych po bokach korpusu uchwytu. Rozważamy możliwość wymiany tych zacisków.

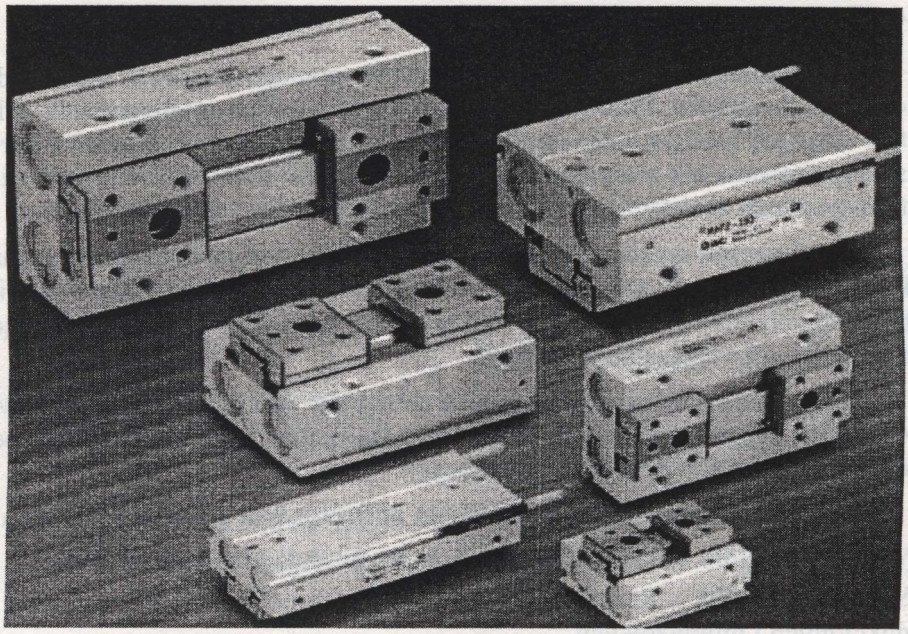
Uchwyt mocujący jest elementem umocowanym na stałe i nie jest wyposażony w czujniki i zaciski mocujące, więc musimy to zmienić. Chcemy użyć czujników do określania położenia przedmiotu obrabianego i zacisków mocujących. Następnie planujemy zastosowanie czujników do określania sił. Ponieważ siły zaciskające będą generowane pneumatycznie, możemy określać ciśnienie w siłowniku pneumatycznym. Teraz można wyposażyć uchwyt mocujący w regulację ciśnieniem powietrza.

Ponieważ ten uchwyt mocujący ma niewielkie wymiary (długość tylko 174 mm), musimy zastosować najmniejsze czujniki.

Najlepszym rozwiązaniem wykrywania zacisków jest stosowanie mikro przełączników przymocowanych do uchwytów zacisków. Mogą one określać tylko dwa położenia: zacisk jest obecny – przełącznik jest zamknięty, zacisk nie jest obecny – przełącznik jest otwarty. Sygnał ten będzie wysłany do systemu kontrolnego.

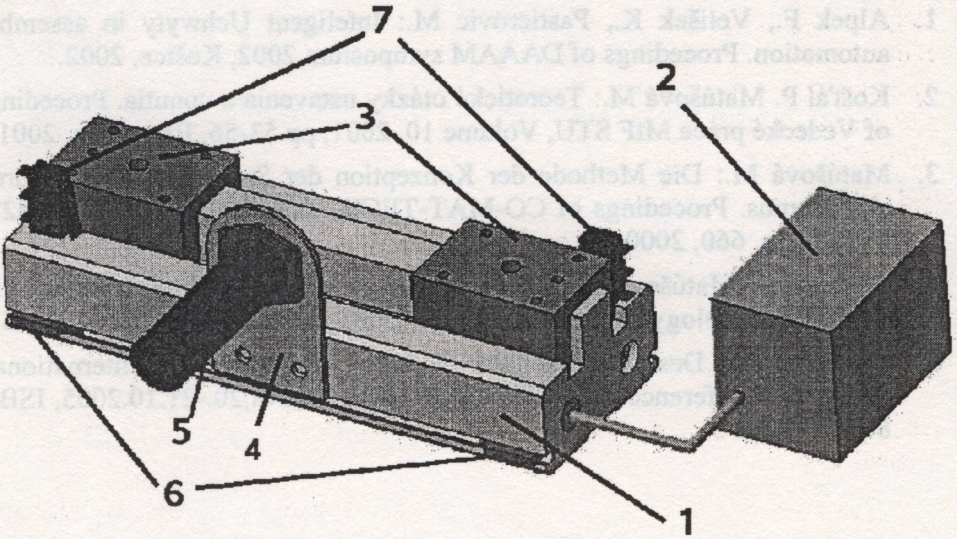
Zastosowanie sensorów optycznych jest najlepszą metodą wykrywania przedmiotu obrabianego. Czujniki pojemnościowe lub indukcyjne mają niewielki zakres wykrywania, a wykrywanie za pomocą kamery jest w tym przypadku skomplikowane i kosztowne.

Położenie uchwytu zacisków określane jest przez dwa czujniki magnetyczne umieszczone na bokach urządzenia mocującego.



Rys.2. Urządzenia mocujące MHF2 o różnych rozmiarach

Model CAD uchwytu mocującego (bez zacisków) pokazano na rysunku 3.



Rys.3. Model CAD uchwytu mocującego wyposażonego w czujniki

1- obudowa uchwytu mocującego, 2 –regulator ciśnienia, 3 – uchwyt zacisków, 4 – uchwyt czujnika optycznego, 5 – czujnik optyczny do wykrywania obrabianego przedmiotu, 6 – czujniki magnetyczne do określania położenia zacisków, 7 – mikro przełączniki do wykrywania zacisków

4. Wnioski

Zastosowanie inteligentnych uchwytów pomaga poprawić niezawodność operacji skrawania. Produkcja z zastosowaniem takich inteligentnych uchwytów staje się bardziej uniwersalna. Uchwyty te są znacznie droższe i bardziej skomplikowane niż tradycyjne uchwyty, ponieważ mają własne urządzenia automatycznego zaciskania, pozycjonowania, sterowania i monitorowania.

Inteligentne urządzenia pomagają wyeliminować zakłócenia w produkcji, które mogą wystąpić w przypadku zrobotyzowanej produkcji. Zastosowanie inteligentnych uchwytów eliminuje także ciężką pracę fizyczną, zmniejszając zatrudnienie, a zwiększając wydajność.

Podstawową zaletą inteligentnych uchwytów jest ich zdolność reagowania na zmianę systemu produkcji. Zdolności adaptacyjne tych systemów są podstawą nowej generacji procesu automatyzacji.

Praca ta została zrealizowana dzięki następującym grantom krajowym:

VEGA 1/3193/06 – Wielofunkcyjna komora produkcyjna i montażowa.

VEGA 1/3164/06 – Zastosowanie inteligentnych uchwytów w procesach produkcyjnych i montażowych.

Literatura

1. Alpek F., Velišek K., Pastierovic M.: Inteligent Uchwyty in assembly automation. Procedings of DAAAM symposium 2002, Košice, 2002.
2. Košťál P. Matúšová M.: Teoretické otázky ustavenia a upnutia. Procedings of Vedecké práce MtF STU, Volume 10, 2001, pp.53-56, Bratislava, 2001.
3. Matúšová M.: Die Methode der Konzeption der Spannvorrichtung durch algorithmus. Procedings of CO-MAT-TECH 2000, Trnava, ISBN 80-227-1949-9, pp. 660, 2000.
4. Javorová A. Matúšová M.: Clamping fixture design, 9th International Conference Technology. Bratislava,13.-14.9.2005,ISBN 80-227-2264-2, 2005.
5. Matúšová M.: Design of modular clamping Uchwyty, 13th International. Scientific Conference CO-MAT-TECH 2005 Trnava,20.-21.10.2005, ISBN 80-227-2286-3.

REKONSTRUKCJA OBCIĄŻENIA UDAROWEGO OBUDOWY GÓRNICZEJ

Łukasz JANKOWSKI, Marcin WIKŁO, Grzegorz SUWAŁA, Jan HOLNICKI-SZULC

Streszczenie. Referat przedstawia metodę rekonstrukcji przebiegu oraz przestrzennego rozkładu obciążenia udarowego łuku obudowy górniczej. Metoda jest oparta na analizie elastycznej odpowiedzi obudowy zarejestrowanej podczas udaru przez dedykowany system czujników piezoelektrycznych lub akcelerometrów i umożliwia rekonstrukcję przebiegu modalnego obciążenia zastępczego. Zrekonstruowane obciążenie zastępcze przybliża obciążenie rzeczywiste, tzn. podstawowe charakterystyki modalne obu obciążeń są identyczne, a dokładność przybliżenia rośnie wraz ze wzrostem liczby czujników. Istotną nowością metody jest możliwość rekonstrukcji obciążenia o nieznanej wcześniej lokalizacji oraz obciążeń wielokrotnych i ruchomych. Przebieg obciążenia jest modelowany i rekonstruowany za pomocą metody dystorsji wirtualnej (VDM). Referat zawiera numeryczną symulację rekonstrukcji obciążenia udarowego belkowego modelu łuku obudowy górniczej.

1. Model odpowiedzi obudowy

Proponowany model opiera się na metodzie dystorsji wirtualnych [1], jest więc ograniczony do przypadku małych odkształceń, a zatem umożliwia rekonstrukcję obciążenia w pierwszych chwilach działania sił zewnętrznych, zanim (jeśli) dojdzie do dużych odkształceń i zniszczenia konstrukcji. Dynamika konstrukcji jest opisana przy użyciu tzw. impulsowych macierzy wpływu przechowujących lokalne odpowiedzi konstrukcji na impulsowe pobudzenia we wszystkich uwzględnianych stopniach swobody (potencjalnych lokalizacjach obciążenia). Impulsową macierz wpływu konstrukcji można wyliczyć za pomocą numerycznego modelu konstrukcji lub zmierzyć eksperymentalnie, co jest być może bardziej praktyczne w wypadku dużych konstrukcji. Wielkością mierzoną mogą być odkształcenia (przetworniki piezoelektryczne, tensometry) lub przyspieszenia (akcelerometry); tutaj założono, że wielkością mierzoną jest odkształcenie ε.

Dr inż. Łukasz Jankowski
Mgr inż. Marcin Wikło
Prof.dr hab.inż. Jan Holnicki-Szulc
Smart-Tech Centre
Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN
ul. Świętokrzyska 21
00-049 Warszawa
tel.: 022 8261281 w. 421
fax: 022 8287493
e-mail: lukasz.jankowski@ippt.gov.pl
e-mail:marcin.wiklo@ippt.gov.pl
e-mail: jan.holnicki@ippt.gov.pl
Grzegorz Suwała
Politechnika Radomska
Wydział Mechaniczny
ul. Krasickiego 54
26-612 Radom
e-mail: dzenio83@o2.pl

Proponowana metoda rekonstrukcji wykorzystuje jedynie zmierzone odpowiedzi, impulsową macierz wpływu oraz, ewentualnie, pewne heurystyczne założenia dotyczące rozkładu i przebiegu obciążenia. Gdy jest więc dana impulsowa macierz wpływu, nie ma potrzeby dodatkowego numerycznego modelowania i symulacji.

Rozpatrywany odcinek czasu podzielony jest na skończoną liczbę T kroków czasowych, oznaczanych dalej symbolami t, τ i κ. Obciążenie dynamiczne w n-tym stopniu swobody jest reprezentowane przez szereg impulsowych obciążeń $p_n(\tau)$ występujących w kolejnych chwilach czasowych τ. W rozpatrywanym wypadku małych odkształceń, w zakresie sprężystym wartość $\varepsilon_\alpha(t)$ w chwili czasowej t i w lokalizacji α modelowanej struktury może być przedstawiona w postaci sumy efektów obciążenia statycznego oraz splotu obciążenia dynamicznego z impulsową macierzą wpływu:

$$\varepsilon_\alpha(t)=\sum_{n=1}^{N} S_{\alpha n} p_n^0+\sum_{\tau=0}^{t}\sum_{n=1}^{N} B_{\alpha n}(t-\tau)\, p_n(\tau), \tag{1}$$

gdzie pierwszy składnik opisuje statyczne odkształcenie wywołane statycznym obciążeniem wektorem sił $\boldsymbol{p}^0$ (a zatem macierz $\boldsymbol{S}$ jest analogiczna do macierzy podatności), a drugi składnik jest liniową kombinacją odpowiedzi konstrukcji na wszystkie wcześniejsze wymuszenia $p_n(\tau)$. Indeks n przebiega stopnie swobody, indeks α oznacza lokalizacje czujników, a N jest liczbą stopni swobody, w których potencjalnie może wystąpić obciążenie. $\boldsymbol{B}$ jest impulsową macierzą wpływu: $B_{\alpha n}$ to wektor zdyskretyzowanej odpowiedzi konstrukcji w lokalizacji α ($\alpha = 1, ..., A$, gdzie A jest liczbą czujników) na impulsowe pobudzenie w chwili 0 w n-tym stopniu swobody.

Zależność (1) można zapisać w postaci liniowej jako:

$$\boldsymbol{\varepsilon}=\boldsymbol{B}\,\boldsymbol{p}, \tag{2}$$

gdzie $\boldsymbol{\varepsilon}$ jest wektorem odkształceń (we wszystkich lokalizacjach α i chwilach czasowych t) o długości TA, wektor $\boldsymbol{p}$ o długości TN zawiera wszystkie wymuszenia, zarówno statyczne $\boldsymbol{p}^0$, jak też dynamiczne $p_n(\tau)$, a macierz $\boldsymbol{B}$ o rozmiarze $TA \times TN$ jest uogólnioną macierzą wpływu reprezentującą odpowiedzi konstrukcji na obciążenia statyczne i dynamiczne. Niech $\boldsymbol{P}$ i $\boldsymbol{E}$ będą liniowymi przestrzeniami odpowiednio wszystkich potencjalnie możliwych obciążeń i pomiarów; wówczas $\boldsymbol{p}$ należy do $\boldsymbol{P}$, $\boldsymbol{\varepsilon}$ należy do $\boldsymbol{E}$ oraz $dim(\boldsymbol{P}) = TN$, $dim(\boldsymbol{E}) = TA$.

2. Rekonstrukcja obciążenia

Zadanie rekonstrukcji obciążenia sprowadza się w zasadzie do zadania znalezienia takiego obciążenia $\boldsymbol{p}$, które — zgodnie z równaniami (1) i (2) — generuje zmierzoną odpowiedź konstrukcji $\boldsymbol{\varepsilon}^M$, a zatem do rozwiązania liniowego układu równań analogicznego do (2):

$$\boldsymbol{\varepsilon}^M=\boldsymbol{B}\,\boldsymbol{p}, \tag{3}$$

czyli do minimalizacji normy rezyduum:

$$\left\| \varepsilon^M - \boldsymbol{B}\, \boldsymbol{p} \right\|. \tag{4}$$

Istnieją trzy zasadnicze trudności związane z układem równań (3):

- Rozmiar układu: macierz $\boldsymbol{B}$ jest rozmiaru $TA \times TN$, co już w dość prostym przykładzie numerycznym przedstawionym poniżej wynosi 350×4400.
- Złe uwarunkowanie numeryczne, które w rzeczywistych problemach zazwyczaj wymusza zastosowanie numerycznej techniki regularyzacji, by zachować stabilność rozwiązania. Przegląd metod regularyzacji zastosowanych do problemu identyfikacji obciążenia o znanej lokalizacji można znaleźć w [2].
- Nieokreśloność układu: problem rekonstrukcji obciążenia był dotychczas rozpatrywany przy mało realistycznym założeniu, że rekonstruowana siła jest skupiona w jednym stopniu swobody (tzn. $N = 1$), zazwyczaj znanym z góry [3]. W takim wypadku już przy użyciu dwóch lub więcej czujników ($A > 1$) macierz $\boldsymbol{B}$ ma więcej rzędów niż wierszy ($TA > TN$), a zatem układ (3) jest nadokreślony i można go dokładnie rozwiązać w sensie minimalizacji normy rezyduum (4). Jednak w rozpatrywanym tutaj wypadku ogólnego obciążenia, o nieznanej z góry lokalizacji, liczba czujników jest technologicznie ograniczona i musi być dużo mniejsza od liczby stopni swobody, w których może wystąpić obciążenie ($A \ll N$); a zatem układ (3) jest nieokreślony: istnieje nieskończenie wiele dokładnych jego rozwiązań, spośród których właściwe należy wybrać na podstawie kryteriów niezależnych od wektora pomiarowego ε^M.

Problemy związane z dużym rozmiarem i złym uwarunkowaniem układu liniowego są czysto numeryczne i często dyskutowane w literaturze. Zasadniczym tematem tego referatu jest problem trzeci: praktyczne zadanie rekonstrukcji obciążenia o nieznanej z góry lokalizacji przy ograniczonej liczbie czujników.

Rekonstrukcję obciążenia można przeprowadzić na dwa sposoby, różniące się dokładnością i czasem obliczeń oraz niezbędną pamięcią:

- Sposób dokładniejszy (część 2.1) wymaga jednokrotnego wykonania kosztownego numerycznie rozkładu macierzy $\boldsymbol{B}$ według wartości osobliwych. Dla każdej odpowiedzi konstrukcji można następnie kolejno wyznaczyć dwie składowe szukanego obciążenia: na podstawie wykonanego pomiaru składową rekonstruowalną (część 2.1.1) i na podstawie założeń heurystycznych składową nierekonstruowalną (część 2.1.2).
- Sposób mniej dokładny (część 2.2) wyznacza obie składowe rekonstruowanego obciążenia jednocześnie i nie rozróżniając między nimi; dzięki temu jest szybszy, ponieważ nie wymaga rozkładu według wartości osobliwych, ale też mniej dokładny, ponieważ założenia heurystyczne wpływają na obie składowe obciążenia, więc również tę, która może – i po-

winna – być zrekonstruowana jedynie na podstawie zarejestrowanej odpowiedzi konstrukcji.

2.1. Rozkład obciążenia na składowe

W analizie układu (3) pomocny jest (jednoznaczny) rozkład macierzy $\boldsymbol{B}$ według wartości osobliwych (SVD) [4]:

$$\boldsymbol{B} = \boldsymbol{U}\,\boldsymbol{\Sigma}\,\boldsymbol{V}^T, \tag{5}$$

gdzie $\boldsymbol{U}$ i $\boldsymbol{V}$ są macierzami ortogonalnymi (tj. $\boldsymbol{U}^T\boldsymbol{U}=\boldsymbol{I}$, $\boldsymbol{V}^T\boldsymbol{V}=\boldsymbol{I}$) o rozmiarach odpowiednio $TA \times TA$ i $TN \times TN$, a $\boldsymbol{\Sigma} = diag(\sigma_1, ..., \sigma_{TA})$ jest macierzą diagonalną o rozmiarze $TA \times TN$. Wartości przekątniowe $\sigma_1, ..., \sigma_{TA}$ nazywane są wartościami osobliwymi macierzy $\boldsymbol{B}$ i zwyczajowo uporządkowane są nierosnąco. Niech M oznacza liczbę niezerowych wartości osobliwych macierzy $\boldsymbol{B}$ ($M <= TA$).

Praktyczna interpretacja rozkładu (5) w kontekście przekształcenia (2) jest następująca: przestrzeń wszystkich możliwych rozkładów obciążeń $\boldsymbol{P}$ można rozłożyć na iloczyn kartezjański takich dwóch prostopadłych podprzestrzeni liniowych $\boldsymbol{P}_1$ i $\boldsymbol{P}_2$:

$$\boldsymbol{P} = \boldsymbol{P}_1 \times \boldsymbol{P}_2, \tag{6}$$

że:

- M-wymiarowa podprzestrzeń $\boldsymbol{P}_1$ jest przekształcana przez $\boldsymbol{B}$ wzajemnie jednoznacznie na pewną M-wymiarową podprzestrzeń TA-wymiarowej przestrzeni wszystkich możliwych wyników pomiarów $\boldsymbol{\varepsilon}$, przy czym gdy macierz $\boldsymbol{B}$ jest nieosobliwa ($M = TA$), to $\boldsymbol{P}_1$ jest przekształcana wzajemnie jednoznacznie na całą przestrzeń $\boldsymbol{\varepsilon}$.
- (TN-M)-wymiarowa podprzestrzeń $\boldsymbol{P}_2$ jest jądrem przekształcenia liniowego $\boldsymbol{B}$, czyli:

$$\boldsymbol{B}\,\boldsymbol{P}_2 = \boldsymbol{0}. \tag{7}$$

Podprzestrzeń $\boldsymbol{P}_1$ jest generowana przez wektory odpowiadające niezerowym wartościom osobliwym macierzy $\boldsymbol{B}$, czyli przez pierwszych M kolumn macierzy $\boldsymbol{V}$, podczas gdy pozostałe kolumny macierzy $\boldsymbol{V}$ generują podprzestrzeń $\boldsymbol{P}_2$. Odpowiednio niech $\boldsymbol{V} = [\boldsymbol{V}_1\ \boldsymbol{V}_2]$, gdzie macierz $\boldsymbol{V}_1$ zawiera pierwszych M kolumn macierzy $\boldsymbol{V}$, natomiast macierz $\boldsymbol{V}_2$ pozostałe.

Dowolne obciążenie $\boldsymbol{p}$ należące do $\boldsymbol{P}$ można zatem jednoznacznie przedstawić w ortonormalnym układzie współrzędnych związanym z kolumnami macierzy $\boldsymbol{V}$ za pomocą szeregu współczynników modalnych $\boldsymbol{m} = <m_1, ..., m_{TN}> = \boldsymbol{V}^T\boldsymbol{p}$, a następnie rozłożyć go na dwie części $\boldsymbol{m} = [\boldsymbol{m}_1\ \boldsymbol{m}_2] = [\boldsymbol{V}_1^T\boldsymbol{p}\ \boldsymbol{V}_2^T\boldsymbol{p}]$, definiujące składowe obciążenia $\boldsymbol{p}$ należące odpowiednio do podprzestrzeni $\boldsymbol{P}_1$ i $\boldsymbol{P}_2$:

$$\boldsymbol{p} = \boldsymbol{V}\,\boldsymbol{m} = \boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1 + \boldsymbol{V}_2\boldsymbol{m}_2, \tag{8}$$

z których pierwsza jest *w pełni rekonstruowalna* na podstawie pomiaru $\varepsilon = \boldsymbol{Bp}$, a informacja zawarta w drugiej jest podczas pomiaru – zgodnie z zależnością (7) – *całkowicie tracona*:

$$\varepsilon = \boldsymbol{B}\,\boldsymbol{p} = \boldsymbol{B}\left(\boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1 + \boldsymbol{V}_2\boldsymbol{m}_2\right) = \boldsymbol{B}\,\boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1. \tag{9}$$

Należy zauważyć, że współczynniki $\boldsymbol{m}$, jednoznacznie definiujące obciążenie $\boldsymbol{p}$ są związane z modalnymi rozkładami obciążenia zdefiniowanymi (w czasie i przestrzeni) przez kolumny macierzy $\boldsymbol{V}$ i odpowiadającymi kolejnym wartościom osobliwym, różnią się więc od standartowych modalnych postaci drgań własnych konstrukcji.

Dla danego wektora pomiarowego ε rekonstrukcję obciążenia $\boldsymbol{p}$ należy więc przeprowadzić w dwóch etapach: w pierwszym (część 2.1.1) rekonstruowana jest składowa obciążenia $\boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1$, a następnie w drugim etapie — np. w sposób przedstawiony w części 2.1.2 — wyznaczana jest prostopadła do niej składowa obciążenia $\boldsymbol{V}_2\boldsymbol{m}_2$.

2.1.1. Rekonstruowalna składowa obciążenia

Rekonstruowalna składowa $\boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1$ dowolnego obciążenia $\boldsymbol{p}$ może być – pominąwszy często omawiane w literaturze potencjalne problemy numeryczne związane z rozmiarem macierzy $\boldsymbol{B}$ i jej złym uwarunkowaniem [2, 4] – w pełni odtworzona na podstawie pomiaru $\varepsilon = \boldsymbol{Bp}$

– zgodnie z zależnością:

$$\boldsymbol{B}^{+}\varepsilon = \boldsymbol{B}^{+}\boldsymbol{B}\left(\boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1 + \boldsymbol{V}_2\boldsymbol{m}_2\right) = \boldsymbol{B}^{+}\boldsymbol{B}\boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1 = \boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1, \tag{10}$$

gdzie przez $\boldsymbol{B}^{+}$ oznaczona jest uogólniona macierz odwrotna macierzy $\boldsymbol{B}$, którą łatwo wyznaczyć znając czynniki rozkładu według wartości osobliwych (5),

– lub poprzez minimalizację normy rezyduum (4):

$$f_1\left(\boldsymbol{m}_2\right) = \left\|\varepsilon^{M} - \boldsymbol{B}\boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1\right\|, \tag{11}$$

która może być relatywnie szybko wykonana, np. za pomocą algorytmu sprzężonych gradientów opisanego w [5].

2.1.2. Nierekonstruowalna składowa obciążenia

Ponieważ składowa obciążenia $\boldsymbol{V}_2\boldsymbol{m}_2$ należy do jądra $\boldsymbol{P}_2$ przekształcenia $\boldsymbol{B}$, wynik pomiaru ε nie jest zależny od współczynników modalnych $\boldsymbol{m}_2$, nie zawiera więc o nich żadnej informacji. A zatem na podstawie pomiaru ε nie można zrekonstruować współczynników modalnych $\boldsymbol{m}_2$ oraz składowej $\boldsymbol{V}_2\boldsymbol{m}_2$ obciążenia. Przybliżone jej odtworzenie możliwe jest jedynie na podstawie danych heurystycznych, takich jak przybliżona lokalizacja obciążenia, gładkość przebiegu obciążenia w czasie lub przestrzeni itp., co ogólnie można zapisać w postaci zadania minimalizacji pewnej funkcji celu $f_2(\boldsymbol{m}_2)$,

$$f_2(\boldsymbol{m}_2)=\left\|\boldsymbol{D}\left(\boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1+\boldsymbol{V}_2\boldsymbol{m}_2\right)\right\|, \tag{12}$$

gdzie $\boldsymbol{D}$ może być operatorem pierwszej ($\boldsymbol{D}^1$) lub drugiej ($\boldsymbol{D}^2$) pochodnej względem czasu lub przestrzeni, złożeniem tych operatorów ze sobą lub z operatorem jednostkowym (macierz $\boldsymbol{I}$) itp. Powyższe sformułowanie ma tę zaletę, że wykorzystuje kwadratową postać funkcji $f_2(\boldsymbol{m}_2)$, która – podobnie jak (11) – może być relatywnie szybko zminimalizowana [5].

Należy zauważyć, że do minimalizacji f_2 (12) niezbędna jest znajomość rekonstruowalnej składowej obciążenia $\boldsymbol{V}_1\boldsymbol{m}_1$, uprzednio wyznaczonej za pomocą zależności (10) lub minimalizacji f_1 (11).

2.2. Jednoetapowa rekonstrukcja obciążenia

Proces rekonstrukcji obciążenia można przyspieszyć rezygnując z rozkładu według wartości osobliwych, ale kosztem dokładności rekonstrukcji: minimalizując jednocześnie funkcję celu (11) i odpowiednio ważoną nieujemnym współczynnikiem γ funkcję (12):

$$f_\gamma(\boldsymbol{p})=\left\|\boldsymbol{\varepsilon}^M-\boldsymbol{B}\,\boldsymbol{p}\right\|+\gamma\left\|\boldsymbol{D}\,\boldsymbol{B}\,\boldsymbol{p}\right\|. \tag{13}$$

Dzięki zależnościom (8) i (9) funkcja celu f_γ może zależeć bezpośrednio od obciążenia $\boldsymbol{p}$, nie ma więc konieczności kosztownego numerycznie rozkładu obciążenia na współczynniki modalne $\boldsymbol{m}$. Sama minimalizacja (13), podobnie jak (11) i (12), może być wykonana relatywnie szybko, np. za pomocą algorytmu sprzężonych gradientów [5]. Z drugiej strony, ponieważ f_2 zależy również od rekonstruowalnej składowej obciążenia, minimalizacja f_2 jednocześnie z f_1 zaburza dokładność wyznaczenia rekonstruowalnej składowej obciążenia, która wyznaczona dokładnie może być tylko w wypadku $\gamma=0$, czyli w wypadku całkowitej rezygnacji z wykorzystania założeń heurystycznych i odtwarzania składowej nierekonstruowalnej.

Jakość uzyskanego rozwiązania mocno zależy od wartości parametru γ. Praca [2] rozważa różne metody doboru tego parametru w pokrewnym problemie regularyzacji rozwiązania układu dobrze określonego lub nadokreślonego, większość z proponowanych metod wymaga wielokrotnego powtarzania minimalizacji (13) z różnymi wartościami γ. Podobnym, relatywnie prostym sposobem jest wybór tej wartości γ, która minimalizuje:

$$\Omega(\gamma)=\left\|\boldsymbol{\varepsilon}^M-\boldsymbol{B}\,\boldsymbol{p}_\gamma\right\|^2+\left\|\boldsymbol{D}\,\boldsymbol{B}\,\boldsymbol{p}_\gamma\right\|^2, \tag{14}$$

gdzie $\boldsymbol{p}_\gamma$ jest obciążeniem minimalizującym (13) dla danej wartości parametru γ.

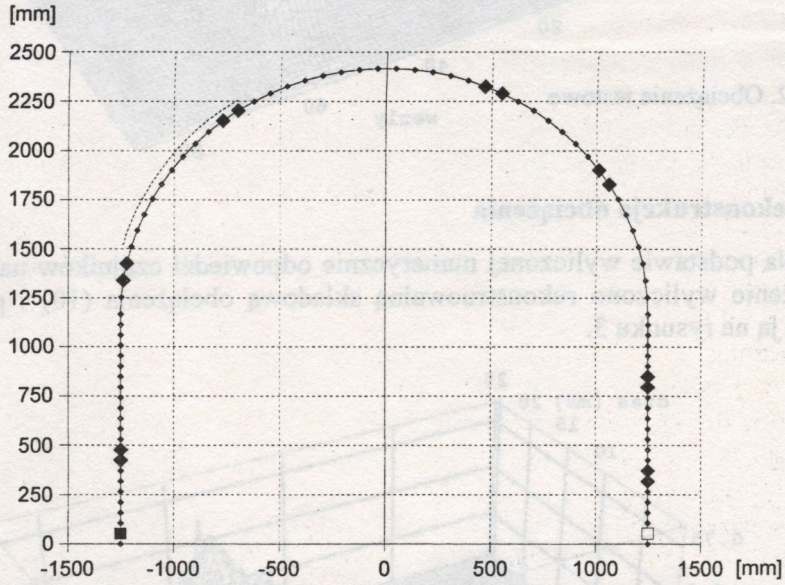
3. Przykład numeryczny

Możliwości proponowanej metody zostały sprawdzone w eksperymencie numerycznym: przygotowano dwuwymiarowy numeryczny model odrzwi obudowy łukowej podatnej ŁP1/V21/A [6] (część 3.1), przeprowadzono symulację

przykładowego obciążenia testowego (część 3.2) i na podstawie wyliczonych odpowiedzi losowo umieszczonych czujników zrekonstruowano obciążenie wyjściowe przy zastosowaniu dwóch przykładowych strategii heurystycznych odtworzenia nierekonstruowalnej części obciążenia (część 3.3).

3.1. Belkowy model łuku obudowy górniczej

Rysunek 1 przedstawia schemat belkowego modelu odrzwi obudowy łukowej podatnej ŁP/V21/A [6]. Łuk został podzielony na 89 elementów belkowych, o charakterystykach wynikających z własności profilu V21 [6], leżących pomiędzy 90 węzłami, z których każdy posiada trzy stopnie swobody (model płaski) poza węzłami skrajnymi, którym odjęto wszystkie stopnie swobody. Węzłom ruchomym nadano numery od 1 (biały kwadrat) do 88 (czarny kwadrat). Założono, że do dyspozycji jest siedem czujników odkształcenia ($A = 7$) umieszczonych na losowo wybranych elementach (nr 7, 16, 31, 39, 54, 65 i 81), oznaczonych na rysunku 1 powiększonymi węzłami.

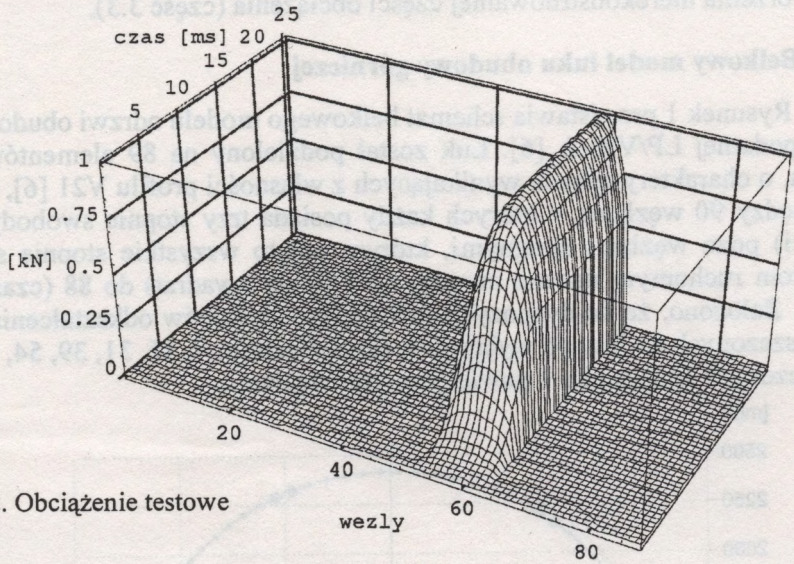


Rys.1. Schemat dwuwymiarowego belkowego modelu łuku obudowy ŁP/V21/A: czujniki umieszczono na elementach zaznaczonych czarnymi węzłami; kwadrat biały oznacza węzeł nr 1, kwadrat czarny — węzeł nr 88; cienką przerywaną linią oznaczono lokalizację obciążenia testowego

3.2. Obciążenie testowe

Założono, że konstrukcja jest wstępnie nie sprężona, oraz że obciążenie może wystąpić jedynie prostopadle do łuku obudowy w węzłach ruchomych (nr 1 do 88, $N = 88$). Rozpatrywany okres czasu o długości 25 ms podzielono na 50 kroków czasowych ($T = 50$), a zatem macierz wpływu $\boldsymbol{B}$ (2) ma rozmiar $TA \times TN = 350 \times 4400$.

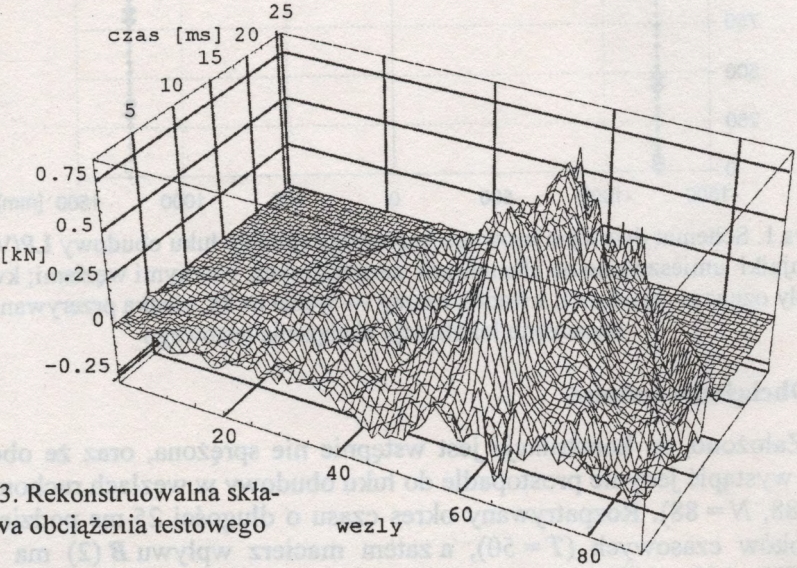
Przykładowe obciążenie testowe działa na 11 węzłów (nr 53–63) oznaczonych przerywaną linią na rysunku 1. Jego rozkład według czasu i węzłów przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Obciążenie testowe

3.3. Rekonstrukcja obciążenia

Na podstawie wyliczonej numerycznie odpowiedzi czujników na testowe obciążenie wyliczono rekonstruowalną składową obciążenia (10) i przedstawiono ją na rysunku 3.



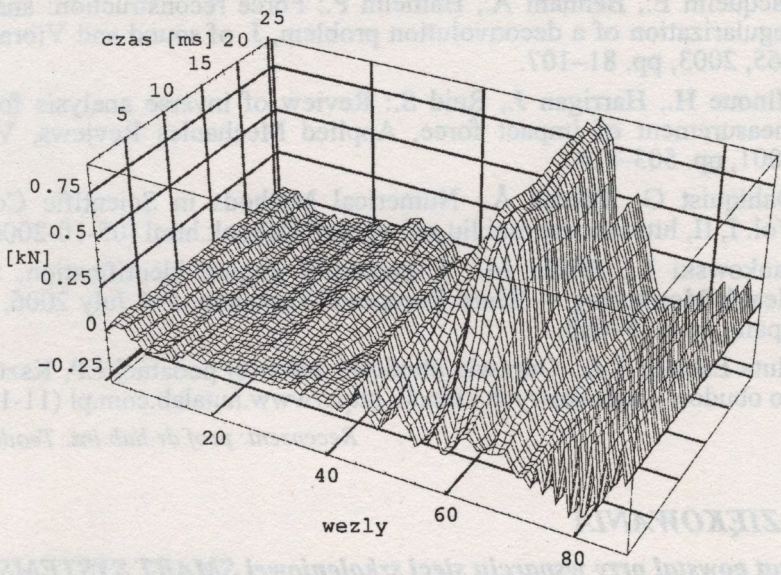
Rys.3. Rekonstruowalna składowa obciążenia testowego

Obciążenie zrekonstruowane (rys. 3) jest pomiarowo nieodróżnialne od obciążenia testowego (rys. 2), tzn. odpowiedzi czujników na oba obciążenia są identyczne. Wykorzystując dane heurystyczne o spodziewanych charakterystykach obciążenia – macierz $\boldsymbol{D}$ w (12) – można próbować odtworzyć nierekonstruowalną składową obciążenia testowego; obciążenia odtworzone w ten sposób również będą pomiarowo nieodróżnialne od obciążenia testowego:

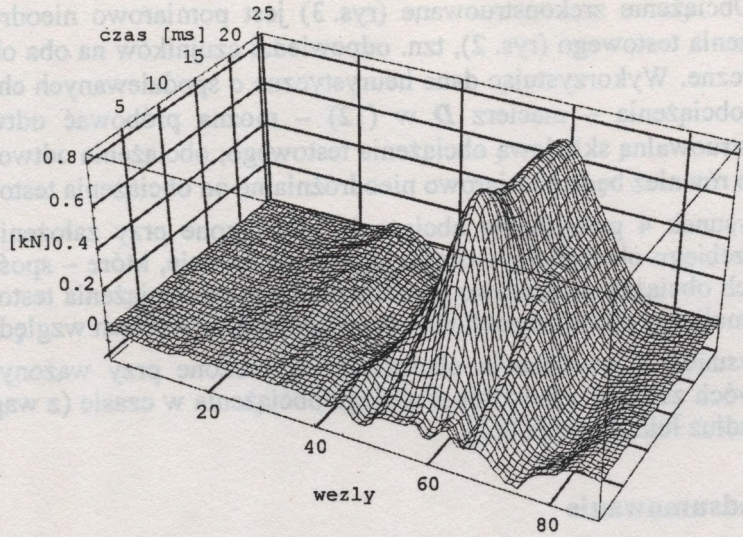
- Rysunek 4 przedstawia obciążenie odtworzone przy założeniu gładkości przebiegu obciążenia w czasie, tzn. to obciążenie, które – spośród wszystkich obciążeń pomiarowo nieodróżnialnych od obciążenia testowego – minimalizuje pierwsze pochodne przebiegu siły w węzłach względem czasu.
- Rysunek 5 przedstawia obciążenie odtworzone przy ważonym złożeniu dwóch założeń: gładkości przebiegu obciążenia w czasie (z wagą 1,0) oraz wzdłuż łuku (z wagą 0,2).

4. Podsumowanie

Referat przedstawia metodę rekonstrukcji przebiegu obciążenia udarowego konstrukcji sprężystej. Istotną nowością jest możliwość rekonstrukcji obciążenia o nieznanej wcześniej lokalizacji, obciążeń wielokrotnych i ruchomych oraz niewielka liczba niezbędnych czujników. Jako kolejny etap badań planowane są testy eksperymentalne na przykładowej konstrukcji kratowej oraz we współpracy z Głównym Instytutem Górnictwa na łuku obudowy górniczej. Dalszych badań wymaga problem odpowiedniego rozmieszczenia czujników.



Rys.4. Obciążenie odtworzone przy założeniu gładkości przebiegu obciążenia w czasie



Rys.5. Obciążenie odtworzone przy ważonym złożeniu dwóch założeń: gładkości przebiegu obciążenia w czasie (z wagą 1,0) oraz wzdłuż łuku (z wagą 0,2)

Literatura

1. Holnicki-Szulc J., Gierlinski J.T.: Structural Analysis, Design and Control by the Virtual Distortion Method, John Wiley & Sons, Chichester, U.K., 1995.
2. Jacquelin E., Bennani A., Hamelin P.: Force reconstruction: analysis and regularization of a deconvolution problem, J. of sound and Vibration, Vol. 265, 2003, pp. 81–107.
3. Hinoue H., Harrigan J., Reid S.: Review of inverse analysis for indirect measurement of impact force, Applied Mechanics Reviews, Vol 54(6), 2001, pp. 503–524.
4. Dahlquist G., Björck Å.: Numerical Methods in Scientific Computing, Vol. I, II, http://www.mai.liu.se/~akbjo/NMbook.html (05-10-2006).
5. Jankowski Ł., Wiklo M.: A posteriori impact identification, Structural Health Monitoring — Third European Workshop, 5–6 July 2006, Granada, Spain, pp. 675–682.
6. Huta Łabędy S.A., Odrzwia obudowy łukowej podatnej ŁP, Kształtowniki do obudów chodnikowych i tuneli, http://www.hutalab.com.pl (11-10-2006).

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

PODZIĘKOWANIA

Referat powstał przy wsparciu sieci szkoleniowej SMART SYSTEMS (HPRN-CT-2002-00284) oraz projektu MAT-INT (PBZ-KBN-115/T08/ 2004). Autorzy dziękują panu Andrzejowi Nierobiszowi (Główny Instytut Górnictwa) za przekazanie danych technicznych modelowanego łuku obudowy górniczej.

ANALIZA WYTĘŻENIA ELEMENTÓW SEKCJI OBUDOWY ZMECHANIZOWANEJ Z UWZGLĘDNIENIEM ODKSZTAŁCEŃ TRWAŁYCH I OBCIĄŻEŃ ASYMETRYCZNYCH

Józef MARKOWICZ

Streszczenie. W referacie przedstawiono model obliczeniowy MES sekcji obudowy zmechanizowanej. Analizę wytężenia przeprowadzono przyjmując sprężysto-plastyczną charakterystykę materiału. Założono niesymetryczny sposób podparcia sekcji. Przedstawiono mapy rozkładu naprężenia zredukowanego. Zidentyfikowano obszary występowania odkształceń trwałych.

1. Wprowadzenie

Obciążenie sekcji obudowy zmechanizowanej podczas jej pracy w wyrobisku ścianowym jest najczęściej niesymetryczne. Asymetria obciążenia jest skutkiem bezpośredniego oddziaływania na sekcję skał tworzących strop wyrobiska lub rumowiska skalnego tworzącego zawał. Niesymetryczny układ obciążenia sekcji może być również wynikiem nieprawidłowego sposobu rozparcia sekcji przy ręcznym sterowaniu podpornościowym układem hydraulicznym sekcji. Zadawanie różnych wartości podporności wstępnej dla poszczególnych stojaków w sekcji, awarie jednego ze stojaków i inne przyczyny eksploatacyjne mogą doprowadzić do asymetrycznego obciążenia sekcji obudowy. Stąd też w programie badań stanowiskowych sekcji przewiduje się realizację obciążeń dla różnych sposobów asymetrycznego podparcia zarówno stropnicy, jak i spągnicy [3]. Analiza wytężenia elementów sekcji z uwzględnieniem obciążeń asymetrycznych możliwa jest wyłącznie w oparciu o przestrzenny model obliczeniowy.

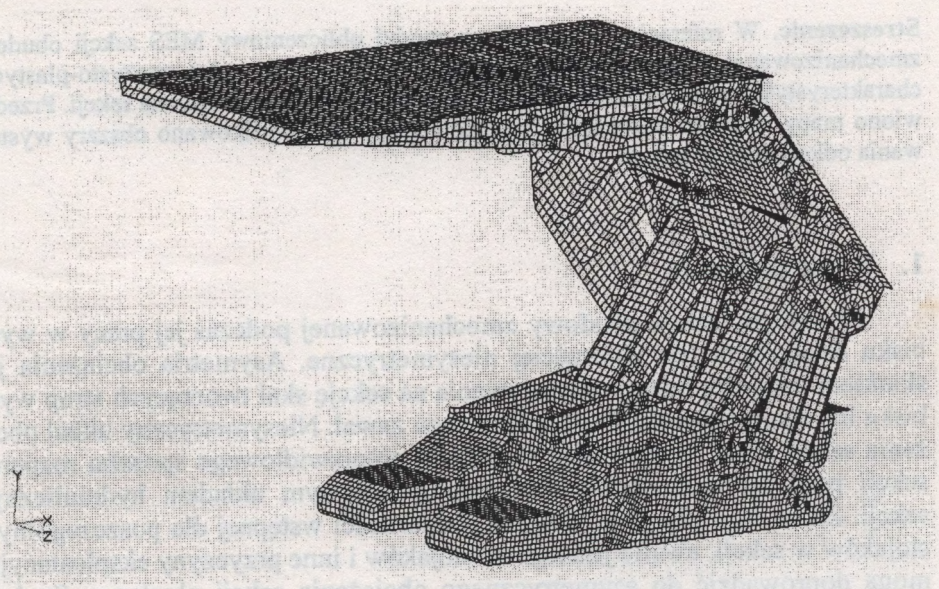
Biorąc powyższe pod uwagę, w dalszej części niniejszego referatu przedstawiono model obliczeniowy sekcji obudowy zmechanizowanej oraz zamieszczono przykładowe wyniki obliczeń wytrzymałościowych (metodą elementów skończonych) dla jednego z asymetrycznych sposobów podparcia sekcji, realizowanych w trakcie badań stanowiskowych.

Dr inż. Józef Markowicz
Politechnika Śląska
Wydział Górnictwa i Geologii
Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2
44-100 Gliwice
tel.: 032 2372632
e-mail: jozef.markowicz@polsl.pl

2. Model obliczeniowy

Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzono dla jednej, wybranej postaci konstrukcyjnej sekcji obudowy zmechanizowanej. Blachy, z których wykonano

poszczególne podzespoły sekcji zamodelowano elementami typu powłokowego o grubościach równym rzeczywistym grubościom poszczególnych blach, natomiast gniazda stanowiące oparcie dla siłowników hydraulicznych zamodelowano elementami typu bryłowego. Tworząc modele obliczeniowe poszczególnych zespołów nośnych sekcji nie modelowano spoin zakładając, że wytrzymałość połączeń spawanych jest równa wytrzymałości łączonych blach. Model obliczeniowy sekcji (rys. 1) składał się z 30635 węzłów i 32063 elementów powłokowych i bryłowych.

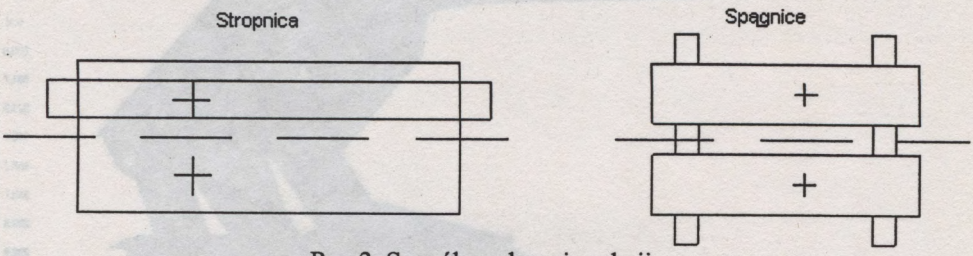


Rys.1. Model sekcji obudowy zmechanizowanej z podziałem na elementy skończone

Sekcja obudowy zmechanizowanej jest układem mechanicznym. W trakcie jej eksploatacji wzajemne położenie poszczególnych członów sekcji zmienia się wraz ze zmianą wysokości pracy obudowy. Zmiana położenia podzespołów w sekcji związana jest z możliwością ich obrotu wokół osi sworzni łączących te podzespoły. Modelując sposób przekazywania sił przez połączenia przegubowe (z równoczesną możliwością obrotu poszczególnych członów), w modelu sekcji obudowy wprowadzono węzły zależne [2]. Węzły te należą do współpracujących podzespołów i położone są w osi symetrii sworzni. Możliwość przemieszczania i obrotu jednego węzła determinuje jedynie takie samo przemieszczanie węzła drugiego, natomiast kąty obrotu w tych węzłach są niezależne. W dalszej części referatu zamieszczono wyniki obliczeń dla jednej wysokość pracy sekcji.

Badania stanowiskowe sekcji obudowy zmechanizowanej przy obciążeniach asymetrycznych mogą być wykonywane dla kilku wariantów jej podparcia. Modelując podparcie sekcji uwzględniono jeden ze sposobów podparcia realizowany podczas takich badań (rys. 2). W tym sposobie podparcia spągnica spoczywa na dwóch belkach położonych w odległości 100 mm od jej końców,

natomiast obciążenie stropnicy na sztuczny strop stanowiska przekazywane jest poprzez jedną belkę, biegnącą wzdłuż długości stropnicy i przechodzącą przez oś stojaka.



Rys.2. Sposób podparcia sekcji

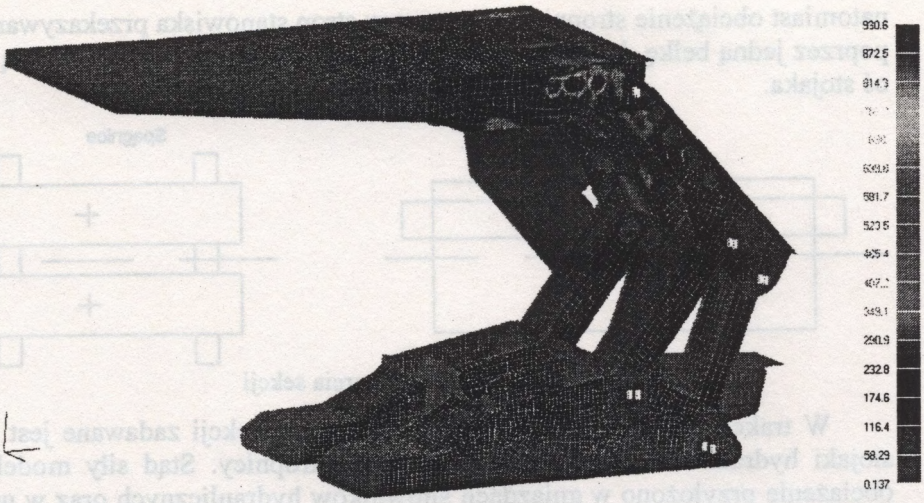
W trakcie badań stanowiskowych obciążenie sekcji zadawane jest przez stojaki hydrauliczne oraz siłownik podpory stropnicy. Stąd siły modelujące obciążenie przyłożono w gniazdach siłowników hydraulicznych oraz w uchach do zamocowania siłownika podpory stropnicy.

3. Wyniki obliczeń

Obliczenia wytrzymałościowe prowadzono w dwóch etapach. W pierwszym etapie analizowano model z liniowo-sprężystą charakterystyką materiału. Na rysunku 3 przedstawiono rozkład naprężenia zredukowanego w elementach modelu przy obciążeniu odpowiadającym podporności roboczej stojaków. Dla zdecydowanej większości elementów sekcji wartość maksymalnego naprężenia zredukowanego nie przekracza 400 MPa. Najmniejszy poziom wytężenia występuje w osłonie odzawałowej oraz w łącznikach lemniskatowych. Maksymalne naprężenia zredukowane występujące w tych podzespołach są znacznie mniejsze od naprężenia na granicy plastyczności. W przypadku osłony, spiętrzenie naprężenia występuje w jej przedniej części (w okolicy otworu prowadzenia ruchomej osłony bocznej – w miejscu połączenia sztywnej osłony bocznej ze wspornikami wzdłużnymi) oraz na połączeniu blachy poszycia dolnego osłony z uchem do zamocowania siłownika podpory stropnicy.

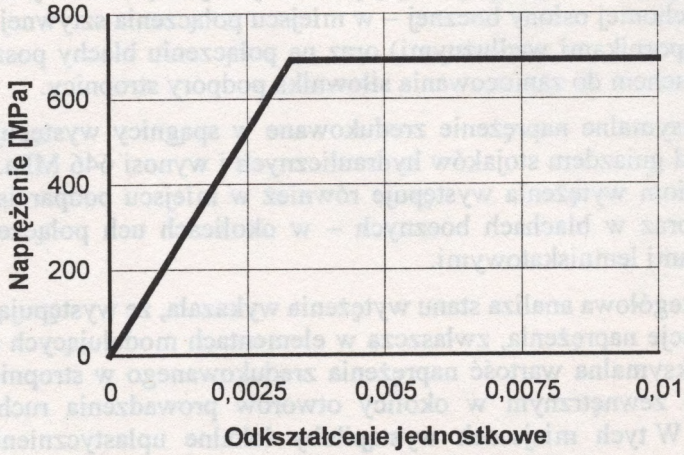
Maksymalne naprężenie zredukowane w spągnicy występuje w elementach przed gniazdem stojaków hydraulicznych i wynosi 646 MPa. Stosunkowo duży poziom wytężenia występuje również w miejscu podparcia spągnicy na belkach oraz w blachach bocznych – w okolicach uch połączenia spągnicy z łącznikami lemniskatowymi.

Szczegółowa analiza stanu wytężenia wykazała, że występują duże lokalne koncentracje naprężenia, zwłaszcza w elementach modelujących blachy stropnicy. Maksymalna wartość naprężenia zredukowanego w stropnicy występuje w tężniku zewnętrznym w okolicy otworów prowadzenia ruchomej osłony bocznej. W tych miejscach wystąpiłoby lokalne uplastycznienie materiału, a więc i rzeczywisty rozkład naprężenia zredukowanego różniłby się od zilustrowanego na rysunku 3.



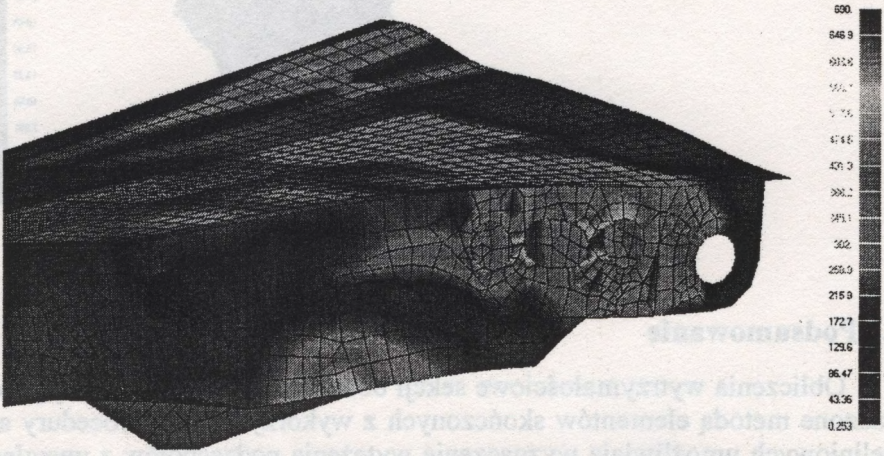
Rys.3. Mapa wytężenia podzespołów sekcji

Wyznaczenie lokalnych stref uplastycznienia wymaga uwzględnienia w modelu obliczeniowym nieliniowej charakterystyki materiału. Tworząc więc nowy model obliczeniowy do analizy nieliniowej przyjęto sprężysto-plastyczną charakterystykę materiału (rys. 4). W przypadku analizowanej sekcji obudowy, w której wszystkie podstawowe podzespoły nośne sekcji zostały wykonane ze stali 14HNMBCu przyjęto, że naprężenie na granicy plastyczności wynosi 690 MPa. Wcześniej prowadzone prace [1] wykazały, że przyjęcie takiej charakterystyki i zastosowanie metody elementów skończonych (z uwzględnieniem warunku plastyczności Hubera-Missesa-Hencky'ego) umożliwia wyznaczenie nośności granicznej podzespołu nośnego sekcji z wystarczającą dla potrzeb projektowych dokładnością.



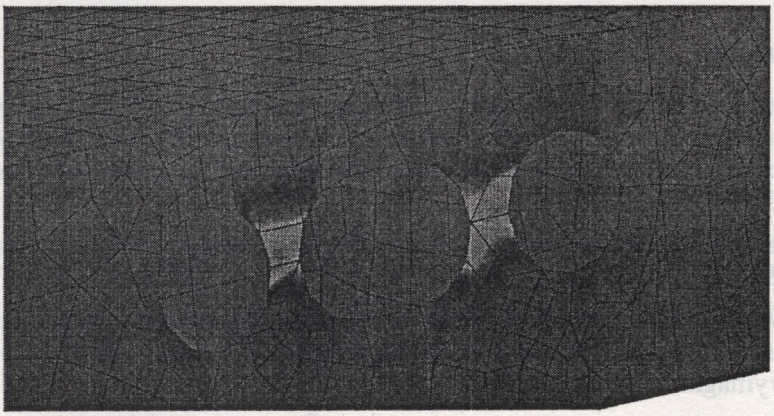
Rys.4. Sprężysto-plastyczna charakterystyka materiału

Na rysunku 5 przedstawiono odkształconą postać modelu stropnicy z mapami naprężenia zredukowanego przy obciążeniu odpowiadającym podporności roboczej stojaków. W tym przypadku maksymalne naprężenie zredukowane nie przekracza wartości naprężenia na granicy plastyczności. Uplastycznienie objęłoby jednak tylko bardzo mały fragment tężnika położony pomiędzy otworami. Tak nieznaczny obszar uplastycznienia praktycznie nie ma wpływu na wytężenie pozostałych blach stropnicy oraz innych podzespołów nośnych sekcji.

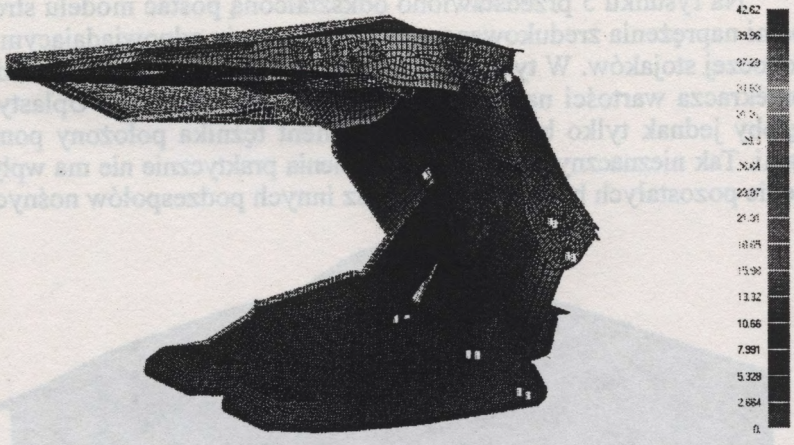


Rys.5. Obszar stropnicy o największym wytężeniu

Dalszy przyrost obciążenia spowoduje rozprzestrzenianie się strefy uplastycznionej. Na rysunku 6 pokazano zakres uplastycznienia materiału wokół otworów przy przeciążeniu 1,5 w stosunku do podporności roboczej stojaków. Należy podkreślić, że obciążenie to nie spowoduje utraty nośności stropnicy (przy analizowanym sposobie podparciu sekcji). Wystąpić mogą jedynie nieznaczne trwałe odkształcenia elementów nośnych sekcji. Przykładowo na rysunku 7 przedstawiono całkowite przemieszczenie elementów sekcji z uwzględnieniem odkształcenia trwałego stropnicy. Maksymalne przemieszczenie względne końca stropnicy przy przeciążeniu 1,5 wynosi 42,6 mm.



Rys.6. Strefy lokalnego uplastycznienia w wsporniku zewnętrznym



Rys.7. Rozkład przemieszczenia elementów sekcji

4. Podsumowanie

Obliczenia wytrzymałościowe sekcji obudowy zmechanizowanej przeprowadzone metodą elementów skończonych z wykorzystaniem procedury analiz nieliniowych umożliwiają wyznaczenie wytężenia podzespołów z uwzględnieniem odkształceń trwałych elementów sekcji.

Analizując wyniki obliczeń dla jednego z asymetrycznych sposobów podparcia sekcji stwierdzono, że poziom wytężenia jej elementów jest istotnie większy w porównaniu do wytężenia występującego przy obciążeniu symetrycznym. Koncentracja naprężenia doprowadziłyby do lokalnego uplastycznienia blach konstrukcyjnych stropnicy już przy obciążeniu odpowiadającym podporności roboczej stojaków. Obszary uplastycznienia byłyby niewielkie i obejmowałyby okolice karbów. Wpływ lokalnego uplastycznienia na stan wytężenia pozostałych elementów stropnicy byłby nieznaczny.

Literatura

1. Markowicz J.: Wyznaczanie nośności granicznej i stref uplastycznienia zespołów nośnych obudów zmechanizowanych. III Krajowa Konferencja Użytkowników Oprogramowania MSC. Materiały konferencyjne. Gdańsk 5-6.11.1998.
2. Msc/Nastran Nonlinear Analysis. The Macneal-Schwendler Corporation 1998.
3. PN-EN 1804-1 Maszyny dla górnictwa podziemnego - Wymagania bezpieczeństwa dla obudów zmechanizowanych – Część 1: Sekcje obudów i wymagania ogólne.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

WPŁYW OBCIĄŻENIA O CHARAKTERZE LOSOWYM, NA WYTĘŻENIE STROPNICY SEKCJI OBUDOWY ZMECHNIZOWANEJ

Stanisław SZWEDA, Józef MARKOWICZ

Streszczenie. Przedstawiono tok obliczeń wytężenia elementu sekcji w przypadku, gdy jest on obciążony siłą o charakterze losowym. Parametry charakteryzujące losowe obciążenie dynamiczne sekcji obudowy zmechanizowanej przyjęto, korzystając z wyników pomiarów przeprowadzonych w wyrobisku. Obliczenia wykonano na przykładzie stropnicy sekcji obudowy zmechanizowanej typu GLINIK–15/32–Poz, wykorzystując moduły analizy obciążenia dynamicznego układu mechanicznego zawarte w programie komputerowym MSC NASTRAN.

1. Wstęp

Wymagania normatywne stawiane sekcjom ścianowej obudowy zmechanizowanej zawierają coraz szerszy zakres badań wytrzymałościowych, obejmujących między innymi badania trwałościowe polegające na sprawdzeniu, czy po zrealizowaniu przepisanej liczby cykli obciążenia, elementy sekcji nie doznały nadmiernych odkształceń trwałych i czy zachowana jest ich funkcjonalność. Skoro w badaniach sekcji znalazł odzwierciedlenie cykliczny charakter obciążenia obudowy zmechanizowanej, to również na etapie jej projektowania – a w szczególności w analizie wytężenia jej elementów należy uwzględnić ich cykliczne obciążenie. Określenie wytężenia elementu sekcji spowodowanego obciążeniem zmiennym o charakterze losowym jest bowiem niezbędne do oceny trwałości zmęczeniowej rozpatrywanego elementu.

W przypadku wieloosiowych obciążeń losowych, jakie najczęściej działają na element sekcji, obliczenie trwałości zmęczeniowej polega, w pierwszej kolejności, na redukcji trójkierunkowego stanu naprężenia, bądź odkształcenia. W tym celu, stosując odpowiednie kryteria wytężenia zmęczeniowego, wyznacza się naprężenie zredukowane – zwane też naprężeniem ekwiwalentnym [1]. Algorytm wyznaczania trwałości zmęczeniowej elementu poddanego losowemu wieloosiowemu stanowi obciążenia [1], przedstawiono na rysunku 1.

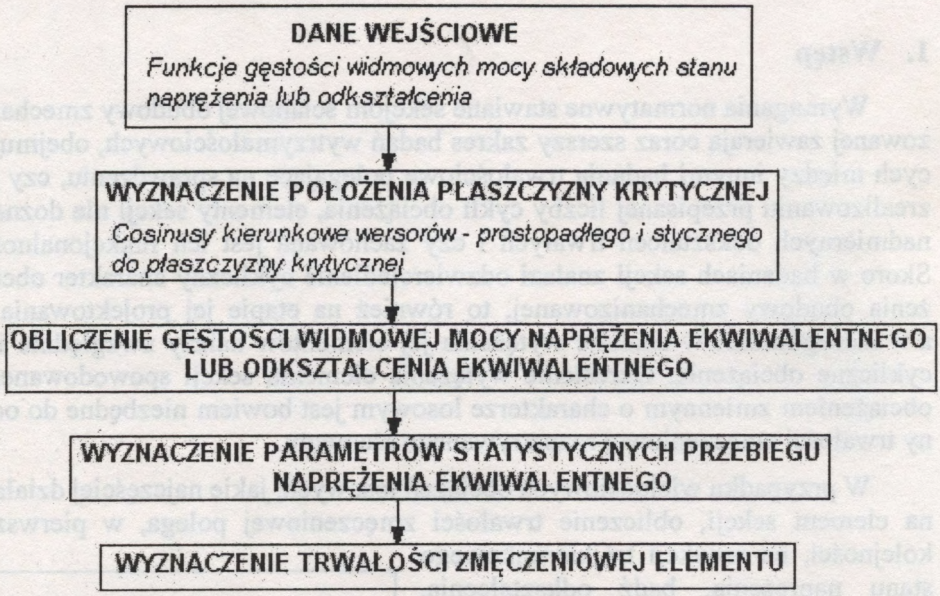
Przedmiotem niniejszej publikacji jest fragment algorytmu przedstawionego

Dr hab. inż. Stanisław Szweda
Dr inż. Józef Markowicz
Politechnika Śląska
Wydział Górnictwa i Geologii
Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2
44-100 Gliwice
tel.: 032 2372632
e-mail: stanislaw.szweda@polsl.pl
e-mail: jozef.markowicz@polsl.pl

na rysunku 1 związany z wyznaczaniem gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego. Zagadnienie to przedstawiono na przykładzie stropnicy sekcji obudowy zmechanizowanej typu GLINIK–15/32–Poz stosując dwa kryteria trwałości zmęczeniowej:

- kryterium naprężenia zredukowanego według hipotezy Hubera,
- kryterium maksymalnego naprężenia normalnego w płaszczyźnie krytycznej.

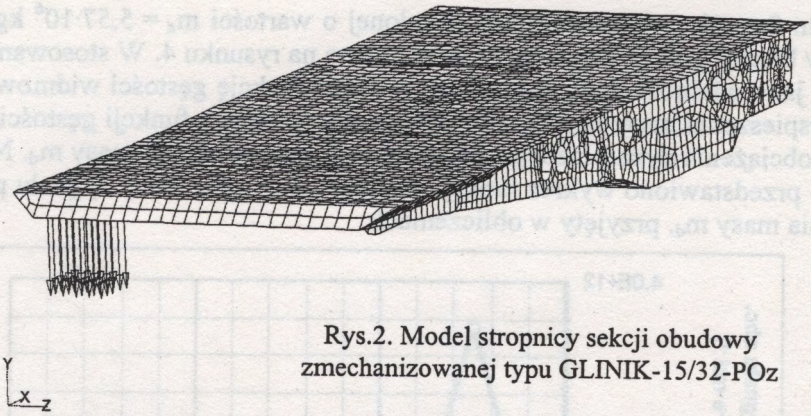
Wielkościami niezbędnymi do wyznaczenia gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego za pomocą ww. kryteriów trwałości zmęczeniowej są funkcje gęstości widmowych mocy składowych stanu naprężenia panującego w rozpatrywanym elemencie. Otrzymano je korzystając z modułów obliczeniowych do analizy odpowiedzi częstotliwościowej układu mechanicznego na wymuszenie losowe, zawartych w programie Metody Elementów Skończonych MSC NASTRAN. Rozpatrywany model MES stropnicy, jak również sposób modelowania jej obciążenia zewnętrznego przedstawiono poniżej.



Rys.1. Algorytm wyznaczania trwałości zmęczeniowej metodą spektralną w przypadku wieloosiowego, losowego stanu obciążenia [1]

2. Obiekt badań

Obliczenia wytężenia spowodowanego oddziaływaniem obciążenia zewnętrznego o zadanej gęstości widmowej mocy sygnału zostaną przeprowadzone na przykładzie stropnicy sekcji obudowy zmechanizowanej typu GLINIK-15/32-POz. Model stropnicy z podziałem na elementy skończone i przyjętym modelem obciążenia statycznego przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Model stropnicy sekcji obudowy zmechanizowanej typu GLINIK-15/32-POz

Model stropnicy wiernie odzwierciedla jej postać konstrukcyjną. W trakcie jego tworzenia zamodelowano wszystkie żebra i inne fragmenty stropnicy, które miały wpływ na rozkład naprężenia zredukowanego.

Modelując sposób podparcia stropnicy wprowadzono następujące więzy:

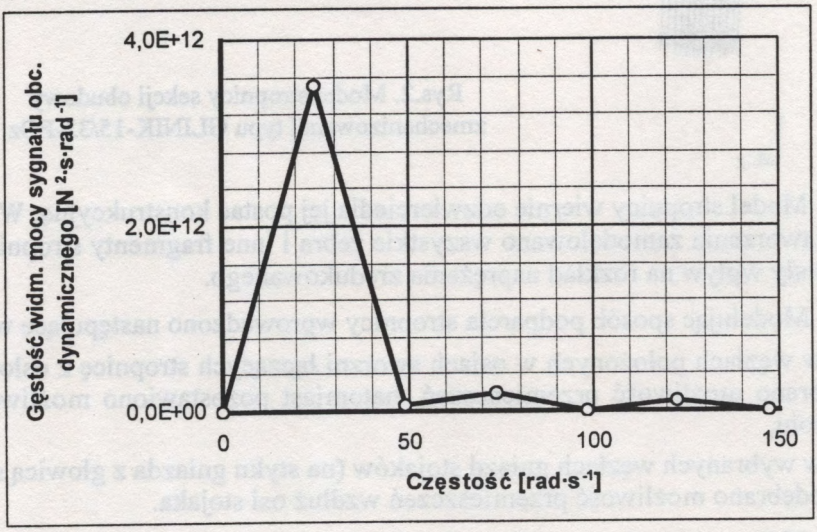
- w węzłach położonych w osiach sworzni łączących stropnicę z osłoną odebrano możliwość przemieszczeń, natomiast pozostawiono możliwość obrotu,
- w wybranych węzłach gniazd stojaków (na styku gniazda z głowicą stojaka) odebrano możliwość przemieszczeń wzdłuż osi stojaka.

Obliczenia wykonano dla najbardziej niekorzystnego sposobu obciążenia stropnicy. Przyjęto, że całkowite obciążenie statyczne stropnicy jest prostopadłe do płyty górnej tego elementu i przenoszone jest poprzez stosunkowo małą powierzchnię blachy górnej (0,055 m^2) położoną w przedniej części naroża stropnicy (rys. 2). Ponadto założono, że na stropnicę obciążoną statycznie siłami wynikającymi z podporności wstępnej sekcji działa losowe obciążenie dynamiczne charakteryzowane przez wykres gęstości widmowej mocy, przedstawiony na rysunku 3.

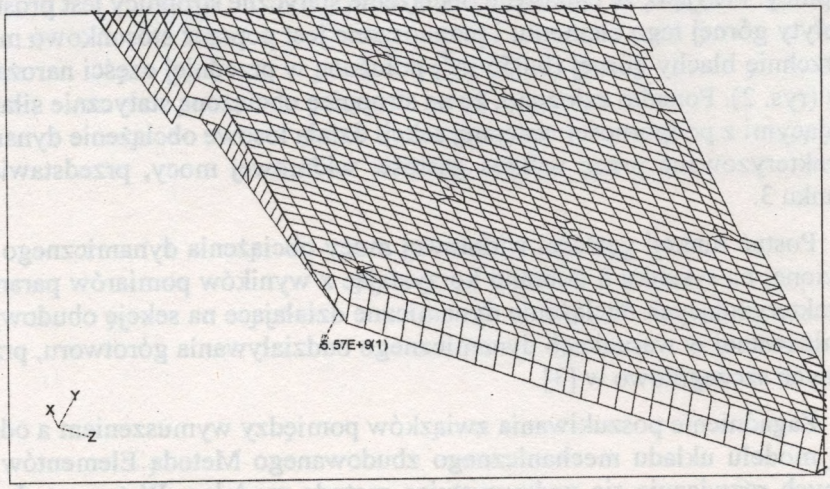
Postać funkcji gęstości widmowej mocy obciążenia dynamicznego przedstawionej na rysunku 3 dobrano korzystając z wyników pomiarów parametrów charakteryzujących obciążenie dynamiczne działające na sekcję obudowy zmechanizowanej w warunkach dynamicznego oddziaływania górotworu, przedstawionych szczegółowo w [3].

Zagadnienie poszukiwania związków pomiędzy wymuszeniem a odpowiedzią modelu układu mechanicznego zbudowanego Metodą Elementów Skończonych rozwiązuje się wykorzystując metodę modalną. W typowych zagadnieniach analizy układów mechanicznych poddanych obciążeniu losowemu wymuszenie kinematyczne układu modeluje się w postaci dużej masy m_d (sugerowana domyślna wartość tej masy jest równa 10^6-krotności całkowitej masy modelu), sztywno związanej z modelem MES stropnicy we wskazanych wę-

złach. Sposób połączenia masy skupionej o wartości $m_d = 5{,}57 \cdot 10^6$ kg do węzłów blachy górnej stropnicy przedstawiono na rysunku 4. W stosowanej metodzie jako wielkość daną traktuje się również funkcję gęstości widmowej mocy przyspieszenia masy m_d. Wyznaczono ją korzystając z funkcji gęstości widmowej obciążenia dynamicznego sekcji (rys. 3) oraz założonej masy m_d. Na rysunku 5 przedstawiono wykres funkcji gęstości widmowej mocy sygnału przyspieszenia masy m_d, przyjęty w obliczeniach.



Rys.3. Gęstość widmowa mocy sygnału obciążenia dynamicznego sekcji

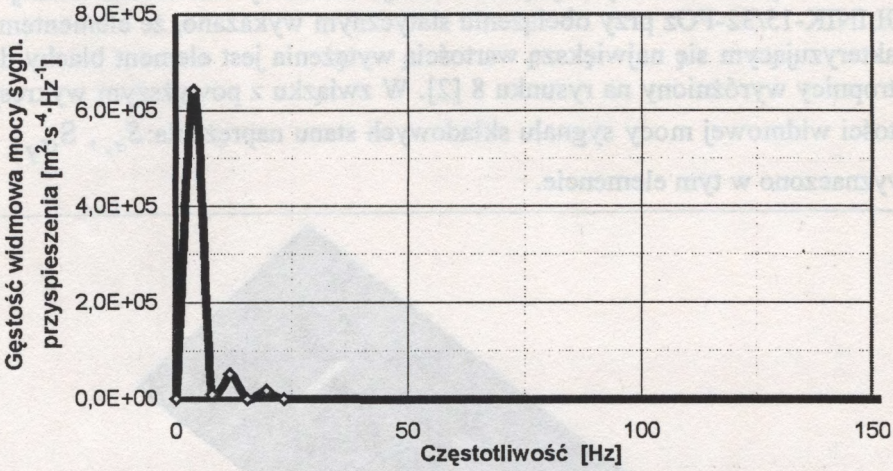


Rys.4. Elementy masowe i elementy idealnie sztywne modelujące kinematyczne wymuszenie modelu stropnicy

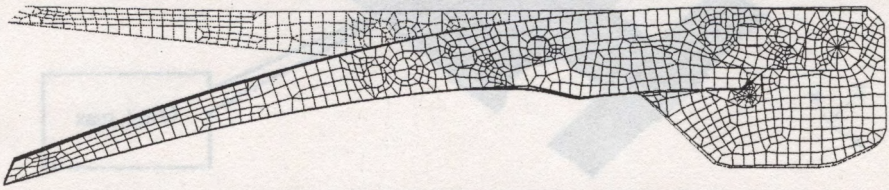
Zastosowanie metody modalnej wymaga wyznaczenia parametrów modalnych modelu stropnicy – tzn. częstości własnych i odpowiadających im postaci

drgań. Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono przykładowo dwa znormalizowane wektory postaci drgań własnych stropnicy sekcji obudowy GLINIK-15/32-POz.

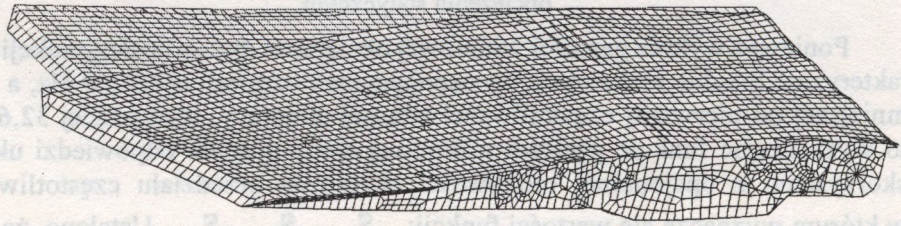
Ponieważ wykres gęstości widmowej mocy sygnału wymuszenia charakteryzuje jedno wyraźne maksimum występujące przy częstotliwości 3,9 Hz, znacznie mniejszej od pierwszej częstotliwości własnej stropnicy, to można traktować wymuszenie zewnętrzne przyłożone do stropnicy jako quasi statyczne. W związku z powyższym założenia upraszczające dotyczące oceny wytężenia stropnicy, przyjmowane w niniejszej pracy są uprawnione.



Rys.5. Wykres gęstości widmowej mocy sygnału wymuszenia przyłożonego do stropnicy sekcji



Rys.6. Postać drgań własnych stropnicy przy pierwszej częstotliwości własnej, wynoszącej 32,6 Hz

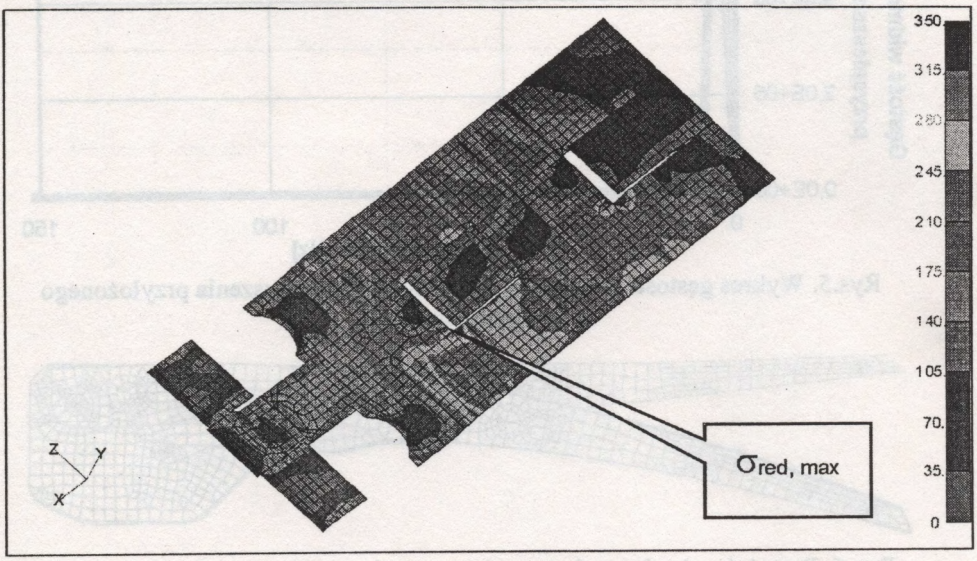


Rys.7. Postać drgań własnych stropnicy przy czwartej częstotliwości własnej, wynoszącej 94,1 Hz

3. Wyznaczenie funkcji gęstości widmowej mocy składowych stanu naprężenia

Czas wykonywania obliczeń, a przede wszystkim pojemność zbioru wyników zależą od liczby wyznaczanych funkcji gęstości widmowej mocy składowych stanu naprężenia. W związku z powyższym istotnym elementem analizy wyników obliczeń jest wybór elementu i rodzaju rozpatrywanej funkcji gęstości widmowej mocy sygnału odpowiedzi układu.

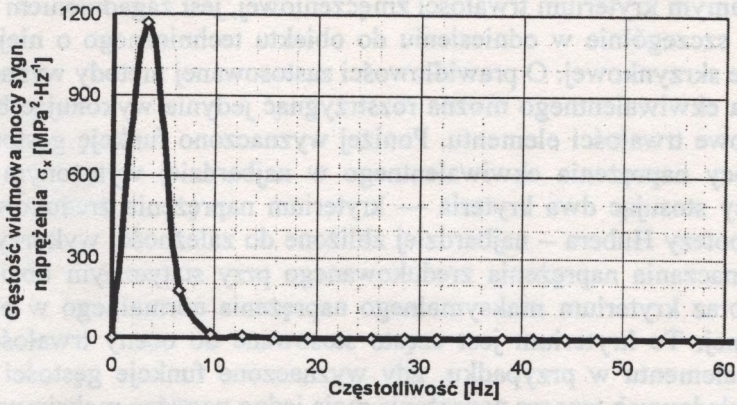
W wyniku analizy wytężenia sekcji obudowy zmechanizowanej typu GLINIK-15/32-POz przy obciążeniu statycznym wykazano, że elementem charakteryzującym się największą wartością wytężenia jest element blachy dolnej stropnicy wyróżniony na rysunku 8 [2]. W związku z powyższym wykresy gęstości widmowej mocy sygnału składowych stanu naprężenia: S_{σ_x}, S_{σ_y}, S_{τ_z} wyznaczono w tym elemencie.



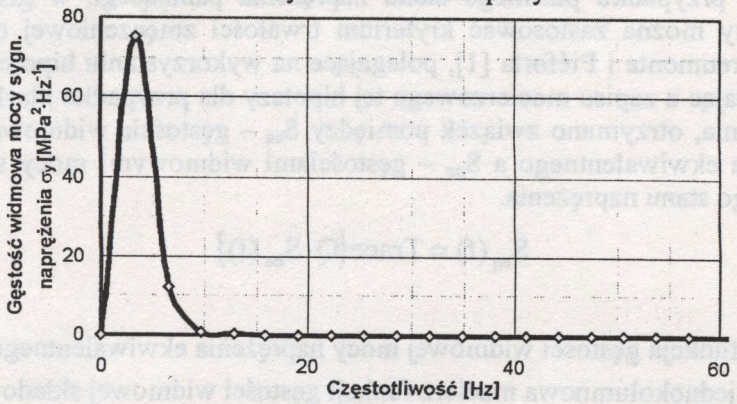
Rys.8. Rozkład naprężeń zredukowanych w blachach dolnych i tężnikach wewnętrznych – położenie najbardziej wytężonego elementu stropnicy przy obciążeniu statycznym

Ponieważ wykres gęstości widmowej obciążenia dynamicznego sekcji charakteryzuje lokalne maksimum występujące przy częstotliwości 3,9 Hz, a więc mniejszej od pierwszej częstotliwości własnej stropnicy, wynoszącej 32,6 Hz, to wyznaczając funkcje gęstości widmowej mocy sygnału odpowiedzi układu skorzystano z opcjonalnej możliwości określenia przedziału częstotliwości, w którym wyznacza się wartości funkcji: S_{σ_x}, S_{σ_y}, S_{τ_z}. Ustalono, że ww. gęstości widmowe mocy będą wyznaczone w przedziale od 1 Hz do 95 Hz, tzn. do piątej częstotliwości własnej modelu.

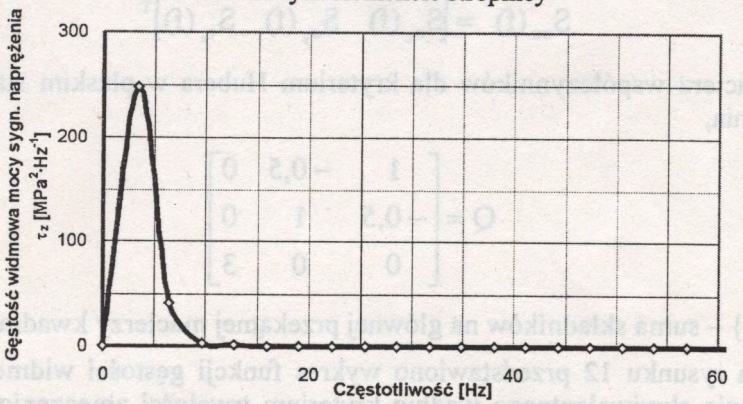
Wyznaczone funkcje gęstości widmowej mocy poszczególnych składowych stanu naprężenia w wybranym elemencie stropnicy przedstawiono na rysunkach 9÷11



Rys.9. Wykres gęstości widmowej mocy sygnału naprężenia σ_x we wskazanym elemencie stropnicy



Rys.10. Wykres gęstości widmowej mocy sygnału naprężenia σ_y we wskazanym elemencie stropnicy



Rys.11. Wykres gęstości widmowej mocy sygnału naprężenia τ_z we wskazanym elemencie stropnicy

4. Wyznaczenie gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego

Wybór odpowiedniej metody wyznaczania naprężenia ekwiwalentnego, a tym samym kryterium trwałości zmęczeniowej, jest zagadnieniem bardzo złożonym, szczególnie w odniesieniu do obiektu technicznego o niejednorodnej budowie skrzynkowej. O prawidłowości zastosowanej metody wyznaczania naprężenia ekwiwalentnego można rozstrzygnąć jedynie wykonując badania stanowiskowe trwałości elementu. Poniżej wyznaczono funkcję gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego w najbardziej wytężonym elemencie stropnicy stosując dwa kryteria — kryterium naprężenia zredukowanego według hipotezy Hubera – najbardziej zbliżone do zależności wykorzystywanych do wyznaczania naprężenia zredukowanego przy statycznym obciążeniu elementu oraz kryterium maksymalnego naprężenia normalnego w płaszczyźnie krytycznej. To kryterium jest często stosowane do oceny trwałości zmęczeniowej elementu w przypadku, gdy wyznaczone funkcje gęstości widmowej mocy składowych tensora naprężenia mają jedno wyraźne maksimum.

W przypadku płaskiego stanu naprężenia panującego w górnej blasze stropnicy można zastosować kryterium trwałości zmęczeniowej opracowane przez Preumonta i Piéforta [1], polegające na wykorzystaniu hipotezy Hubera. Korzystając z zapisu macierzowego tej hipotezy dla przypadku płaskiego stanu naprężenia, otrzymano związek pomiędzy S_{eq} – gęstością widmową mocy naprężenia ekwiwalentnego a $S_{\sigma\sigma}$ – gęstościami widmowymi mocy składowych płaskiego stanu naprężenia.

$$S_{eq}(f) = \mathrm{Trace}\{Q \cdot S_{\sigma\sigma}(f)\} \tag{1}$$

gdzie:

$S_{eq}(f)$ – funkcja gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego,

$S_{\sigma\sigma}(f)$ – jednokolumnowa macierz funkcji gęstości widmowej składowych stanu naprężenia,

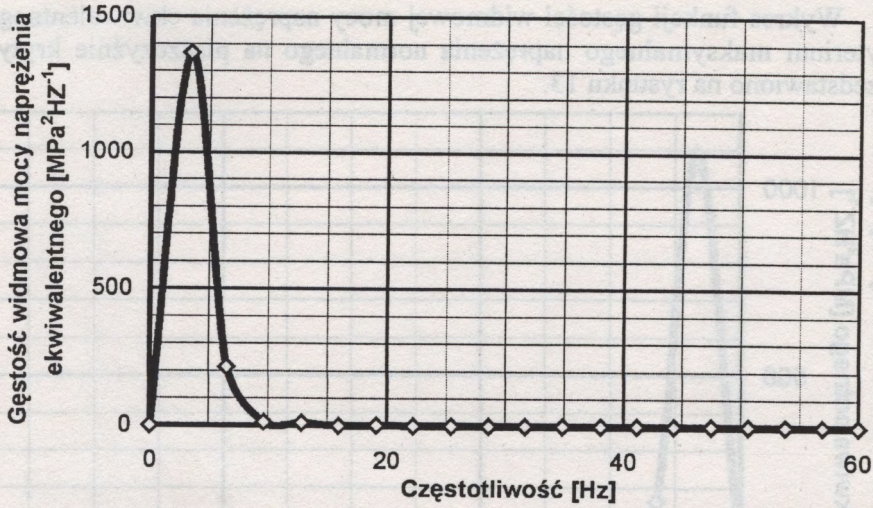
$$S_{\sigma\sigma}(f) = \begin{bmatrix} S_{\sigma_x}(f) & S_{\sigma_y}(f) & S_{\tau_z}(f) \end{bmatrix}^T$$

Q – macierz współczynników dla kryterium Hubera w płaskim stanie naprężenia,

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & -0{,}5 & 0 \\ -0{,}5 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 3 \end{bmatrix}$$

$\mathrm{Trace}\{\cdot\}$ – suma składników na głównej przekątnej macierzy kwadratowej.

Na rysunku 12 przedstawiono wykres funkcji gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego według kryterium trwałości zmęczeniowej, wynikającego z hipotezy Hubera.



Rys.12. Wykres gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego według kryterium trwałości zmęczeniowej, wynikającego z hipotezy Hubera

Ponieważ niektóre składowe macierzy Q są zerowe, to przy wyznaczaniu gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego nie uwzględnia się interakcji naprężeń σ_x i τ_z, oraz σ_y i τ_z, co należy uznać za wadę tej metody [1].

W przypadku funkcji gęstości widmowej mocy składowych stanu naprężenia przedstawionych na rysunkach 9 ÷ 11 można wyznaczyć naprężenie ekwiwalentne stosując kryterium maksymalnego naprężenia normalnego na płaszczyźnie krytycznej. Położenie płaszczyzny krytycznej złomu zmęczeniowego określane jest przez podanie wartości cosinusów kierunkowych wersorów: $\eta = \eta(l, m, n)$ – prostopadłego do płaszczyzny krytycznej, i $s = s(l_s, m_s, n_s)$ – stycznego do tej płaszczyzny. Wersory te występują w kryteriach trwałości zmęczeniowej.

Położenie płaszczyzny krytycznej wyznacza się stosując np.: metodę wariancji. W metodzie tej zakłada się, że płaszczyznami krytycznymi, w których można się spodziewać złomu zmęczeniowego są płaszczyzny w których wariancja naprężenia lub odkształcenia ekwiwalentnego, wyznaczonego według wybranego kryterium wytężenia zmęczeniowego osiąga maksimum.

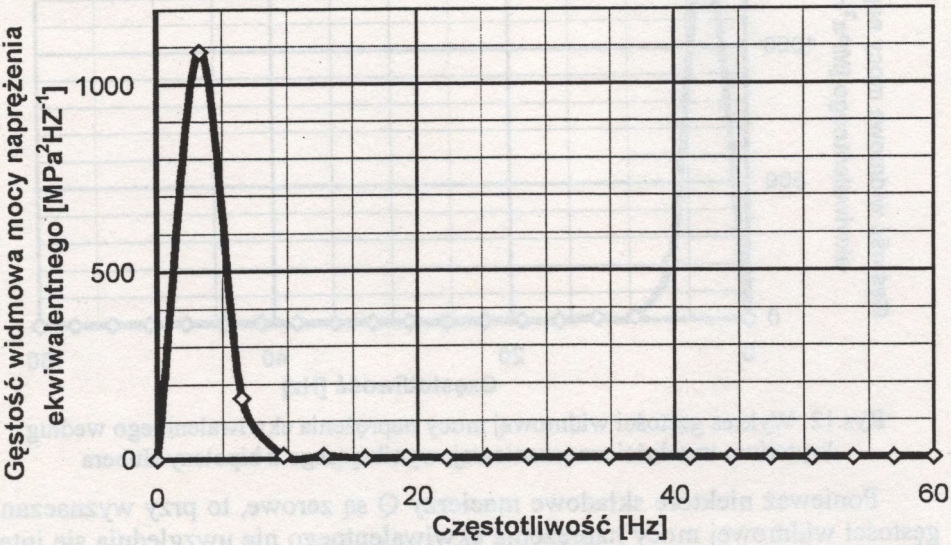
W rozpatrywanym przykładzie, stosując kryterium maksymalnego naprężenia normalnego, wyznaczono:

$$l = 0{,}997 \qquad m = 0{,}213 \qquad n = 0{,}0$$

Gęstość widmową mocy naprężenia ekwiwalentnego wyznacza się ze wzoru:

$$S_{eq}(f) = l^4 \cdot S_{\sigma_x}(f) + m^4 \cdot S_{\sigma_y}(f) + 2 \cdot l^2 \cdot m^2 \cdot S_{\tau_z}(f) \qquad (2)$$

Wykres funkcji gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego wg kryterium maksymalnego naprężenia normalnego na płaszczyźnie krytycznej przedstawiono na rysunku 13.



Rys.13. Wykres funkcji gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego według kryterium maksymalnego naprężenia normalnego na płaszczyźnie krytycznej

5. Podsumowanie

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki obliczeń gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego z wykorzystaniem dwóch kryteriów:

- kryterium naprężenia zredukowanego według hipotezy Hubera,
- kryterium maksymalnego naprężenia normalnego w płaszczyźnie krytycznej.

Funkcje gęstości widmowej mocy naprężenia ekwiwalentnego są wykorzystywane w kolejnych etapach oceny trwałości zmęczeniowej rozpatrywanego elementu do wyznaczania parametrów statystycznych charakteryzujących przebieg naprężenia ekwiwalentnego, takich jak np.: gęstość prawdopodobieństwa wystąpienia pików obciążenia o wartości większej od przyjętej wartości progowej.

Porównując wyznaczone funkcje $S_{eq}(f)$ przedstawione na rysunkach 12 i 13 należy stwierdzić, że mają one porównywalny przebieg, charakteryzowany przez jedno maksimum, występujące przy częstotliwości wynoszącej 3,9 Hz.

Wartości maksymalne składowych gęstości widmowej wyznaczone przy zastosowaniu ww. kryteriów różnią się od siebie o około 20 %. Dopiero wykonanie badań eksperymentalnych trwałości zmęczeniowej stropnicy umożliwi wybór właściwego kryterium oceny trwałości zmęczeniowej tego elementu.

Literatura

1. Niesłony A., Macha E.: Wieloosiowe zmęczenie losowe elementów maszyn i konstrukcji. Część V. Metoda spektralna. Politechnika Opolska. Studia i Monografie z. 160. Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej. Opole 2004.
2. Stoiński K., Jaszczuk M., Szweda S., Markowicz J., Ober G., Pawlikowski A.: Identyfikacja wektora obciążenia zewnętrznego sekcji obudowy zmechanizowanej w warunkach dynamicznego oddziaływania górotworu. Prace Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej PBU–22/RG-2/2003. Gliwice, 2004 praca nie publikowana.
3. Szweda S.: Identyfikacja parametrów charakteryzujących obciążenie sekcji obudowy zmechanizowanej spowodowane dynamicznym oddziaływaniem górotworu. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej nr 1648, Górnictwo z. 259, Gliwice 2004.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

PRZYCZYNY ZRÓŻNICOWANIA CIŚNIEŃ W STOJAKACH SEKCJI OBUDÓW ŚCIANOWYCH RÓŻNIĄCYCH SIĘ CHARAKTERYSTYKAMI PODPORNOŚCIOWYMI

Stanisław LOSIAK, Jan PTAK, Janusz BLASCHKE, Tomasz BOROWIK

Streszczenie. W referacie w oparciu o wyniki pomiarów ciśnień w stojakach poprzez system monitorowania pracy obudowy ścianowej firmy Tiefenbach w ścianie nr 36 w KWK „Murcki" omówiono przyczyny powstawania różnych ciśnień w stojakach sekcji różniących się charakterystykami podpornościowymi, przyjmujących takie samo obciążenie. Uwzględniono dwa typy obudów o takiej samej strukturze, różniące się ciśnieniami nominalnymi i podpornościami.

1. Wprowadzenie

Zastosowanie sterowania elektrohydraulicznego obudów ścianowych umożliwia wprowadzenie monitoringu ich pracy, w tym pomiaru ciśnień medium hydraulicznego w stojakach, których znajomość umożliwia nie tylko ocenę stopnia wykorzystania podporności obudowy, ale również porównanie zachowania się sekcji o różnych charakterystykach podpornościowych.

W niniejszym referacie do wyjaśnienia przyczyn powstawania zróżnicowanych ciśnień w stojakach obudów ścianowych różniących się charakterystykami podpornościowymi wykorzystano wyniki badań przeprowadzonych na przełomie roku 2001 i 2002 w ścianie nr 36 w pokładzie 334/2 w KWK „Murcki", w ścianie, w której obudowa wyposażona została w komplet sterowania elektrohydraulicznego firmy Tiefenbach [1].

W ścianie tej, o wysokości 1,7 m, zastosowano 33 sekcje liniowe obudowy Glinik-Polmetal 08/26-POz oraz 20 sekcji obudowy Fazos 12/28-POz.

W czasie badań mierzono, między innymi, ciśnienie medium hydraulicznego zamkniętego pod tłokami w cylindrach stojaków sekcji tych dwóch typów obudów, uzyskując

Dr inż. Stanisław Losiak
Dr inż. Jan Ptak
Dr inż. Janusz Blaschke
Akademia Górniczo-Hutnicza
Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych
Al. Mickiewicza 30
30-049 Kraków
tel.: 012 6172312, 6173481
e-mail: jptak@agh.edu.pl
e-mail: jabla@agh.edu.pl
Mgr Tomasz Borowik
Tiefenbach Polska Sp. z o.o.
ul. Anieli Krzywoń 16
41-922 Radzionków
tel.: 032 3886780
e-mail: tborowik@tiefenbach.com.pl

interesujące wyniki, które właściwie interpretowane mogą przyczynić się do zweryfikowania znanych teorii dotyczących ocen obudów i zasad ich dobierania do wyrobisk ścianowych w zależności od warunków górniczo-geologicznych.

Wyniki pomiarów wskazują na różne zachowanie się sekcji lemniskatowych tej samej odmiany pochodzących od różnych producentów, w danym wyrobisku o stałej wysokości na całej jego długości. Dlatego podstawą oceny zachowania się sekcji i interpretacji pomiarów powinny być ich charakterystyki podpornościowe [2].

Z charakterystyk podpornościowych, dla danej wysokości rozparcia, można ustalić różnice występujące w zakresie podporności wstępnej i roboczej poszczególnych sekcji. W szczególności ustalić można wpływ na podporność wstępną i roboczą sekcji współczynnika tarcia występującego pomiędzy stropem i stropnicą oraz spągiem i spągnicą.

Charakterystyki podpornościowe sekcji wyznaczane są metodami opracowanymi na podstawie zasad statyki i schematów struktur geometrycznych sekcji opisanych zgodnie z zasadami planimetrii [3]. Metody wyznaczania charakterystyk podpornościowych sekcji mają bogate oprzyrządowanie umożliwiające sporządzanie ich za pomocą techniki komputerowej z dużą dokładnością [4, 5].

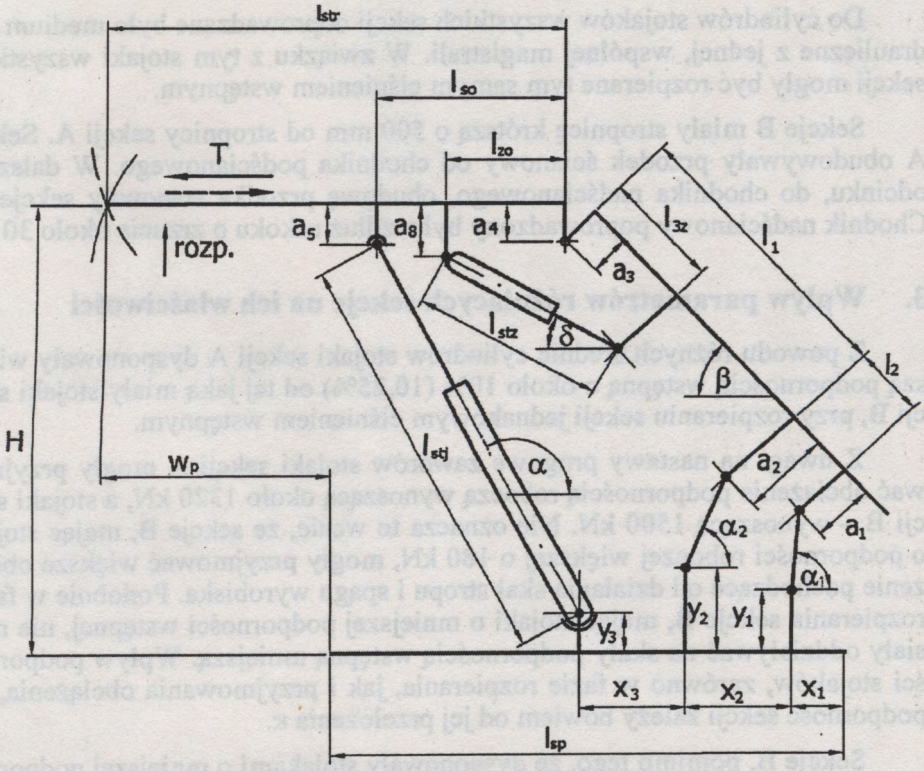
2. Charakterystyka obudowy i badanych sekcji

Jak już wspomniano obudowę w ścianie nr 36 KWK „Murcki" zestawiono z 53 sekcji liniowych. Od pierwszej do trzydziestej trzeciej były to sekcje Glinik-Polmetal 08/26-POz, oznaczone dla uogólnienia przeprowadzonej analizy literą A. Natomiast literą B oznaczono sekcje od 34 do 53, czyli sekcje Fazos 12/28-POz.

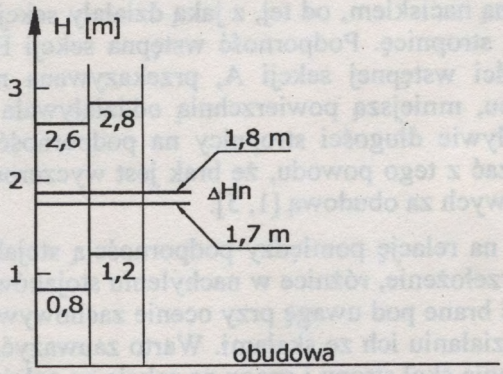
Obudowy te to sekcje lemniskatowe. W obu przypadkach sekcje były tej samej odmiany, rozpierane dwoma stojakami i siłownikiem zastrzałowym (rys. 1). Jedne i drugie pracowały na tej samej wysokości rozparcia, zmieniającej się w przedziale od 1,7 do 1,8 m.

Sekcje A od sekcji B różniły się przedziałem wysokości rozpierania i położeniem tego przedziału na skali wysokości wyrobiska H (rys. 2). Sekcje A wyposażone były w stojaki z cylindrami o średnicy 210 mm, a sekcje B miały stojaki z cylindrem o średnicy 200 mm. Dla stojaków sekcji A zawór nastawiony był na ciśnienie progowe o wartości 38 MPa. Stojaki sekcji B miały zawór nastawiony na ciśnienie progowe o wartości 48 MPa.

Sekcje rozparte na wysokości nominalnej, równej wysokości wyrobiska (1,7÷1,8 m), wizualnie różniły się nachyleniem stojaków i osłony odzawałowej [1]. Stojaki sekcji A nachylone były pod kątem α (rys. 1) mniejszym od tego, pod jakim nachylone były stojaki sekcji B. Osłona odzawałowa sekcji B nachylona była natomiast pod kątem β mniejszym od tego, pod jakim była nachylona osłona odzawałowa sekcji A.



Rys.1. Schemat struktury geometrycznej sekcji lemniskatowej



Rys.2. Diagram przedziałów rozpierania sekcji na skali wysokości wyrobiska

Obraz wizualny sekcji A i B różnił się z tego powodu, że wysokość nominalna ich rozparcia była różnie położona w odniesieniu do ich wysokości ekstremalnych (rys. 2). Dla sekcji A wysokość nominalna rozparcia była wartością środkową jej wysokości ekstremalnych: minimalnej i maksymalnej. Wysokość nominalna sekcji B była bliższa wartości minimalnej przedziału rozpierania, wynoszącej 1,2 m.

Do cylindrów stojaków wszystkich sekcji doprowadzane było medium hydrauliczne z jednej, wspólnej magistrali. W związku z tym stojaki wszystkich sekcji mogły być rozpierane tym samym ciśnieniem wstępnym.

Sekcje B miały stropnicę krótszą o 500 mm od stropnicy sekcji A. Sekcje A obudowywały przodek ścianowy od chodnika podścianowego. W dalszym odcinku, do chodnika nadścianowego, obudowę przodka stanowiły sekcje B. Chodnik nadścianowy poprowadzony był wzdłuż uskoku o zrzucie około 30 m.

3. Wpływ parametrów różniących sekcje na ich właściwości

Z powodu różnych średnic cylindrów stojaki sekcji A dysponowały większą podpornością wstępną o około 10% (10,25%) od tej jaką miały stojaki sekcji B, przy rozpieraniu sekcji jednakowym ciśnieniem wstępnym.

Z uwagi na nastawy progowe zaworów stojaki sekcji A mogły przyjmować obciążenie podpornością roboczą wynoszącą około 1320 kN, a stojaki sekcji B – wynoszącą 1500 kN. Nie oznacza to wcale, że sekcje B, mając stojaki o podporności roboczej większej o 180 kN, mogły przyjmować większe obciążenie pochodzące od działania skał stropu i spągu wyrobiska. Podobnie w fazie rozpierania sekcje B, mając stojaki o mniejszej podporności wstępnej, nie musiały oddziaływać na skały podpornością wstępną mniejszą. Wpływ podporności stojaków, zarówno w fazie rozpierania, jak i przyjmowania obciążenia, na podporność sekcji zależy bowiem od jej przełożenia κ.

Sekcje B, pomimo tego, że dysponowały stojakami o mniejszej podporności wstępnej, mogły oddziaływać na skały wyrobiska większą podpornością wstępną, wyrażoną naciskiem, od tej, z jaką działały sekcje A, z tego powodu, że miały krótszą stropnicę. Podporność wstępna sekcji B, nawet gdyby była równa podporności wstępnej sekcji A, przekazywana na skały wyrobiska, szczególnie stropu, mniejszą powierzchnią oddziaływała na strop większym naciskiem. O wpływie długości stropnicy na podporność roboczą sekcji nie można przesą- dzać z tego powodu, że brak jest wyczerpujących informacji o stanie skał stropowych za obudową [1, 5].

Ze względu na relację pomiędzy podpornością stojaków i sekcji wyznaczaną przez jej przełożenie, różnice w nachyleniu stojaków i osłony odzawałowej mogą nie być brane pod uwagę przy ocenie zachowywania się sekcji A i B oraz przy współdziałaniu ich ze skałami. Warto zauważyć, że w przypadku jednakowego działania skał stropu i spągu na sekcje na całej długości ściany i takiego samego przyjmowania działania przez sekcje A i B, stojaki sekcji B będą wykazywały wyższe ciśnienie o około 10% od tego, jakie będzie w cylindrach stojaków sekcji A.

Jeżeli ciśnienie w cylindrach sekcji A i B będzie różniło się w innym procencie oznaczać to będzie, że przyczyną tego stanu może być:

- różne przełożenie sekcji, albo
- inne działanie skał, zwłaszcza stropu wyrobiska, na sekcje A od tego jakie działało na sekcje B.

Dylemat ten może być rozstrzygnięty tylko na podstawie znajomości przełożenia sekcji. Przełożenia sekcji można wyznaczyć mając do dyspozycji ich charakterystyki podpornościowe wyznaczone dla fazy rozpierania i przyjmowania obciążenia. Przełożenia ustala się dla danej wysokości rozparcia i współczynnika tarcia dla stali i skały stropu.

4. Dane o wynikach pomiarów ciśnień w stojakach

W badaniach systemu monitorowania funkcjonowania kompleksu mechanizującego wybieranie węgla ze ściany wydobywczej, mierzono ciśnienie w cylindrach stojaków sekcji obudowy. Pomiary ciśnienia wykonywano w wyznaczonych sekcjach na całej długości ściany. Dla poszczególnych stojaków pomiary trwały przez czas cyklu ich pracy, to jest od początku rozpierania do chwili rozpoczęcia rabowania. Narastanie ciśnienia w stojakach było rejestrowane. Wyniki pomiarów przedstawiano graficznie w funkcji położenia sekcji na długości ściany i czasu pomiaru, otrzymując trójwymiarowe hologramy [1]. Zmiany mierzonego ciśnienia w przedziałach co 50 bar zaznaczano różnymi kolorami. Ciśnienie powyżej 200 bar wyróżniano kolorami czerwonymi, od jasnych do ciemnoczerwonych.

Z opublikowanych hologramów [1] wynika, że największe wartości ciśnienia zawsze stwierdzano w stojakach sekcji B. Nawet w przypadku, gdy hologram wykazywał ciśnienie w stojakach sekcji A wyższe niż 300 bar, prawie w każdym czasie pomiaru (hologramy z 7 stycznia 2002), w stojakach sekcji B ciśnienie było znacząco wyższe i dochodziło do 450 bar. Z innych hologramów wynika, że w stojakach sekcji B występowało ciśnienie dochodzące do 300÷450 bar, podczas gdy w stojakach sekcji A było, w zasadzie, na poziomie 200÷250 bar. Sporadycznie w stojakach sekcji A odnotowywano ciśnienie wynoszące około 300 bar.

Z oszacowanych opublikowanych hologramów [1] ustalono przeciętne wartości ciśnienia i przedziały ich zmian dla stojaków sekcji A i B. Dane zestawiono w tabeli 1.

Ciśnienia w stojakach sekcji A i B wg hologramów [1]

Tabela 1

	Data wykonania hologramu		
	7 styczeń 2002	22 styczeń 2002	1 luty 2002
Ciśnienie w stojakach (sekcje B), bar	400÷450	350÷450	350÷450
Ciśnienie w stojakach (sekcje A), bar	350	250÷300	200÷250
Δp, bar	50÷100	100÷150	150÷200
$\Delta \frac{p_B}{p_A}$	1,14÷1,30	1,40÷1,44	1,75÷1,80
$\frac{p_B}{p_A}$ śr	1,22	1,42	1,78
$\Delta p_{śr}$, bar	75	125	175
$\Delta p_{śr}$, %	21,4	40,4	77,5

Na podstawie ustalonych wartości ciśnienia wyznaczono różnice ciśnień dla stojaków sekcji B i stojaków sekcji A, minimalne, maksymalne i średnie. Wyznaczono także współczynniki określające minimalne i maksymalne oraz średnie nadwyżki ciśnienia stwierdzone w stojakach sekcji B w odniesieniu do odpowiednich ciśnień wyznaczonych dla stojaków sekcji A. Wyznaczono wreszcie procentowe nadwyżki ciśnienia w stojakach sekcji B. Wyznaczone wartości zestawiono również w tabeli 1.

Analizę hologramów wykonano, aby ustalić w jakim stosunku ciśnienia stwierdzone w stojakach sekcji B pozostają do ciśnienia zmierzonego w stojakach sekcji A; czy wyższe ciśnienia w stojakach sekcji B wynikają ze wskaźnika średnic cylindrów stojaków sekcji A i B.

Z danych zamieszczonych w tabeli 1 wynika, że ciśnienia pomierzone w stojakach sekcji B są znacząco wyższe od ciśnień jakie wynikałyby z obliczeń na podstawie wskaźnika średnic cylindrów stojaków sekcji A i B.

Wydaje się, że ciśnienie w cylindrach stojaków sekcji B ponad miarę wynikającą ze średnicy cylindra nie jest skutkiem większego obciążenia pochodzącego od działania skał, spowodowanego wpływami uskoku biegnącego wzdłuż chodnika nadścianowego. Mało prawdopodobne jest [1], aby wpływ uskoku kończył się ostro na granicy pomiędzy ostatnią sekcją A i pierwszą sekcją B ciągu tworzącego obudowę przodka ściany.

Uzasadnione wydaje się przypuszczenie, że nadmiernie wysokie ciśnienie w cylindrach stojaków sekcji ma swoją przyczynę w różniącej się charakterem podporności, a ściślej, charakterem zmiany podporności wstępnej sekcji i podporności roboczej sekcji. W zakresie zmiany podporności zmieniać się może zarówno jej wartość, jak i położenie prostej jej działania na długości stropnicy [2].

Aby wykazać wpływ charakteru zmian podporności sekcji na ciśnienie w cylindrach stojaków, wystarczy posłużyć się tylko charakterystykami podpornościowymi przedstawiającymi możliwe zmiany podporności wstępnej i roboczej sekcji w zależności od współczynnika tarcia na stropnicy i stropie dla ustalonej wysokości ich rozparcia z uwzględnieniem podporności wstępnej i roboczej stojaków.

5. Charakterystyki podpornościowe możliwe dla sekcji A i B

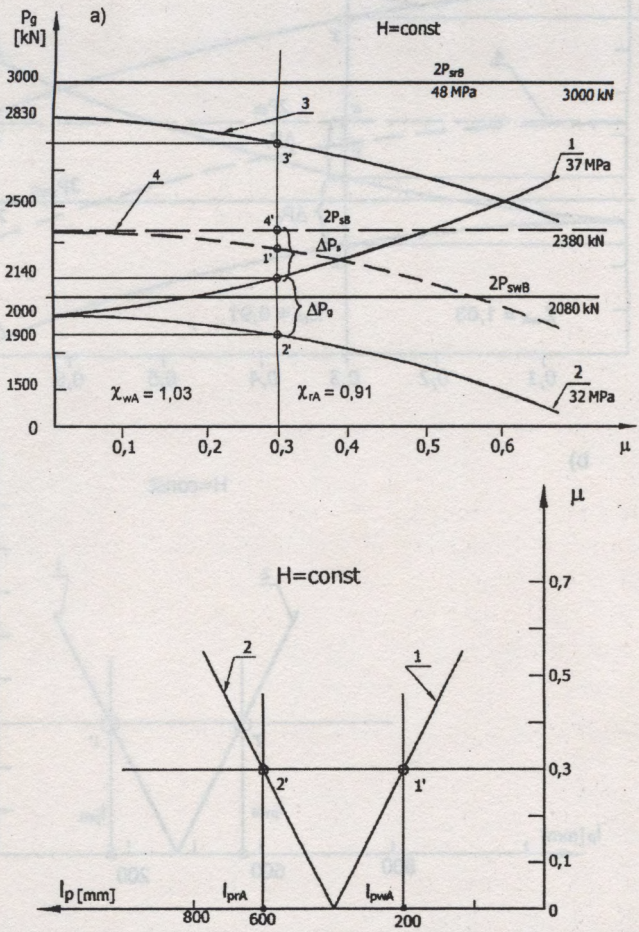
Do dyspozycji pozostają dwie, różnie zależne od współczynnika tarcia charakterystyki podpornościowe sekcji sporządzone dla ustalonej wysokości rozparcia. Pierwsza z rysunku 3, jak wynika z ciśnień pomierzonych podczas badań systemu monitorowania kompleksu mechanizującego wybieranie węgla, może odnosić się do sekcji A. Druga, pokazana na rysunku 4, o innej zależności od współczynnika tarcia, może dotyczyć sekcji B ze względu na to, że wydaje się wyjaśniać wyższe ciśnienie w cylindrach jej stojaków od tego, jakie wynikałoby ze średnicy cylindrów.

Podporność sekcji, jako wielkość wektorową, wyznaczają wartość podporności i położenie prostej jej działania na długości stropnicy. Stąd, charakterystyki odwzorowują zmianę wartości podporności (rys. 3a i 4a) i zmianę położenia prostej działania podporności na długości stropnicy (rys. 3b i 4b).

Na charakterystykach przedstawiających zależność podporności sekcji od współczynnika tarcia (rys. 3a i 4a) podano wartości podporności wstępnej (1) i roboczych (2 i 3) stojaków sekcji. Podporności wstępne stojaków odpowiadają ciśnieniu zasilania na poziomie 32 MPa i wynoszą:

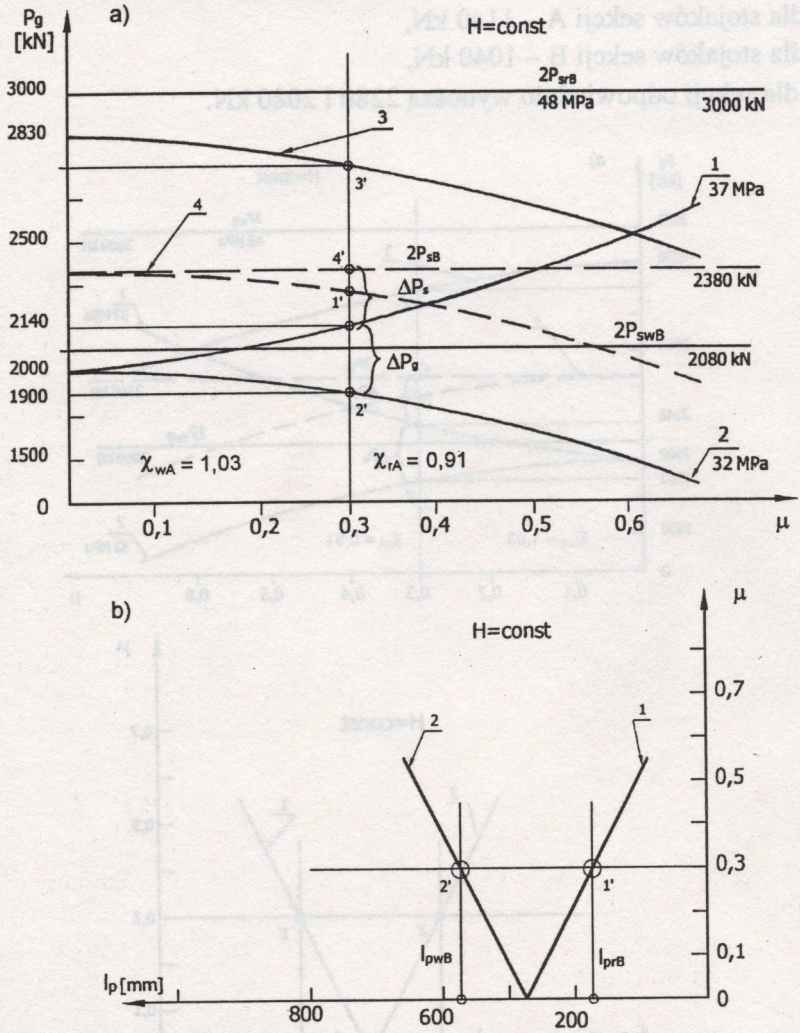
- dla stojaków sekcji A – 1140 kN,
- dla stojaków sekcji B – 1040 kN,

stąd dla sekcji odpowiednio wynoszą 2280 i 2080 kN.



Rys.3. Charakterystyka podpornościowa sekcji lemniskatowej A: a - zależność wartości podporności od współczynnika tarcia, b - zależność położenia prostej działania podporności od współczynnika tarcia

Podporności robocze stojaków wyznaczono dla ciśnień progowych ustalonych nastawami zaworów (pkt. 2). Podporność robocza stojaków (progowa) sekcji *A* wynosiła 1320 kN, a sekcji *B* – 1500 kN, natomiast podporność sekcji odpowiednio 2640 i 3000 kN. Na charakterystykach, dla nominalnej wysokości rozparcia *H* i zerowej wartości współczynnika tarcia μ, podporności sekcji mają wartości mniejsze od wartości podporności ich stojaków ($P_g < 2P_s$). Różnica pomiędzy wartościami podporności stojaków i sekcji jest zależna od wysokości rozparcia i maleje wraz z powiększaniem się wysokości rozparcia.



Rys.4. Charakterystyka podpornościowa sekcji letniskowej B: a – zależność wartości podporności od współczynnika tarcia, b – zależność położenia prostej działania podporności od współczynnika tarcia

Zmianę wartości podporności w zależności od współczynnika tarcia μ wyznacza zależność:

$$P_{gfx} = 2P_{sfx}\frac{A_x + \frac{R_z}{P_{sfx}}G_x}{M_x + (\mathrm{sign}\,\mu)V_x}, \quad \mathrm{kN} \tag{1}$$

gdzie:

f – oznacza fazę pracy sekcji: wstępną w lub roboczą r,

x – odnosi się do danej sekcji A lub B,

R_z – siła rozparcia siłownika zastrzałowego; z przestrzeni podtłokowej jest $R_z > 0$, a nadtłokowej $R_z < 0$; dla ciśnienia wstępnego R_{zw}, a dla roboczego R_{zr},

sign – znak algebraiczny odnosi się do współczynnika tarcia μ. Zależny jest od kinematyki sekcji i fazy pracy.

W przypadku sekcji o kinematyce reprezentowanej torem ruchu stropnicy przedstawionym na rysunku 1 linią ciągłą i fazy rozpierania znak współczynnika tarcia jest dodatni. Ujemny jest dla fazy roboczej, czyli gdy obciążenie jest przyjmowane przez sekcje. Gdy kinematykę sekcji reprezentuje tor przedstawiony linią kropkowaną i sekcja jest rozpierana, współczynnik tarcia przyjmuje znak ujemny. Dodatni znak ma przypisywany współczynnik tarcia wtedy, kiedy sekcja przyjmuje obciążenie. Graficznym wyrazem formuły matematycznej wyznaczającej podporność sekcji w zależności od podporności jej stojaków: wstępnej i roboczej oraz w zależności od współczynnika tarcia, dla przypadku, gdy kinematykę sekcji reprezentuje tor zaznaczony linią ciągłą (rys. 1) są krzywe z rysunku 3a. Dla drugiego przypadku kinematyki sekcji, matematyczną formułę wyznaczającą jej podporność przedstawiają krzywe z rysunku 4a.

Współrzędną l_p położenia prostej działania podporności sekcji P_g na długości stropnicy, odmierzaną od jej końca, wyznacza formuła:

$$l_{pfx} = M_x + sign\,\mu\,(V_x - \alpha_4), \; mm \tag{2}$$

Graficznym obrazem powyższej formuły matematycznej dla różnych faz pracy sekcji i wartości współczynnika tarcia są proste z rysunku 3b i 4b.

W formułach (1) i (2) wielkości A_x, G_x, M_x i V_x są funkcjami wysokości rozparcia sekcji i wielkości geometrycznych, opisujących strukturę geometryczną sekcji (rys. 1). Znaczenie wielkości a_4 wynika z rysunku 1. Dla ustalonej wysokości rozparcia sekcji wielkości A_x, G_x, M_x i V_x są funkcjami wielkości geometrycznych, opisujących strukturę sekcji. Sekcje o danej strukturze opisują te same wielkości geometryczne. Wartości tych wielkości dla poszczególnych sekcji mogą tworzyć jednak różne ciągi liczbowe. Linie z rysunków 3 i 4, przedstawiające zależności $P_g(\mu)$ i $l_p(\mu)$, oznaczone *1* odnoszą się do podporności wstępnej sekcji, zaś linie *2* odnoszą się do podporności roboczej. Przedstawiają one zmianę podporności sekcji od współczynnika tarcia i wyrażają zmia-

nę wartości podporności oraz zmianę położenia prostej jej działania na długości stropnicy.

Charakterystyki z rysunku 3 odnoszą się do sekcji mających kinematykę reprezentowaną torem przedstawionym linią ciągłą (rys. 1), a charakterystyki z rysunku 4 odnoszą się do sekcji, których tor ruchu stropnicy przedstawiony jest linią kreskowaną.

Charakterystyki sekcji pierwszych (rys. 3) różnią się od charakterystyk sekcji drugich (rys. 4) innym ułożeniem linii przedstawiających zależność podporności sekcji i współrzędnej położenia jej prostej działania na długości stropnicy od współczynnika tarcia, a także położeniem linii przedstawiających zależność podporności sekcji od współczynnika tarcia względem linii odwzorowujących wartości podporności stojaków. Na charakterystykach wyróżniono punkty odpowiadające wartości współczynnika tarcia $\mu = 0,3$, przedstawiające szczególne stany sekcji, dla zdeterminowanego współczynnika tarcia, od rozparcia do osiągnięcia przez stojaki sekcji progowej podporności roboczej.

Na podstawie wyróżnionych punktów na charakterystykach podporno-ściowych sekcji możliwe jest wykazanie różnych zachowań się sekcji pod danym obciążeniem.

6. Zachowanie się sekcji o różnych charakterystykach podporno-ściowych

Zachowanie się różnych sekcji pod danym obciążeniem skał stropowych należy oceniać dla ustalonej wysokości rozparcia i zdeterminowanego współczynnika tarcia. Wielkością najbardziej przydatną do oceny sekcji w każdych warunkach pracy jest jej podporność, ponieważ syntetyzuje wpływ wielu cech sekcji na jej właściwości. Zachowanie się sekcji ocenia się na postawie wartości jej podporności i współrzędnej położenia prostej działania podporności na długości stropnicy, a w szczególności na podstawie zmian podporności od wstępnej do roboczej, progowej. Istotne znaczenia ma wartość podporności wstępnej sekcji w odniesieniu do podporności wstępnej jej stojaków.

Jeżeli wartość podporności wstępnej sekcji po jej poprawnym rozparciu jest mniejsza od podporności wstępnej jej stojaków, to sekcja przyjąć może określone obciążenie, gdy w cyklu pracy sekcji wystąpi odprężenie i konwergencja skał wyrobiska, bez skutku powiększenia się ciśnienia w cylindrach stojaków (rys. 3a). Mniejsza wartość podporności sekcji od podporności wstępnej jej stojaków jest efektem działania tarcia na stropnicy i spągnicy sekcji. Tak samo, w wyniku siły tarcia działającej na stropnicy, wywołanej ujawniającym się obciążeniem, pozwala sekcji przyjąć to obciążenie wartością podporności wstępnej stojaków.

Gdy pod wpływem narastającego obciążenia sekcji przekroczona zostanie wartość jej podporności odpowiadająca punktowi *2'* na krzywej *2* (rys. 3a),

narastające w dalszym ciągu obciążenie spowoduje wzrost podporności stojaków i, co oczywiste, wzrost ciśnienia w ich cylindrach. Stan równowagi układu podpornościowego sekcji będzie zachowany do chwili, w której podporność stojaków nie osiągnie wartości progowej (punkt *3'* na krzywej *3* – rys. 3a). Maksymalna podporność robocza sekcji osiągana przy progowej podporności stojaków może być znacznie większa od progowej podporności stojaków.

W przypadku sekcji o odmiennej charakterystyce podpornościowej od przedstawionej na rysunku 3, gdy jej podporność wstępna, po prawidłowym rozparciu stojaków, będzie miała wartość większą od podporności wstępnej stojaków (rys. 4a), obciążenie ujawnione w cyklu pracy sekcji pod wpływem konwergencji skał wywoła natychmiast wzrost podporności stojaków, a tym samym przyrost ciśnienia w ich cylindrach. Pod obciążeniem, skutkiem negatywnego działania siły tarcia na stropnicy, podporność sekcji spadłaby od punktu *1'* do punktu *2'* (rys. 4a) o wartość ΔP_g. Skutkiem natychmiastowego powiększania się ciśnienia w stojakach i ich podporności pod działającym na sekcję obciążeniem, negatywny wpływ siły tarcia na stropnicy na podporność sekcji zostaje zrekompensowany powiększaniem się podporności sekcji. Przyrost podporności stojaków o wartość ΔP_s spowoduje powiększenie się podporności sekcji o wartość $\Delta P_s \cdot \kappa_{rB}$ (od punktu *1'* do *4'*).

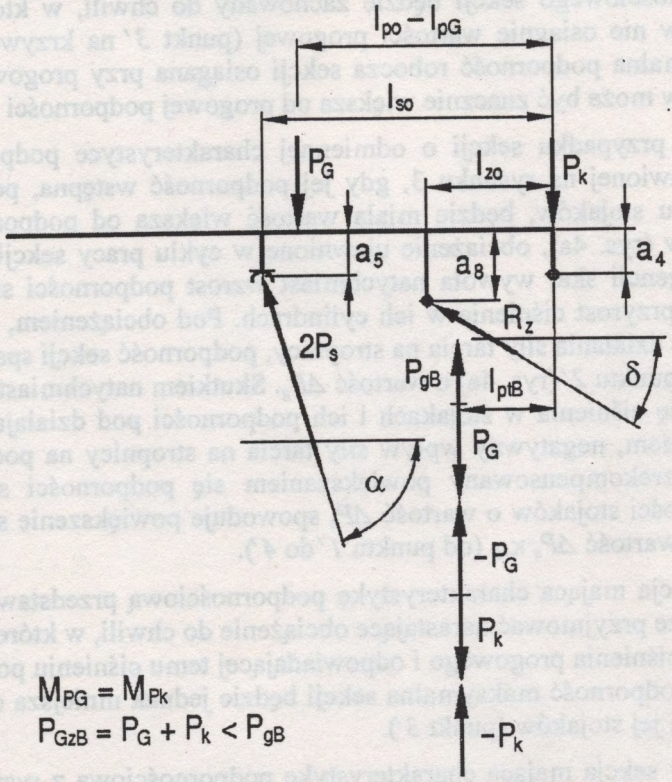
Sekcja mająca charakterystykę podpornościową przedstawioną na rysunku 4 może przyjmować narastające obciążenie do chwili, w której jej stojaki nie osiągną ciśnienia progowego i odpowiadającej temu ciśnieniu podporności progowej. Podporność maksymalna sekcji będzie jednak mniejsza od podporności progowej jej stojaków (punkt *3'*).

Aby sekcja mająca charakterystykę podpornościową z rysunku 4a mogła przyjąć obciążenie, jakie może przyjąć sekcja mająca charakterystykę z rysunku 3a musi mieć zawory nastawione na znacznie wyższe ciśnienie progowe nawet, gdy stojaki obu sekcji będą miały cylindry o jednakowej średnicy.

Sekcja mająca charakterystykę podpornościową z rysunku 3, w wyrobisku o wysokości H i współczynniku tarcia μ dla pary tarciowej stropnica – skała stropu, może przyjąć obciążenie równe podporności sekcji wyznaczonej punktem *3'*, większej od podporności progowej stojaków, jeżeli prosta działania obciążenia będzie pokrywała się z prostą działania podporności roboczej sekcji. Położenie prostej działania podporności roboczej sekcji na długości stropnicy wyznacza punkt *3'* – l_{prA} na rysunku 3b.

Obciążenie jakie może przyjąć sekcja mająca charakterystykę podpornościową z rysunku 3 zachowując w stanie równowagi swój układ podpornościowy może spowodować w stojakach sekcji o charakterystyce z rysunku 4 wzrost ciśnienia w stojakach powyżej wartości progowej dlatego, że prosta działania obciążenia nie będzie pokrywała się z prostą działania podporności sekcji. Współrzędna położenia prostej działania podporności sekcji drugiej (rys. 4b) jest znacząco mniejsza od współrzędnej prostej działania podporności sekcji

pierwszej (rys. 3b). Przypadek obciążenia sekcji drugiej siłą równoległą do jej podporności P_{gB} ilustruje schemat ze stropnicą na rysunku 5.



Rys.5. Schemat obciążenia sekcji siłą działającą na prostej równoległej do prostej działania podporności

Obciążenie sekcji działające równolegle do jej podporności zostanie podpornością P_{gB} zrównoważone, jeżeli suma algebraiczna obciążenia i siły P_k powstałej na końcu stropnicy w wyniku zadziałania momentu obciążenia P_G względem prostej działania podporności sekcji [2].

Wartość siły działającej na końcu stropnicy wyznacza zależność:

$$P_k = P_G\left(\frac{l_{GA}}{l_{prB}} - 1\right),\ kN \tag{3}$$

Wartość siły jaką może zrównoważyć podporność P_{gB} sekcji wynosi:

$$P_{GzB} = P_G\frac{l_{GA}}{l_{prB}},\ kN \tag{4}$$

Siła P_{GzB} nazywana obciążeniem zastępczym sekcji, ponieważ jest większa od obciążenia realnego sekcji P_G, spowoduje, że w stojakach sekcji mającej charakterystykę podpornościową z rysunku 4 wywołane zostanie większe ci-

śnienie od tego, jakie obciążenie realne sekcji wywoła w stojakach sekcji pierwszej.

Większe ciśnienie w stojakach sekcji drugiej pozostanie nawet wtedy, gdy cylindry stojaków jednych i drugich sekcji będą miały różne średnice.

Może być inny skrajny przypadek. Obciążenie może działać na prostej działania podporności sekcji drugiej, mającej charakterystykę podpornościową z rysunku 4. Wtedy moment obciążenia spowoduje powstanie siły P_p na początku stropnicy. Wartość tej siły wynosić będzie:

$$P_p = P_G \frac{l_{prA} - l_{GB}}{l_{str} - l_{prA}}, \; kN \tag{5}$$

Siła wywołana obciążeniem realnym P_G na początku stropnicy sekcji będzie mniejsza od wywołanej tym samym obciążeniem na końcu stropnicy. Ze względu na ten fakt, obciążenie zastępcze dla sekcji pierwszej, którego wartość wyznacza formuła:

$$P_{GzA} = P_G \frac{l_{str} - l_{GB}}{l_{str} - l_{prA}}, \; kN \tag{6}$$

spowoduje w jej stojakach mniej znaczący wzrost ciśnienia, od tego, jaki obciążenie realne P_G spowoduje w stojakach sekcji drugiej, mającej charakterystykę podpornościową z rysunku 4.

7. Wnioski

- Przyjąć należy z wysokim prawdopodobieństwem, że w wyrobisku z obudową zestawioną z 33 sekcji *A* i 20 sekcji *B*, w stojakach których dokonywano pomiarów ciśnienia, na wszystkie sekcje obudowy, na całej długości wyrobiska ścianowego, działało jednakowe obciążenie. Wysoka pewność tego stwierdzenia wynika z faktu, że pomierzone ciśnienie niższe dla sekcji *A* od stwierdzonego wyższego dla sekcji *B* kończy się ostro na ostatniej sekcji *A*. Wyższe ciśnienie zaczyna się od pierwszej sekcji *B*.
- Przyczyną wysokiego ciśnienia w stojakach sekcji *B* jest to, że cylindry jej stojaków mają mniejszą średnicę od średnicy, jaką mają cylindry stojaków sekcji *A*. Z pomiarów wynika, że ciśnienie w stojakach sekcji *B* jest wyższe znacząco od tego, jakie wynikałoby ze wskaźnika średnicy cylindra.
- Teoretyczne przesłanki wskazują na to, że przyczyną wysokiego ciśnienia w stojakach sekcji *B* może być odmienna charakterystyka podpornościowa od tej, jaką mają sekcje *A*. Wyższe ciśnienie w stojakach sekcji *B* może wynikać z tego, że sekcje *B* są wczesno podporowe; mają podporność wstępną wyższą od podporności wstępnej stojaków, a podporność roboczą niższą od podporności stojaków. Sekcje *B*, rozparte na wysokości *H*, mogą ewentualnie mieć charakterystykę podpornościową beztarciową ($\mu = 0$).

- Wyższe ciśnienie w stojakach sekcji *B* mogło być wynikiem „niedopasowania" podporności sekcji *B* do obciążenia generowanego przez skały stropu i spągu wyrobiska, działającego na sekcje. Prosta działania obciążenia w większym stopniu oddalona była od prostej działania podporności sekcji *B* niż od prostej działania podporności sekcji *A*.
- Wielkością pozwalającą ocenić zachowanie się różnych sekcji w danym wyrobisku najbardziej efektywnie, a przede wszystkim jednoznacznie, jest podporność sekcji, a zwłaszcza jej zmiana od podporności wstępnej do roboczej, progowej.
- Aby wyjaśnić przyczyny różnych ciśnień w stojakach sekcji *B* i sekcji *A* eksploatowanych w jednym wyrobisku należy sporządzić dla tych sekcji charakterystyki podpornościowe i na ich podstawie dokonać porównania ciśnień wyznaczonych dla stojaków z ciśnieniami pomierzonymi.

Literatura

1. Liduchowski L.: Monitoring stanu obudowy zmechanizowanej przy zastosowaniu sterowania hydraulicznego firmy Tiefenbach. Prace naukowe Głównego Instytutu Górnictwa, seria Konferencje nr 40 „Zmechanizowane obudowy ścianowe – teraźniejszość i perspektywy", Katowice, 2002.
2. Losiak S., Ptak J., Liduchowski L.: Współdziałanie z górotworem sekcji lemniskatowych różniących się kinematyką. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 5, 2002.
3. Losiak S., Ptak J., Krauze K., Blaschke J.: Model matematyczny sekcji obudowy z zawieszeniem lemniskatowym. W: Konferencja naukowo-techniczna nt. „Matematyczne metody i technika komputerowa w górnictwie", Szklarska Poręba, listopad 1987, zbiór referatów, t. III.
4. Losiak S., Blaschke J., Ptak J.: Komputerowe wykonywanie obliczeń w projektowaniu sekcji obudowy ścianowej. W: Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna KOMTECH 2002 nt. „Kierunki mechanizacji górnictwa do 2010 roku", tom 2, Centrum Mechanizacji Górnictwa „Komag", Gliwice–Szczyrk, listopad 2002.
5. Losiak S., Ptak J., Krauze K., Blaschke J.: Dobór obudowy osłonowej z zawieszeniem lemniskatowym dla określonych warunków górniczych przy zastosowaniu minikomputera Wang 2200. W: Konferencja naukowo-techniczna nt. „Matematyczne metody i technika komputerowa w górnictwie", Szklarska Poręba, listopad 1987, zbiór referatów, t. III.

Recenzent: dr inż. Andrzej Meder

ZASTOSOWANIE PROCESU SPECJALNEGO SPAWANIA W OPARCIU O NORMĘ PN-EN 729-2:1997 DLA POTRZEB REMONTÓW I MODERNIZACJI ZMECHANIZOWANYCH OBUDÓW ŚCIANOWYCH

Jan GIL, Waldemar WOJTASZEWSKI, Czesław WILCZAK

Streszczenie. Celem referatu jest przybliżenie tematyki procesu specjalnego – spawanie, z uwzględnieniem kontroli spawalniczej dla wykonywanych remontów i modernizacji maszyn górniczych w oparciu o normę PN-EN 729-2:1997. Referat zawiera skrótowe informacje dotyczące tematyki spawalnictwa w Rzeczpospolitej Polskiej. Przedstawia podział zakładów, oraz kategorii konstrukcji spawanych, przekrój przez wymagania stawiane służbom spawalniczym, jak i służbom kontroli spawalniczej. Pokrótce ujmuje poszczególne metody spawania, stosowane materiały z uwzględnieniem nowości pojawiających się na rynku spawalniczym. Finalnym elementem referatu jest omówienie połączeń spawanych, z określeniem ich prawidłowości wykonania oraz sposobami weryfikacji prowadzonej przez personel kontroli spawalniczej. Przedstawione w referacie metody badań połączeń spawanych oparte na metodzie wizualnej, magnetyczno proszkowej, penetracyjnej oraz ultradźwiękowej, pozwolą przybliżyć zainteresowanym rozległy temat kontroli spawalniczej, w ujęciu remontów i modernizacji maszyn i urządzeń górniczych przeprowadzanych przez Zakład Remontowo-Produkcyjny.

1. Wstęp

W normach europejskich sformułowano pojęcie specjalnego procesu produkcyjnego. Jest to taki proces, w którym spełnienie wymagania (ustalonego, przyjętego zwyczajowo lub obowiązkowego) dotyczącego otrzymanego wyrobu nie może być sprawdzone w sposób ciągły lub ekonomiczny. Oznacza to, że niedostatki przebiegu procesu specjalnego mogą zostać ujawnione dopiero podczas użytkowania wyrobu. Z tego powodu procesy specjalne powinny być zawsze realizowane przez wykwalifikowany personel, natomiast ich parametry w sposób ciągły nadzorowane i monitorowane. Do specjalnych procesów produkcyjnych zaliczono spawanie, ponieważ odstępstwa od prawidłowej technologii spawania mogą być przyczyną poważnych awarii wykonywanych konstrukcji i dużych strat materialnych.

O trwałości konstrukcji spawanych decyduje jakość wykonania poszczególnych złączy. Z tego powodu, dla zapew-

Mgr inż. Jan Gil
Mgr inż. Waldemar Wojtaszewski
Inż. Czesław Wilczak
Zakład Remontowo-Produkcyjny
Kompania Węglowa S.A.
ul. Granitowa 132
43-155 Bieruń
e-mail: j.gil@kwsa.pl
e-mail: w.wojtaszewski@kwsa.pl
e-mail: c.wilczak@kwsa.pl

nienia niezawodności eksploatacyjnej konstrukcji, kontrolą musi być objęty cały cykl wytwarzania tych złączy. Ze względu na dużą liczbę parametrów wpływających na jakość złączy spawanych, ich kontrola powinna być realizowana przed spawaniem, w trakcie spawania i po spawaniu.

W niniejszym opracowaniu podano wymagania dotyczące personelu spawalniczego, personelu nadzoru spawalniczego, procesu produkcyjnego, organizacji kontroli prac spawalniczych, kontroli wstępnej, bieżącej i ostatecznej oraz odbiór konstrukcji spawanej.

2. Sytuacja w polskim górnictwie

Dominującym systemem eksploatacji pokładów węgla kamiennego w RP jest i w dalszej perspektywie będzie system ścianowy. System ten charakteryzuje się zastosowaniem wysoko wydajnego kompleksu zmechanizowanego, który umożliwia uzyskanie wysokiej koncentracji wydobycia i znaczne obniżenie kosztów wydobycia. Równocześnie, zastosowanie wspomnianego kompleksu zmechanizowanego pozwala na zmniejszenie liczby ścian wydobywczych w górnictwie RP.

Ścianowe kompleksy zmechanizowane składają się głównie z niżej wymienionych urządzeń:

- obudowy zmechanizowane,
- kombajny (strugi),
- przenośniki zgrzebłowe ścianowe i podścianowe,
- przenośniki taśmowe,
- kruszarki.

Aktualnie w 33 zakładach górniczych węgla kamiennego znajduje się około 130–150 wyrobisk ścianowych, wyposażonych w około 22000 sztuk sekcji obudów zmechanizowanych. Ze względu na niedostatek środków inwestycyjnych, odtwarzanie parku nowych obudów odbywa się bardzo wolno (w ostatnim 5-leciu zakupiono około 3000 sztuk sekcji). W związku z taką sytuacją, jedyną metodą pozwalającą na utrzymanie parku obudów zmechanizowanych w pełnej sprawności jest ich systematyczna modernizacja (w zakresie przejścia przez ścianę, zakres wysokości) oraz remont.

Należy podkreślić że w całym kompleksie ścianowym, obudowy zmechanizowane są elementem, który głównie decyduje o bezpieczeństwie załogi zatrudnionej w ścianie. Z tego głównie powodu, remonty i modernizacje obudów zmechanizowanych powinny być wykonywane w sposób:

- zgodny z obowiązującym prawem,
- zgodny ze sztuką,
- jakościowo zgodny z obowiązującymi normami.

W cyklu remontowym możemy wyróżnić kilka procesów technologicznych, takich jak: demontaż sekcji, czyszczenie elementów, klasyfikacja i po-

miary, obróbka skrawaniem, spawanie, kontrola jakości, malowanie, montaż, z których spawanie jest procesem podstawowym, mającym największy wpływ na konstrukcję.

3. Spawalnictwo w RP

Nadrzędną instytucją europejskiego spawalnictwa jest EWF – Europejska Federacja Spawalnicza z siedzibą w Anington w Anglii. Przedstawicielami federacji w poszczególnych krajach Unii Europejskiej są Instytuty Spawalnicze. W RP tę role pełni Instytut Spawalnictwa w Gliwicach.

Staraniem personelu Instytutu, a głównie jego Dyrektora prof.dr.hab.inż. Jana Pilarczyka, spawalnictwo polskie weszło w roku 1996 w struktury Europejskiej Federacji Spawalniczej (8 lat przed wejściem RP do Unii Europejskiej).

Od 1996 roku trwają prace mające na celu ujednolicenie przepisów unijnych z polskimi. Aktualnie wszystkie normy dotyczące procesów spawalniczych w Polsce są również normami europejskimi.

4. Kilka słów o Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym KW S.A.

Jednym z podstawowych zagadnień, którymi miał zajmować się w 1966 r. nowo tworzony w Nadwiślańskiej Spółce Węglowej S.A. Zakład, był remont kompleksów ścianowych, a więc: obudów ścianowych, kombajnów, przenośników, kruszarek, stacji napędowych itp.

Od początku istnienia zakładu, położono duży nacisk na stworzenie „organizmu", który mógłby nazywać się „Zakładem Spawalniczym". Po 10 latach istnienia Zakładu możemy pochwalić się przynależnością do I Grupy Dużych Zakładów Spawalniczych w rozumieniu Polskiej Normy PN-M-69009. Jednocześnie od 2004 roku Zakład Remontowo-Produkcyjny posiada wdrożony i certyfikowany Zintegrowany System Zarządzania Jakością oparty o normy PN-EN ISO 9001:2001 oraz normę spawalniczą PN-EN 729-2:1997 i jej europejski odpowiednik EN-729/ISO3834 Part 2.

Certyfikat EN-729/ISO3834 Part 2 na zgodność z przedmiotową normą został przyznany dla Zakładu Remontowo-Produkcyjnego przez Europejską Federację Spawalniczą. Stosowanie wymagań normy PN-EN 729-2:1997 „Spawanie metali. Pełne wymagania dotyczące jakości w spawalnictwie" stawia Zakład Remontowo-Produkcyjny w czołówce Zakładów wykonujących remonty kompleksów ścianowych na potrzeby górnictwa.

Zakład Remontowo-Produkcyjny, jak już wspomniano został zakwalifikowany zgodnie z normą PN-87/M-69009 do pierwszej grupy Zakładów Spawalniczych Dużych. Wyżej wymieniona kwalifikacja zgodnie z przedmiotową normą wynika z wielkości zakładu, wyposażenia technicznego oraz rodzaju służb spawalniczych.

Zakład posiadający tę grupę jest uprawniony do spawania konstrukcji spawanych I, II, III klasy odpowiedzialności. Zakład I grupy spawalniczej musi wykazać się odpowiednią infrastrukturą, czyli profesjonalnym sprzętem spawalniczym, takim jak: źródła prądu, podajniki, przecinarki, manipulatory, pozycjonery, stoły montażowe, urządzenia transportowe, stanowiska spawalnicze. Jednocześnie Zakład posiadający pierwszą kategorię musi posiadać wysoko zorganizowaną służbę spawalniczą, w skład której wchodzi personel spawalniczy, nadzór spawalniczy oraz personel kontroli.

Wszystkie konstrukcje spawane według normy PN-87/M-69008 dzielą się na 3 klasy, w zależności od charakteru obciążenia i skutków ewentualnej awarii:

- 3 klasa – konstrukcje mało odpowiedzialne, obciążenia niskie, stałe, statyczne,
- 2 klasa – konstrukcje spawane przenoszące małe i średnie, statyczne obciążenia,
- 1 klasa – konstrukcje spawane przenoszące dynamicznie zmienne obciążenia, przeważająco zmęczeniowe.

Większość konstrukcji spawanych urządzeń dołowych to konstrukcje 1 klasy odpowiedzialności (obudowy zmechanizowane, kombajny, przenośniki, kruszarki, stacje napędowe itp.).

5. Personel spawalniczy

Norma PN-EN 729-2:1997 nakłada na wytwórcę obowiązek posiadania odpowiednio wykwalifikowanego personelu spawalniczego, personelu nadzoru spawalniczego oraz personelu kontrolującego, wykonującego próby i badania. Chcąc wykonywać remonty i modernizacje obudów zmechanizowanych dla potrzeb górnictwa Zakład Remontowo-Produkcyjny ciągle utrzymuje wysokie kwalifikacje spawaczy, aby zgodnie z obowiązującymi przepisami i normami wykonywać remonty i modernizacje konstrukcji stalowych I kategorii do których obudowy zmechanizowane są zaliczane.

5.1. Spawacze

Liczba spawaczy w zakładzie oraz ich poziom wykształcenia spawalniczego mają znamienny wpływ na „grupę zakładu". Zakład posiadający I grupę powinien zatrudniać spawaczy w większości z wykształceniem ponad podstawowym (90% stanu). Z tego powodu tylko taki zakład może spawać konstrukcje spawane 1 klasy odpowiedzialności.

Zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 729-2:1997 spawacze muszą posiadać aktualne uprawnienia po zdaniu egzaminu zgodnie z zaleceniami odpowiedniej części normy EN-287 lub EN 1418.

Wejście polskiego spawalnictwa w 1996 roku w struktury EWF-u spowodowało bardzo duże zmiany w strukturze szkoleń spawaczy.

Sięgając do historii, w okresie od 1945 roku do roku 2000 kandydaci na spawaczy kierowani byli na kursy podstawowe, w których uczyli się profesji spawacza. Po kursie, głównie praktycznym i zdaniu egzaminu spawacze zdobywali uprawnienia:

- Spawacza Elektrycznego P1E,
- Spawacza Gazowego P1G,
- Spawacza MAG (w osłonach gazowych) P1C.

Uprawnienia te nadawano dożywotnio.

Następnie po przepracowaniu 2-letniego stażu i zdobyciu odpowiednio wysokich umiejętności, spawacze kierowani byli w miarę potrzeb na kursy podwyższające ich uprawnienia. Po zdaniu egzaminu otrzymywali wpis do książeczki spawacza o zdaniu egzaminu ponad podstawowego w danej metodzie spawania. Uprawnienia ważne były 2 lata. Po tym okresie spawacz przechodził weryfikację. Książeczka spawacza była dokumentem, na podstawie którego nadzór spawalniczy identyfikował poziom wykształcenia spawalniczego.

Po 2000 roku sytuacja zmieniła się diametralnie.

Kandydaci na spawaczy kierowani są na podstawowy kurs spawania (teoria + praktyka – minimum 160 godzin praktyki). Na tym kursie adept sztuki spawalniczej opanowuje spawanie połączeń pachwinowych i czołowych w danej metodzie spawania (elektroda otulona – 111, MAG – 135, MIG – 136, TIG – 141, gaz – 311, itd.). Hierarchia połączeń: pachwina, czoło. Ukończenie kursu podstawowego i zdanie egzaminu końcowego uprawnia spawacza do wykonywania:

- spoin czołowych w konstrukcjach spawanych klasy 3 metodami spawania 111, 135, 136, 141,
- spoin czołowych w konstrukcjach spawanych z blach klasy 1, 2, 3,metodą spawania gazowego 311,
- spoin pachwinowych w konstrukcjach spawanych klasy 1, 2, 3.

Zakres uprawnień ujęty jest w wydawanym Świadectwie Egzaminu Spawacza. Ukończenie kursu ponad podstawowego i zdanie egzaminu końcowego uprawnia spawacza do spawania konstrukcji klasy 1, 2 i 3. Zakres uprawnień ujęty jest w Świadectwie Egzaminu Spawacza oraz w zaświadczeniu uprawniającym do spawania konstrukcji klasy 1 i 2. Uprawnienia spawacza po kursie podstawowym i ponad podstawowym wpisane w Świadectwie Egzaminu Spawacza ważne są 2 lata, licząc od daty egzaminu. Po upłynięciu ważności uprawnienia, spawacz wykonuje weryfikację zdając egzamin.

W Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym złącza spawane elementów nośnych sekcji obudowy zmechanizowanej wykonywane są wyłącznie przez spawaczy posiadających najwyższe uprawnienia. Potwierdzeniem wykonania złącza spawanego na elementach nośnych obudowy zmechanizowanej jest zgodnie z dokumentacją systemową, naniesienie przez spawacza w okolicy spoiny identyfikatora spawacza, umożliwiającego identyfikowalność prac spawalniczych.

5.2. Nadzór spawalniczy

Aby zapewnić prawidłowy nadzór podczas prac spawalniczych wykonywanych na konstrukcjach spawanych, norma określa wymagania dotyczące personelu nadzoru spawalniczego spełniającego wymagania normy EN 719. Zgodnie z normą, podczas każdorazowego remontu kompleksu ścianowego, personel nadzoruje prace, wykonywane w oparciu o dokumentacje techniczne, instrukcje technologiczne spawania, instrukcje robocze oraz procedury systemowe. To właśnie personel nadzoru spawalniczego jest odpowiedzialny za jakość wykonywanych prac, i posiada pełnomocnictwo do niezbędnych działań w tym zakresie.

W Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym personel nadzoru spawalniczego stanowią:

- EWE – Europejski Inżynier Spawalnik,
- EWT – Europejski Technolog Spawalniczy,
- EWI – Europejski Inspektor Spawalniczy.

Osoby nadzoru spawalniczego kierują wszelkimi pracami spawalniczymi w zakładzie i muszą posiadać pełne wykształcenie spawalnicze potwierdzone odpowiednimi certyfikatami wydanymi przez Instytut Spawalnictwa (14-miesięczny kurs zakończony stosownym egzaminem).

W ZRP obowiązki Głównego Spawalnika pełni inż. Czesław Wilczak posiadający tytuły EWE i EWT. W Zakładzie zatrudniony jest również Europejski Inspektor Spawalniczy.

5.3. Personel kontroli

Norma PN-EN 729-2:1997 wymaga, aby w Zakładzie była zatrudniona wystarczająca liczba kompetentnych pracowników do planowania, sprawowania, nadzoru, kontroli, badań i prób produkcji spawalniczej.

Wszelkie prace spawalnicze związane z remontami obudów zmechanizowanych są w Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym nadzorowane przez kwalifikowany personel posiadający kompetencje według normy PN-EN 473 w zakresie badań nieniszczących złączy spawanych, tj. badań wizualnych VT 1+2, badań penetracyjnych PT 1+2, badań magnetyczno-proszkowych MT 1+2, badań ultradźwiękowych UT 1+2.

6. Wykorzystywane metody spawania podczas remontów i modernizacji obudów zmechanizowanych

Aktualnie, zakłady spawające nowe urządzenia, remontujące i modernizujące istniejące urządzenia górnicze, głównie obudowy zmechanizowane, wykorzystują dwie metody spawania:

- cięcie gazowe,
- spawanie łukowe w osłonie gazowej MAG (Metal Activ Gas).

6.1. Cięcie gazowe

Zasadą cięcia gazowego - tlenowego jest doprowadzenie ciętego materiału do temperatury zapłonu w tlenie. Wypalenie szczeliny poprzez utlenianie materiału w strumieniu tlenu. Usunięcie produktów reakcji (zgorzeliny) dzięki energii kinetycznej strumienia tlenu.

Cięcie tlenowe jest procesem niezbędnym przy wykonawstwie i remontach obudów zmechanizowanych. Wyżej wymienione ma zastosowanie w następujących operacjach technologicznych:

- demontaż urządzeń,
- wycinanie uszkodzonych elementów i spawów,
- wycinanie nowych elementów,
- operacje podgrzewania elementów,
- ukosowanie elementów przed operacją spawania.

W skład urządzeń do cięcia tlenowego wchodzą przede wszystkim butle tlenowe i acetylenowe wraz z reduktorami, węże spawalnicze, palniki, przecinarki półautomatyczne (przenośne), przecinarki automatyczne (numeryczne).

6.2. Spawanie łukowe w osłonach gazowych

Gazy osłonowe chronią przed dostępem powietrza do strefy spawania (jeziorka spawalniczego). Tlen przedostający się do tej strefy, powstający z rozpadu CO_2 lub wprowadzony do mieszanki gazowej, wiązany jest manganem i krzemem, składnikami drutów elektrodowych.

Aktualnie remonty i wykonawstwo nowych urządzeń górniczych są wykonywane głównie metodą MAG. Zaletami tej metody są:

- wysoka wydajność spawania,
- niskie straty drutu elektrodowego,
- niskowodorowy proces spawania,
- możliwość mechanizacji i automatyzacji spawania,
- spawanie stali niskostopowych o bardzo wysokich granicach plastyczności (Re = 980 MPa),
- szeroka gama odmian metody: druty proszkowe, wąskoszczelinowe, łuk pulsujący, łuk dużej mocy (TIME).

Niewątpliwą wadą tej metody jest wrażliwość osłony gazowej na zaburzenia wywołane wiatrem, przeciągami.

7. Materiały spawalnicze

Podczas remontów sekcji obudów zmechanizowanych bardzo dużą wagę przykłada się do jakości podstawowych, jak i dodatkowych materiałów spawalniczych.

7.1. Materiały podstawowe – stale

Przeważająca większość urządzeń dołowych wykonana jest ze stali niskostopowych o podwyższonej wytrzymałości w gatunku 18G2A. Wytrzymałość (granica plastyczności 355 MPa, granica wytrzymałości 490-630 MPa). Zawartość podstawowych pierwiastków: C – do 0,20%, Mn – 1,15%. Norma PN/H 84018-86. Stal bardzo dobrze spawalna. Aktualnym odpowiednikiem tej stali jest stal o oznaczeniu S355J2G3 – według normy EN- 10025.

W starszej generacji urządzeń można spotkać stale niestopowe w gatunku St3. Wytrzymałość (granica plastyczności Re – 225 MPa, granica wytrzymałości Rm - 360-490 MPa). Zawartość podstawowych pierwiastków: C – 0,22%, Mn – 1,10%. Norma PN-88/H-84020.Ta stal jest również dobrze spawalna.

W najbliższej przyszłości a w zasadzie już dzisiaj, konstruktorzy projektują nową generację konstrukcji górniczych-spawanych ze stali „walcowanych termomechanicznie". Przykładowe gatunki stali walcowanych termomechanicznie: S420M, S460M, S700MC. Wytrzymałość tych stali: Re – 420-700 MPa, Rm – 500-1000 MPa. Zawartość podstawowych pierwiastków: C – 0,11%, Mn – 1,65%. Stale te produkowane są już w RP w hucie „Częstochowa". Tak znaczne podwyższenie granicy plastyczności pozwala konstruktorom na projektowanie urządzeń o znacznie mniejszych przekrojach.

Na marginesie należy dodać, że przy konstrukcjach obudów zmechanizowanych spotykamy również stale konstrukcyjne stopowe głównie do ulepszania cieplnego i hartowania powierzchniowego w gatunkach 40H (PN/H-84030) i 35HGS (PN/H-84030). Re – 500-900 MPa, Rm – 700-1200 MPa. Stale te w zasadzie nie są spawalne (zawartość C – 0,45%) i są używane na wykonanie sworzni.

Zgodnie z wymaganiami klienta, a jednocześnie wewnętrznymi wymaganiami Działu Zarządzania Jakością, wszystkie dostarczane do remontu sekcji zmechanizowanych materiały podstawowe posiadają atest materiałowy 3.1, bądź zgodny z wymaganiami starszego wydania normy PN-EN 10204 atest 3.1B.

Wprowadzenie wymogu kontroli odbiorczej po stronie dostawcy materiałów podstawowych, daje Zakładowi Remontowo-Produkcyjnemu pewność, iż zastosowany w procesie produkcyjnym materiał nie odbiega od wymagań określonych w dokumentacji, jak i wymaganiach klienta.

7.2. Materiały dodatkowe

W spawalnictwie materiałami dodatkowymi są:

- elektrody otulone,
- druty elektrodowe (pełne i proszkowe),
- gazy osłonowe.

W przypadku materiałów dodatkowych analogicznie jak w przypadku materiałów podstawowych, obowiązują zasady dostarczania materiałów, których zgodność z normami produkcyjnymi potwierdzają stosowne atesty materiałowe.

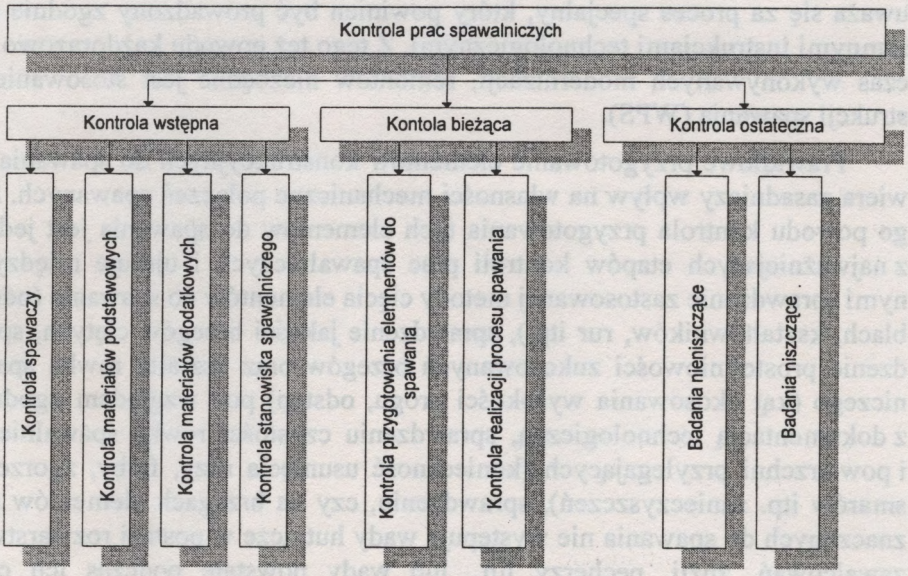
8. Podział i organizacja kontroli prac spawalniczych

Trwałość i niezawodność konstrukcji spawanej jest zależna od bardzo wielu czynników. Niektóre z nich to odpowiednie rozwiązania konstrukcyjne, opracowana technologia spawania, odpowiednio wysokie kwalifikacje spawaczy, dobór właściwych materiałów podstawowych i dodatkowych, właściwa organizacja służb spawalniczych, przygotowanie elementu do spawania, realizacja procesu spawania, a także rodzaj stosowanych badań nieniszczących i przyjęty poziom jakości. Jak z tego wynika, kontrola jest częścią procesu wytwarzania konstrukcji spawanej i powinna być we wszystkich fazach tego procesu.

Celem kontroli jest zagwarantowanie otrzymania połączeń spawanych o wymaganej jakości. Zadaniem kontroli jest sprawdzenie zgodności wszystkich elementów procesu technologicznego z założeniami zawartymi w dokumentacji konstrukcyjno-technologicznej, przepisami i normami wyrobu oraz jednocześnie sprawdzenie połączeń. W skali przedsiębiorstwa realizuje się to zadanie przez kontrolę prac spawalniczych.

Podstawową jednostką organizacyjną spawalniczej kontroli zakładowej jest w przypadku Zakładu Remontowo-Produkcyjnego, Dział Zarządzania Jakością. W jej skład wchodzi kierownik mający do pomocy kontrolerów spawalniczych w odpowiednich wydziałach produkcyjnych oraz inspektora spawalniczego. Jeden kontroler zgodnie z obowiązującymi przepisami powinien przypadać na 20-30 spawaczy.

Zarys kontroli spawalniczej przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Kontrola prac spawalniczych

8.1. Kontrola wstępna

W Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym kontrola spawaczy polegająca na sprawdzeniu udokumentowanych wpisem do książki spawacza oraz świadectwem egzaminu spawacza, uprawnień do wykonywania konstrukcji spawanych jest przeprowadzana każdorazowo przed rozpoczęciem prac przez spawacza. W ramach kontroli wstępnej dokonuje się również kontroli materiałów podstawowych tak, aby zagwarantować dobór materiałów o wymaganej spawalności i zgodnych z wykazem stanowiącym integralną część dokumentacji konstrukcyjnej.

Aby proces spawania przebiegał w możliwie optymalnych warunkach kontrolą muszą być objęte materiały dodatkowe do spawania, tzn. spoiwa (elektrody, druty), topniki oraz gazy osłonowe. Zastosowanie niewłaściwych materiałów do spawania odpowiedzialnych elementów konstrukcyjnych może być przyczyną awarii podczas eksploatacji obudowy zmechanizowanej. Zgodnie z normą PN-EN 729-2:1997 wytwórca powinien nadzorować infrastrukturę zapewniając utrzymanie ruchu. Dlatego też kontrola wstępna obejmuje kontrolę stanowiska spawalniczego polegającą na: przeprowadzeniu oględzin urządzeń spawalniczych, ocenie ich stanu technicznego, sprawdzeniu ich prawidłowości połączeń i właściwego zasilania energią elektryczną lub gazami. Jednocześnie dokonuje się sprawdzenia stanu dodatkowego oprzyrządowania stanowiska, jak: obrotniki, manipulatory, podnośniki, uchwyty elektromagnetyczne itp.

8.2. Kontrola bieżąca

Zgodnie z terminologią norm dotyczących systemów jakości spawanie uważa się za proces specjalny, który powinien być prowadzony zgodnie z pisemnymi instrukcjami technologicznymi. Z tego też powodu każdorazowo podczas wykonywanych modernizacji, remontów niezbędne jest stosowanie instrukcji spawania (WPS).

Prawidłowe przygotowanie elementów konstrukcyjnych do spawania wywiera zasadniczy wpływ na własności mechaniczne połączeń spawanych. Z tego powodu kontrola przygotowania tych elementów do spawania jest jednym z najważniejszych etapów kontroli prac spawalniczych i ujmuje między innymi sprawdzenie zastosowanej metody cięcia elementów do spawania (odcinki blach, kształtowników, rur itp.), sprawdzenie jakości brzegów ciętych, sprawdzenie prostoliniowości zukosowanych brzegów oraz kształtu rowka spawalniczego (kąt ukosowania wysokości progu, odstęp) pod względem zgodności z dokumentacją technologiczną, sprawdzeniu czystości rowka spawalniczego i powierzchni przylegających (konieczność usunięcia rdzy, farby, zgorzeliny, smarów itp. zanieczyszczeń), sprawdzeniu, czy na brzegach elementów przeznaczonych do spawania nie występują wady hutnicze w postaci rozwarstwień, zawalcowań, żużli, pęcherzy itp., lub wady powstałe podczas ich cięcia i ukosowania.

Kontrola bieżąca podczas remontu obudów ścianowych obejmuje również kontrolę realizacji procesu spawania, która polega na sprawdzeniu techniki spawania i sumienności pracy wykonywanej przez spawacza, sprawdzeniu zgodności warunków spawania z dokumentacją techniczną oraz ustaloną technologią procesów spawalniczych, sprawdzeniu jakości wykonywania poszczególnych warstw spoiny, szczególnie ważne jest wykonanie warstwy graniowej.

8.3. Kontrola ostateczna złączy spawanych

Kontrola ostateczna polega na:

- sprawdzeniu oznaczeń materiałowych na poszczególnych elementach konstrukcji (gatunek materiału),
- sprawdzeniu wykonania wszystkich spoin przez spawaczy z odpowiednimi kwalifikacjami i sprawdzeniu czy zostały one oznakowane (ostemplowane) ich osobistymi identyfikatorami,
- sprawdzeniu zgodności wymiarów konstrukcji z dokumentacją projektową,
- sprawdzeniu wymiarów (grubość, długość) wykonywanych spoin,
- przeprowadzeniu badań wizualnych wszystkich wykonywanych spoin celem określenia ich ewentualnych niezgodności zewnętrznych; niezgodności dyskwalifikujące złącza powinny być wyraźnie oznaczone za pomocą trwałego oznakowania i poprawione,
- przeprowadzeniu, po badaniach wizualnych i ewentualnych poprawkach defektoskopowych badań nieniszczących złączy spawanych i oceny ich jakości na podstawie odpowiednich norm.

9. Niezgodności w złączach spawanych

Norma PN-EN ISO 6520-1 „Spawanie i procesy pokrewne. Klasyfikacja geometrycznych niezgodności spawalniczych w metalach. Część 1. Spawanie", dzieli niezgodności na 6 grup oznaczonych cyframi od 1 do 6:

Niezgodności w złączach spawanych

Tabela 1

Numer grupy	Opis
1 - pęknięcia	Nieciągłość materiału spowodowana miejscowym rozerwaniem w stanie stałym, które może być spowodowane chłodzeniem lub naprężeniami
2 – pustka	Pustka ukształtowana przez uwięziony w niej gaz
3 – wtrącenia stałe	Obce ciało pozostałe w spoinie
4 – przyklejenia i brak przetopu	Brak połączenia pomiędzy spoiną i materiałem podstawowym lub pomiędzy ściegami spoiny
5 – niewłaściwy kształt i wymiary	Nieregularny kształt zewnętrznych powierzchni spoiny lub wadliwa geometria złącza
6 – niezgodności spawalnicze różne	

9.1. Przyczyny powstawania niezgodności

Podstawowymi przyczynami powstawania niezgodności w złączach spawanych są wszelkie odstępstwa od prawidłowej technologii spawania, niewłaściwy dobór materiałów podstawowych i dodatkowych do spawania, nietechnologiczne rozwiązania konstrukcyjne połączeń, mierne kwalifikacje spawaczy, niesprawne urządzenia spawalnicze, itp.

Poznanie przyczyn powstawania niezgodności pozwala na łatwiejszą interpretację jakości badanych złączy, ocenę wpływu tych niezgodności na własności eksploatacyjne złączy oraz podjęcie działań umożliwiających wyeliminowanie niezgodności w procesie wytwarzania konstrukcji spawanych.

10. Wykrywalność niezgodności spawalniczych w złączach spawanych oraz wybór metod badań nieniszczących

Do wykrywania niezgodności spawalniczych występujących w złączach spawanych stosuje się wiele różnych metod badań nieniszczących. Najczęściej stosowane w praktyce przemysłowej są:

- badania wizualne (VT),
- badanie penetracyjne (PT),
- badania magnetyczno-proszkowe (MT),
- badania radiograficzne (RT),
- badania ultradźwiękowe (UT),
- badania prądami wirowymi (ET).

Norma PN-EN 25817 określa trzy poziomy jakości oznaczone dużymi literami B, C, D, przy czym:

- poziom B – oznacza wymagania ostre,
- poziom C – oznacza wymagania średnie,
- poziom D – oznacza wymagania łagodne.

Stosowanie jednego, ogólnego przepisu odbiorowego, w oparciu o wyniki badań metodami nieniszczącymi jest z technicznego punktu widzenia niewygodne. Nie uwzględnia bowiem specyfiki i zakresu zastosowania poszczególnych metod badawczych. Z tego powodu opracowano normy określające poziomy akceptacji wskazań. Poziomy akceptacji skorelowano z poziomami jakości. Korelację pomiędzy poziomami jakości a poziomami akceptacji omawia norma PN-EN 12062 „Badania nieniszczące złączy spawanych. Postanowienia ogólne dla metali"

W Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym podczas remontów obudów zmechanizowanych stosowane są na bieżąco trzy główne metody badań nieniszczących:

- badania wizualne (VT),
- badania magnetyczno-proszkowe (MT),
- badania penetracyjne (PT).

Aktualnie trwają przygotowania do wprowadzenia do stosowania metody ultradźwiękowej. Zakład Remontowo-Produkcyjny posiada już przeszkolony w tym zakresie personel, profesjonalny defektoskop ultradźwiękowy, jednakże metoda ta wymaga od prowadzącego badania znacznego doświadczenia w interpretacji wyników, tak więc badania wykonywane są tymczasowo na własne potrzeby i w celach szkoleniowych.

10.1. Badania wizualne

Podstawą określenia niezgodności spawalniczych podczas wykonywanych remontów obudów zmechanizowanych są badania wizualne. Wymagania dotyczące badań wizualnych złączy spawanych przedstawiono w normie PN-EN 970 pt. „Spawalnictwo. Badania nieniszczące złączy spawanych. Badania wizualne". Badania wizualne złączy spawanych prowadzone są, na złączach gotowych w takim stanie jak je wykonano. W wyjątkowych sytuacjach jeśli wymaga tego norma lub umowa, badania można przeprowadzić w innych fazach procesu spawania. Z tego powodu mogą one obejmować:

- przygotowanie elementów do spawania,
- badania podczas spawania,
- badania po spawaniu,
- badania naprawionych złączy.

10.2. Badania penetracyjne

Badania penetracyjne należą do najstarszych metod nieniszczącego badania różnych materiałów metalowych i niemetalowych. W spawalnictwie wykorzystywane są do wykrywania nieciągłości spawalniczych wychodzących na powierzchnię złącza spawanego. Badania penetracyjne wykonuje się po przeprowadzeniu badań wizualnych i usunięciu z ich powierzchni niezgodności spawalniczych mogących powodować powstawanie wskazań pozornych.

Zasada badań penetracyjnych opiera się na wykorzystaniu zjawiska włoskowatości (kapilarności), które polega na wnikaniu cieczy do wąskich przestrzeni i wznoszeniu się w nich nawet wbrew sile ciężkości. Zjawisko włoskowatości wykazują tylko niektóre ciecze.

Kolejność procesu:

Zgodnie z normą PN-EN 571-1 badanie metodą penetracyjną obejmuje zwykle fazy przygotowania i czyszczenia wstępnego, nanoszenia penetranta, usuwania nadmiaru penetranta, nanoszenia wywoływacza, kontrolę, rejestrację oraz czyszczenie końcowe.

Do prowadzenia badań penetracyjnych stosuje się odpowiednie zestawy preparatów w postaci penetrantów, zmywaczy i wywoływaczy. Do kontroli czułości badania penetracyjnego, stosuje się różnego rodzaju próbki odniesienia o znanych nieciągłościach powierzchniowych. Próbki odniesienia wykonywane są z różnych materiałów np.: aluminium, duraluminium, mosiądzu itp.

10.3. Badania magnetyczno-proszkowe

Badania magnetyczno-proszkowe polegają na wykrywaniu magnetycznych pól rozproszenia za pomocą drobnoziarnistego, ferromagnetycznego proszku, który nanosi się na powierzchnię badanego obiektu podczas jego namagnesowania. Skupiska proszku odwzorowują swym kształtem rzeczywisty kształt niezgodności spawalniczych, będących przyczyną pól rozproszenia. Skupiska proszku magnetycznego będące wynikiem oddziaływania magnetycznych pól rozproszenia nazywane są defektogramami proszkowymi. Pozwalają one na skuteczne wykrywanie niezgodności zalegających pod powierzchnią na głębokości do kilku milimetrów. Stosowane są proszki w postaci pyłu (metoda sucha) lub zawiesiny w wodzie, nafcie lub oleju (metoda mokra). Za pomocą badań magnetyczno-proszkowych wykrywa się niezgodności w postaci: pęknięć, naderwań, zakuć zawalcowań, łusek, wtrąceń niemetalicznych itp.

Na pełny cykl badania magnetyczno-proszkowego składają się następujące operacje:

- przygotowanie powierzchni,
- rozmagnesowanie wstępne,
- wzbudzenie pola magnetycznego (magnesowanie),
- nanoszenie proszku magnetycznego,
- oględziny powierzchni,
- rejestracja wyników badań,
- rozmagnesowanie końcowe,
- czyszczenie końcowe.

W Zakładzie Remontowo-Produkcyjnym do wykonywania wyżej wymienionych badań stosuje się nowoczesny defektoskop prądowy, a do doboru parametrów magnesowania oraz oceny proszków magnetycznych i zawiesin służą wzorce z niezgodnościami naturalnymi, wzorce z niezgodnościami sztucznymi przeznaczone do układania na powierzchni badanych obiektów oraz wzorce z niezgodnościami sztucznymi posiadające własne źródło pola magnetycznego.

Zastosowanie powyższych metod badań nieniszczących podczas remontów obudów zmechanizowanych daje duże możliwości wykrycia niezgodności spawalniczych. W przypadku stwierdzenia niezgodności dokonuje się naprawy złącza i poddaje ponownej kontroli, co finalnie skutkuje wysoką jakością wykonanych złączy spawanych.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

NOWE URZĄDZENIA TRANSPORTOWE Z AGREGATEM SPALINOWO-HYDRAULICZNYM FIRMY PIOMA

Radosław MICHALAK, Zdzisław BRZEŻAŃSKI, Jarosław MRÓZ, Stanisław KASPEREK, Andrzej DRWIĘGA, Edward PIECZORA

Streszczenie. Prowadzone w ostatnich latach w FMG PIOMA S.A. prace rozwojowe pozwoliły na zaoferowanie kopalniom nowoczesnej kolei podwieszanej z ciągnikiem spalinowym CS-80 spełniającym unijne wymagania. W ostatnich dwu latach specjaliści FMG PIOMA S.A. wraz z konstruktorami CMG KOMAG podjęli współpracę, w wyniku której została opracowana i wdrożona do produkcji lokomotywa dołowa spalinowa PIOMA LDS 80. Kolejnym nowatorskim rozwiązaniem jest spalinowa kolej spągowa z cierno-kształtowym przeniesieniem napędu PIOMA–VACAT, powstała we współpracy PIOMY z CMG KOMAG wraz z firmą VACAT, która była inspiratorem przedsięwzięcia. Obydwa te nowatorskie rozwiązania wykorzystują agregat spalinowo-hydrauliczny kolei podwieszonej CS-80 z niewielkimi modyfikacjami, co pozwala na unifikację wykorzystywanych podzespołów z korzyścią dla użytkownika i producenta.

1. Wstęp

FMG PIOMA S.A. od początku swej działalności specjalizuje się w produkcji maszyn i urządzeń m.in. do transportu pomocniczego. Zasadniczym oferowanym produktem przez wiele lat w tym obszarze były podwieszane, a następnie spągowe, koleje z napędem linowym.

Realizacja w latach 1994-1997 wspólnie z CMG KOMAG projektu celowego pt.: „Lokomotywa podwieszana spalinowa LPS-90" pozwoliła ukierunkować obszar działania FMG PIOMA S.A. na urządzenia transportowe z napędem spalinowym. Prowadzone w ostatnich latach w FMG PIOMA S.A. intensywne prace rozwojowe w tym obszarze pozwoliły na zaoferowanie kopalniom nowoczesnej kolei podwieszanej z ciągnikiem spalinowym CS-80 spełniającym wysokie wymagania unijne, co potwierdzone zostało certyfikatem zgodności typu. W wyniku prowadzonych prac opracowany został agregat spalinowo-hydrauliczny, którego na-

Mgr inż. Radosław Michalak
Mgr inż. Zdzisław Brzeżański
Fabryka Maszyn Górniczych PIOMA S.A
ul. R.Dmowskiego 38
97-300 Piotrków Trybunalski
tel.: 044 6489000

Mgr inż. Jarosław Mróz
Mgr inż. Stanisław Kasperek
VACAT Sp. z o.o.
ul. Zebrzydowicka 117
44-217 Rybnik
tel.: 032 4243187

Dr inż. Andrzej Drwięga
Mgr inż. Edward Pieczora
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
ul. Pszczyńska 37
44-101 Gliwice
tel.: 032 2374605, 2374375
e-mail:adrwiega@komag.eu
e-mail: epieczora@komag.eu

pęd spalinowy spełnia unijne wymagania zasadnicze, co umożliwia jego bezpieczną eksploatację w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla kamiennego zagrożonych wybuchem metanu lub pyłu węglowego.

W ostatnich dwu latach, specjaliści FMG PIOMA S.A. wraz z konstruktorami CMG KOMAG podjęli współpracę w zakresie opracowania nowego rozwiązania lokomotywy dołowej. W wyniku tej współpracy powstała lokomotywa dołowa spalinowa PIOMA LDS 80. Kolejnym nowatorskim rozwiązaniem oferowanym dla kopalń węgla kamiennego, jest spalinowa kolej spągowa PIOMA-VACAT, powstała we współpracy PIOMY z CMG KOMAG oraz z firmą VACAT w Rybniku, która była inspiratorem tego przedsięwzięcia. Obydwa te nowatorskie rozwiązania wykorzystują agregat spalinowo-hydrauliczny kolei podwieszanej CS-80 z niewielkimi modyfikacjami, co pozwala na unifikację wykorzystywanych podzespołów z korzyścią dla użytkownika i producenta.

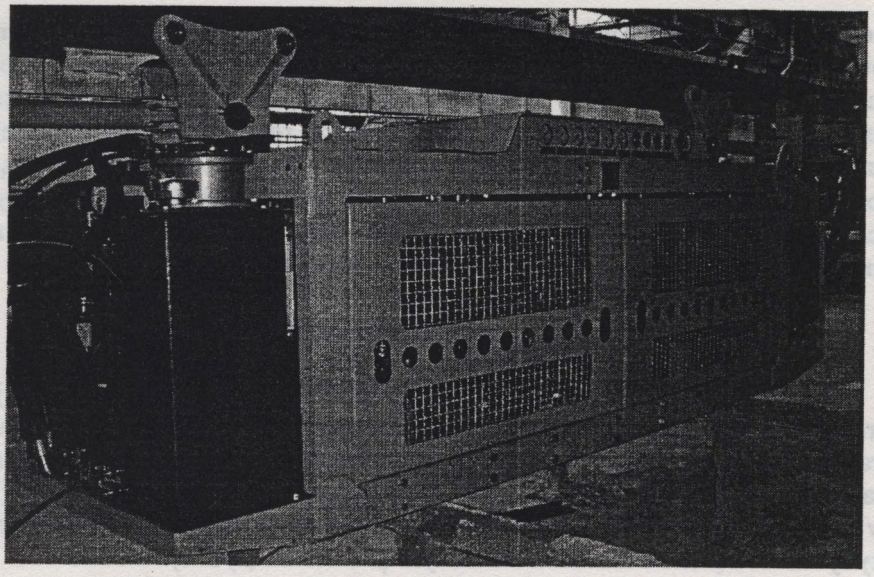
2. Agregat spalinowo-hydrauliczny według rozwiązania PIOMA S.A.

Podstawowym podzespołem poszczególnych lokomotyw spalinowych oferowanych przez FMG PIOMA S.A. jest przedział silnikowy, który wraz z układem mikroprocesorowego sterowania stanowi agregat spalinowo-hydrauliczny. Pierwotnie agregat został zaprojektowany do ciągnika kolejki podwieszanej PIOMA CS-80, a następnie adaptowany do kolejnych maszyn. Przedział silnikowy stanowi rama nośna, w której zabudowane są następujące zespoły: układ napędu spalinowego, zespół pomp, elementy układu sterowania i napędu hydraulicznego, centralna instalacja gaśnicza oraz elementy wyposażenia elektrycznego.

Rama agregatu pokazanego na rysunku 1 składa się z ramy głównej i dwu zintegrowanych z nią ram bocznych. Całość może być zawieszana na specjalnych mobilnych zawiesiach, jak ma to miejsce w kolejce podwieszanej, lub posadowiona na wózkach nośno-napędowych lokomotyw lub kolejek spągowych. Dostęp do przedziału silnikowego jest zabezpieczony zespołem osłon. Osłony górne i dolne są przykręcone do ramy, natomiast osłony boczne są wykonane tak, aby można je było łatwo zakładać i zdejmować. Z przodu agregatu na ramie bocznej umocowany jest zbiornik paliwa oraz główny zbiornik oleju, zaś w tylnej części zbiornik pomocniczy oleju oraz elementy wyposażenia elektrycznego. W górnej części na środku ramy głównej umieszczona jest tablica wskaźników.

W skład napędu spalinowego wchodzą następujące elementy:

- silnik spalinowy,
- układ dolotowy powietrza,
- układ wylotowy spalin,
- układ chłodzenia silnika spalinowego,
- układ paliwowy.



Rys.1. Widok ogólny agregatu spalinowo-hydraulicznego

Głównym elementem zespołu napędu spalinowego jest wysokoprężny silnik marki Volvo Penta przystosowany przez FMG PIOMA S.A. do pracy w podziemnych wyrobiskach zakładów górniczych ze stopniem „a", „b", „c" zagrożenia wybuchu metanu oraz klasy „A" lub „B" niebezpieczeństwa wybuchu pyłu węglowego. Jest to jednostka czterocylindrowa z turbodoładowaniem i bezpośrednim wtryskiem mocy 81 kW przy 2300 obr./min. Kolektor wydechowy i turbosprężarka silnika są chłodzone cieczą. Silnik posiada zabezpieczenie przeciwdymowe oraz przed pracą na nadmiernych obrotach. W czasie pracy silnika monitorowana jest temperatura cieczy chłodzącej, natężenie przepływu cieczy chłodzącej, temperatura i ciśnienie oleju smarującego oraz liczba przepracowanych godzin. Wskaźniki tych parametrów znajdują się na tablicy wskaźników znajdującej się w przedziale silnikowym.

Silnik spalinowy napędza bezpośrednio wielotłoczkową pompę główną, która zasila silniki hydrauliczne, pracujące w układzie przekładni hydrostatycznej w obiegu zamkniętym. Wydajność pompy głównej regulowana jest za pomocą hydraulicznego układu regulacyjnego. Regulator wydajności pompy głównej wyposażony jest w regulator stałej mocy, który automatycznie dostosowuje jej wydajność (a przez to prędkość jazdy maszyn) do występującego obciążenia (ciśnienia roboczego).

W czasie pracy ciśnienie oleju w układzie napędowym (roboczym) jest cały czas monitorowane, a jego wartość wyświetlana w kabinach operatora. Maksymalne ciśnienie jest ograniczane za pomocą zaworów bezpieczeństwa.

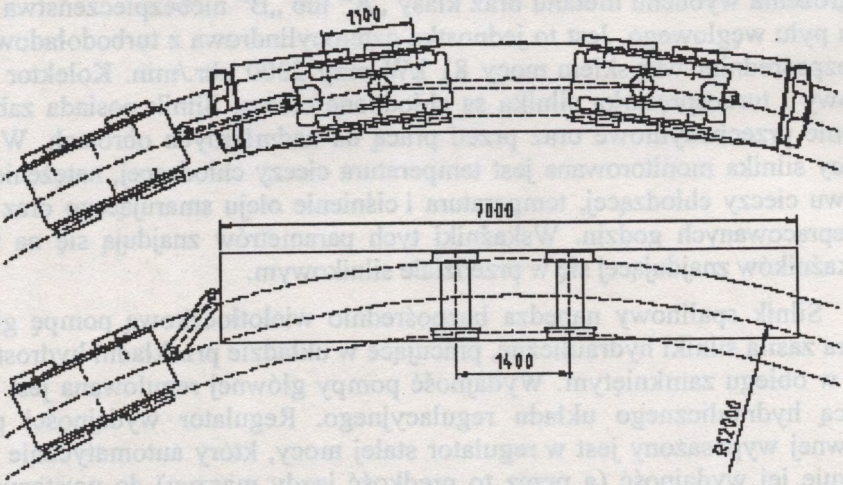
W ciągnikach zastosowany jest oddzielny układ hydrauliczny do napędu urządzeń pomocniczych. Pompa zasilająca układy pomocnicze (np. wciągarki zespołów transportowych) zainstalowana jest w dodatkowym gnieździe odbioru

mocy silnika spalinowego. Główny zbiornik oleju hydraulicznego jest odseparowany od zbiornika pomocniczego, co zapobiega przedostawaniu się do układu hydraulicznego zanieczyszczeń z częściej rozpinanego układu pomocniczego. Ciśnienie zasilania urządzeń pomocniczych regulowane jest zaworem zabudowanym w zespole sterowania pracą belek. Gdy praca belek jest wyłączona pompa zasila silnik napędzający wentylator układu chłodzenia oleju hydraulicznego. Zakres regulacji ciśnienia układu czyni go możliwie uniwersalnym i umożliwia podłączenie różnych zestawów transportowych.

3. Lokomotywa dołowa spalinowa PIOMA LDS-80

Podstawy nowej koncepcji lokomotywy dołowej miały swe źródła z jednej strony w założeniu wykorzystania sprawdzonego już agregatu spalinowo-hydraulicznego, a z drugiej w rozpoznaniu podstawowych wad dotychczas stosowanych rozwiązań. Za główne wady dotychczasowych rozwiązań uznano zmiany charakteru sprzężenia ciernego na zakrętach i tak zwane „zachodzenie" maszyny na zakrętach o stosunkowo małym promieniu (rys. 2).

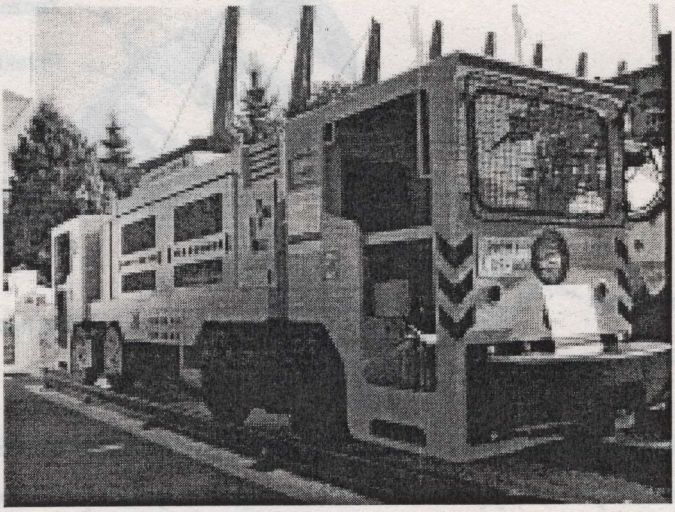
Niewielka dopuszczalna prędkość jazdy w podziemiach kopalń i małe promienie zakrętów znacząco separują zagadnienia efektywności lokomotyw stosowanych w kolejnictwie na powierzchni od lokomotyw dołowych. Tymczasem rozwiązania te, dotychczas są bardzo do siebie zbliżone koncepcyjnie (rys. 2).

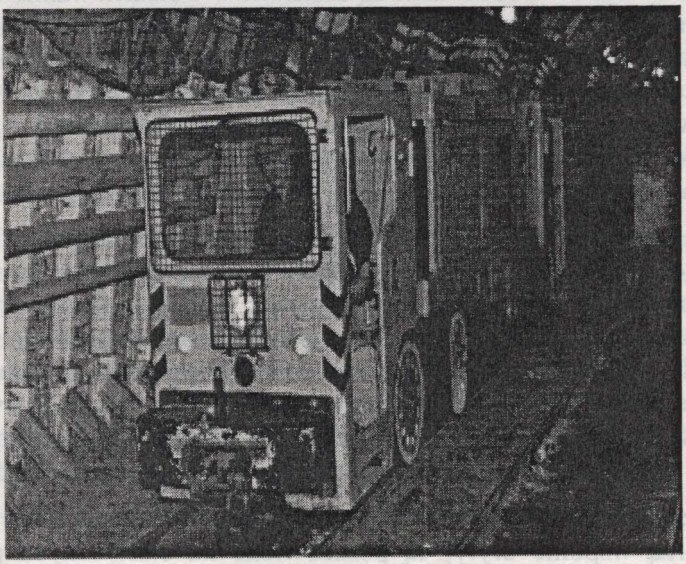


Rys.2. Porównanie koncepcji lokomotywy trójbryłowej i klasycznej na zakręcie

Jedynie mały rozstaw osi kół napędowych świadczy o tym, że lokomotywa ma pokonywać łuki o małych promieniach. Małe promienie zakrętów, powodują zawsze zmianę charakteru sprzężenia ciernego koła na poślizgowy. Duża część możliwej do uzyskania siły pociągowej wynikającej z mocy silnika i masy użytecznej lokomotywy nie może być wykorzystana. Właśnie maksymalne wykorzystanie masy lokomotywy i mocy silnika było celem nowej konstrukcji. Aby zapobiec poślizgom kół należało je mechanicznie odseparować. Zastoso-

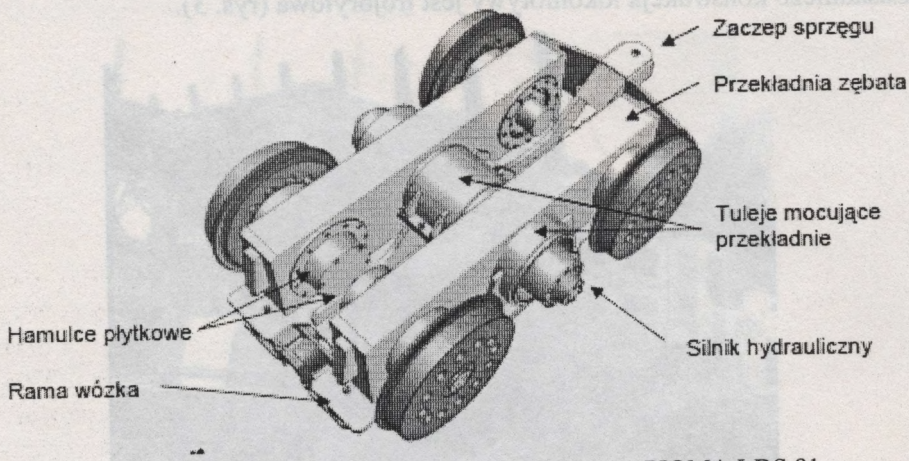
wanie hydrostatycznego systemu przeniesienia napędu pozwalało przewidywać możliwość dopasowywania się chłonności silników hydraulicznych zasilanych z tego samego źródła (to jest agregatu spalinowo-hydraulicznego) do zróżnicowanych prędkości toczenia się kół po szynie wewnętrznej, jak i zewnętrznej na zakręcie. Zadanie było o tyle ułatwione, że w układzie napędowym wykonawczym zastosowano cztery silniki wolnoobrotowe typu MCR-5, identyczne jak w kolejce podwieszanej CS-80, gdzie ma zastosowanie 8 sztuk tych silników. Konstrukcję lokomotywy oparto na dwu wózkach napędowych, na których wspiera się za pośrednictwem specjalnych sań agregat spalinowo-hydrauliczny. Zasadniczo konstrukcja lokomotywy jest trójbryłowa (rys. 3).





Rys.3. Lokomotywa PIOMA LDS-80

Dwie symetryczne bryły względem osi poprzecznej maszyny, stanowią wózki napędowe wraz ze zintegrowanymi z nimi kabinami operatorów i podatnymi gniazdami obrotnicowymi, a trzecią bryłę stanowią sanie wraz z agregatem spalinowo-hydraulicznym. Istotą rozwiązania jest wózek napędowy (rys. 4) składający się z ramy spinającej dwie przekładnie napędowe, z których każda napędza dwa koła jezdne przypisane tej samej szynie. Silniki hydrauliczne są zabudowane pośrodku symetrycznej przekładni, dzielącej moment napędowy na dwa kierunki, to jest na dwa koła jezdne. Silniki hydrauliczne są dostępne od zewnętrznej strony wózka po obu jego stronach.



Rys.4. Budowa wózka napędowego lokomotywy PIOMA LDS 81

W lokomotywie mają zastosowanie cztery identyczne przekładnie, po dwie w każdym z wózków. Przekładnie są osadzone w wózkach wahliwie za pomocą dwustronnych tulei łożyskowanych w konstrukcji wózka. Taki sposób osadzenia przekładni w obu wózkach zapewnia równomierny rozkład nacisków poszczególnych kół na szynę i efektywne wykorzystanie siły nacisku, co w przypadku lokomotywy ma zasadnicze znaczenie. Podobną efektywność wykorzystania siły nacisku można osiągnąć jedynie metodą złożonego mechanicznie systemu resorowania, który znacząco wpłynąłby na koszt wytworzenia lokomotywy.

Napęd hydrostatyczny jest wykorzystywany również w funkcji hamulca manewrowego. Każdy ruch manipulatora jazdy w stronę położenia zerowego powoduje automatyczne spowalnianie lokomotywy. Rolę hamulca postojowego pełnią sterowane hydraulicznie hamulce wielopłytkowe zintegrowane z przekładniami jazdy – po jednym na każdej przekładni. Dzięki temu, że hamulce te praktycznie nie służą do spowalniania jazdy, przewiduje się ich długą trwałość i niezawodność. Są one automatycznie aktywowane, gdy dźwignia manipulatora znajdzie się w położeniu zerowym, lub po przekroczeniu prędkości jazdy 4,8 m/s.

Dla zapewnienia komfortu obsługi lokomotywy kabiny, które wraz z wózkami tworzą wspólne bryły, są posadowione na elastycznych podparciach, ograniczających przenoszenie drgań od układu napędowego.

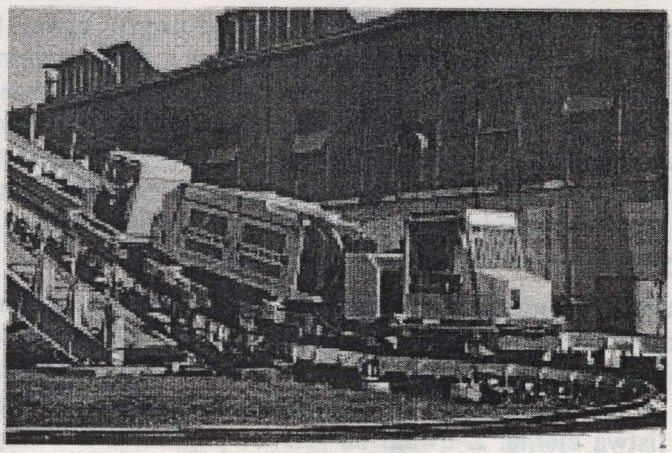
Specjalnie skonstruowane podatne sprzęgi przebiegają w tunelach pod kabinami i są zamocowane bezpośrednio do wózków napędowych. Tunele pozwalają na znaczne skręcanie tych sprzęgów w płaszczyźnie poziomej, co dodatkowo sprzyja efektywnemu wykorzystaniu siły pociągowej i redukcji siły wykolejającej maszynę na zakrętach.

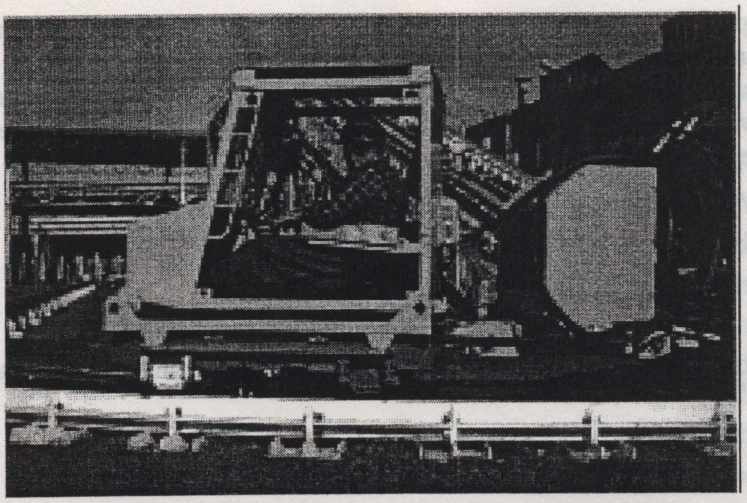
Wymieniając główne zalety lokomotywy należy wskazać na:

- dobre wpisywanie się w łuki torowiska,
- ograniczenie liczby wykolejeń,
- ograniczenie „zachodzenia" dzięki budowie trójbryłowej,
- dobre wykorzystanie siły pociągowej przez eliminację poślizgu na zakrętach,
- dobre parametry hamowania maszyny,
- nieograniczoną zużyciem trwałość hamulców postojowych.

4. Spalinowa kolej spągowa PIOMA-VACAT

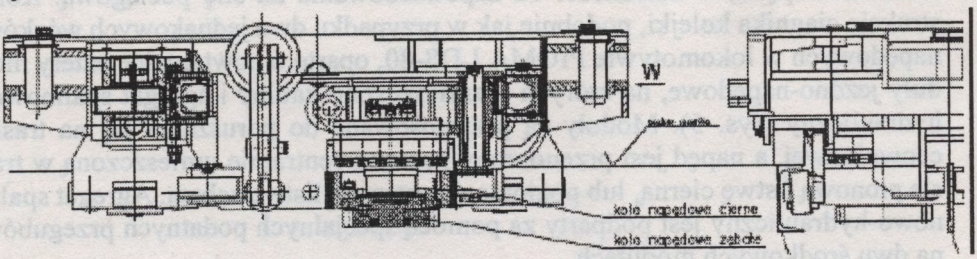
W przypadku kolei spągowej wykorzystano w konstrukcji ciągnika również agregat spalinowo-hydrauliczny CS-80. Jednym z podstawowych założeń konstrukcyjnych było zastosowanie ciernego oraz kształtowego systemu przeniesienia napędu, w zależności od zapotrzebowania na siłę pociągową. Konstrukcję ciągnika kolejki, podobnie jak w przypadku dwu jednakowych wózków napędowych w lokomotywie PIOMA LDS-80, oparto o powtarzalne cztery moduły jezdno-napędowe, na których rozmieszczono kabiny i agregat spalinowo-hydrauliczny (rys. 5). Moduły są przystosowane do poruszania się na trasie ceownikowej, a napęd jest przenoszony poprzez centralnie umieszczoną w trasie pionową listwę cierną, lub poziomą dwustronną listwę zębatą. Agregat spalinowo-hydrauliczny jest podparty za pomocą specjalnych podatnych przegubów na dwu środkowych modułach.





Rys.5. Spalinowa kolej spągowa PIOMA-VACAT

Przegub na jednym z modułów ma możliwość wzdłużnego przesuwania się w celu kompensacji zmian odległości płaszczyzn podparcia gdy moduły przemieszczają się na łukach trasy. Na dwu pozostałych modułach są zabudowane kabiny operatora. Pojedynczy moduł napędowy zilustrowany jest na rysunku 6.

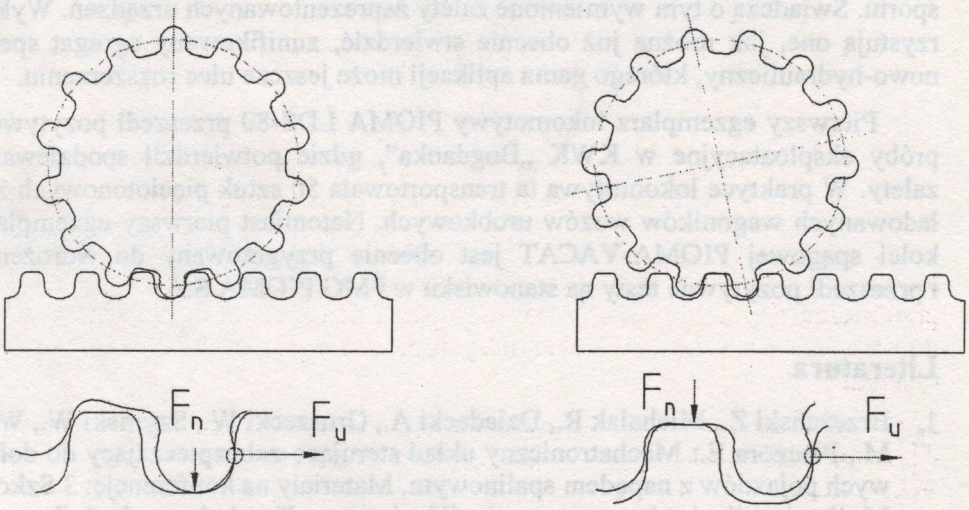


Rys.6. Budowa modułu napędowego kolei PIOMA-VACAT

Moduł składa się z ramy nośnej wyposażonej w cztery zespoły rolek tocznych. W ramie znajduje się zespół napędowy z dwoma wolnoobrotowymi silnikami hydraulicznymi zaopatrzonymi w cierne koła napędowe zintegrowane z kołami zębatymi. Ponadto zespół napędowy jest wyposażony w układ hamulcowy współpracujący również z listwą cierną. Zespół napędowy ma możliwość poprzecznego przemieszczania się w ramie modułu, dlatego nie mają większego znaczenia błędy usytuowania listwy ciernej lub zębatej oraz możliwe jest pokonywanie zakrętów o małych promieniach.

Istotnym zagadnieniem wymagającym specjalnych rozwiązań była zmiana systemu napędowego z ciernego na zębaty i odwrotnie. Decyduje o tym budowa poszczególnych odcinków trasy jezdnej. Jeżeli trasa jest wyposażona w listwy zębate, to w wyniku wejścia we współpracę kół zębatych koła cierne tracą kontakt z listwą cierną. Z uwagi na różnice prędkości w ciernym i zębatym

systemie napędowym pozostające w stosunku 1 : 0,66 niezwykle istotne jest szybkie przechodzenie stanu przejściowego, w celu niedopuszczenia do zmniejszenia siły pociągowej podczas zmiany systemu z ciernego na zębaty. Umożliwiają to specjalne kształtowe listwy odchylające koła cierne z odpowiednio wyprofilowanym pierwszym zębem zębatki. Podczas pracy napędów w systemie zębatkowym siła docisku kół napędowych zostaje ograniczona. Istotą rozwiązania systemu zębatkowego jest utrzymywanie w przybliżeniu stałej odległości pary kół napędowych z wykorzystaniem specjalnego rodzaju zazębienia bez udziału dodatkowych elementów dystansujących.



Rys.7. Specjalny rodzaj zazębienia: Fn - siła nacisku, Fu - siła uciągu

Trasa kolei spągowej jest zestawiana z gotowych segmentów prostoliniowych oraz łukowych w różnych wersjach, w tym w wersjach tylko z listwą cierną oraz cierną i zębatą. Na połączeniach segmentów prostych mają zastosowanie specjalne zębatki kompensujące, pozwalające na wzajemne ich przeginanie w celu ich dopasowania do lokalnych odchyłek prostoliniowości spągu.

Reasumując wyżej przedstawioną kolej, warto wskazać na jej następujące zalety:

- rozkład siły pociągowej na cztery moduły, to jest na kilka miejsc w trasie, zmniejsza siły obciążające kotwie torowiska, zarówno w czasie jazdy i hamowania,
- brak sił reakcji od układu napędowego w kierunku pionowym dzięki poziomo usytuowanym kołom zębatym napędów, co stabilizuje ciągnik,
- podwójny system napędowy pozwala na dobre wykorzystanie siły pociągowej, korzystanie z dużego zakresu prędkości jazdy ciągnika i oszczędność paliwa,
- możliwość stosowania dotychczasowych platform kolejek spągowych,
- płynna zmiana systemu przeniesienia napędu, bez zatrzymywania ciągnika.

5. Podsumowanie

Zaprezentowane rozwiązania nowych środków transportowych wychodzą naprzeciw oczekiwaniom górnictwa, gdzie w ostatnich latach w celu utrzymania opłacalności wydobycia węgla i zwiększenia warunków bezpieczeństwa pracy znacząco eliminuje się udział ludzi w bezpośrednich pracach transportowych niosących określone zagrożenia.

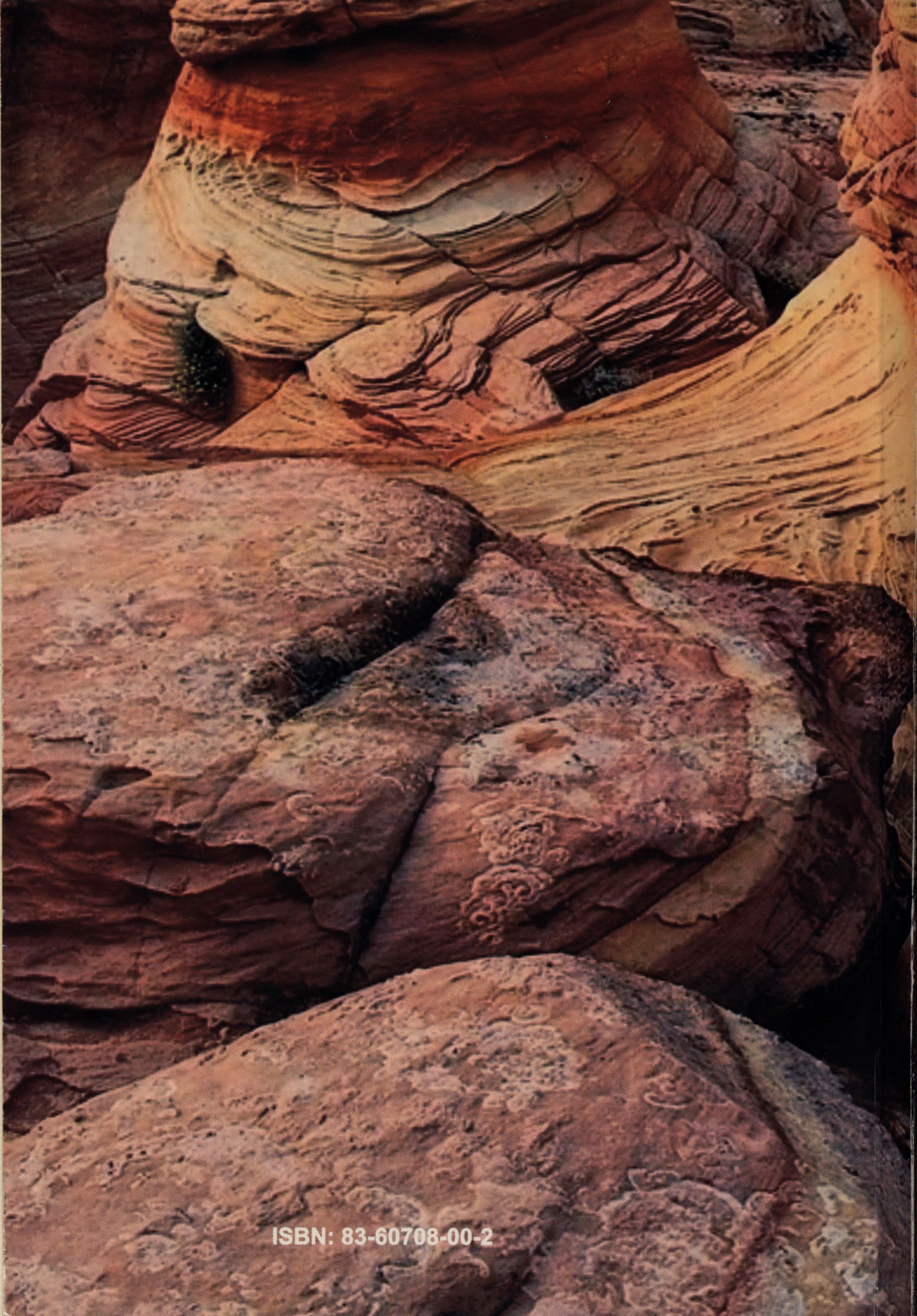
Podczas realizacji prac projektowych zastosowano szereg nowatorskich rozwiązań pozwalających na zwiększenie efektywności i bezpieczeństwa transportu. Świadczą o tym wymienione zalety zaprezentowanych urządzeń. Wykorzystują one, jak można już obecnie stwierdzić, zunifikowany agregat spalinowo-hydrauliczny, którego gama aplikacji może jeszcze ulec rozszerzeniu.

Pierwszy egzemplarz lokomotywy PIOMA LDS-80 przeszedł pozytywne próby eksploatacyjne w KWK „Bogdanka", gdzie potwierdził spodziewane zalety. W praktyce lokomotywa ta transportowała 50 sztuk pięciotonowych załadowanych wagoników wozów urobkowych. Natomiast pierwszy egzemplarz kolei spągowej PIOMA-VACAT jest obecnie przygotowany do wdrożenia i przeszedł pozytywne testy na stanowisku w FMG PIOMA S.A.

Literatura

1. Brzeżański Z., Michalak R., Dziadecki A., Gruszecki W., Szymski W., Witt M., Pieczora E.: Mechatroniczny układ sterująco-zabezpieczający do dołowych pojazdów z napędem spalinowym. Materiały na konferencję: 3 Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa „Kombajny chodnikowe", „Mechatronika w górnictwie", Wisła, 26-28 kwietnia 2006, s. 93-105.
2. Marciniak Z., Borkowski S.: Lokomotywy torowe spalinowe PIOMA LDS 80. Transp. Przem. nr 1, 2006, s 46-47.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich



ISBN: 83-60708-00-2