

Wpływ stopnia dyskretyzacji modelu stojaka na czas obliczeń i otrzymane wyniki

Streszczenie

Na przykładzie stojaka hydraulicznego obciążonego dynamicznie przedstawiono celowość stosowania uproszczeń geometrycznych modeli obliczeniowych, co w efekcie prowadzi do skrócenia czasu wykonywanych obliczeń numerycznych. W publikacji przedstawiono również doświadczalną weryfikację modelu stojaka, którego geometrię poddano uproszczeniom.

Summary

Purposefulness of use of geometrical simplifications of computational models, which shortens the time of numerical calculations, was presented on the basis of dynamically loaded hydraulic leg. Experimental verification of leg model, geometry of which was significantly simplified, was also presented in the paper.

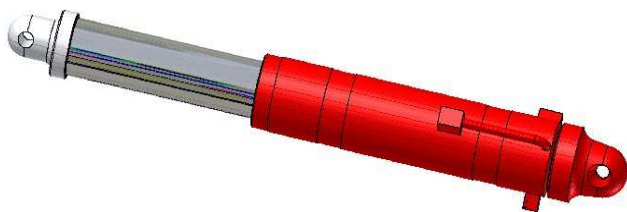
1. Wprowadzenie

Wybór stopnia dyskretyzacji modelu obliczeniowego jest zawsze kompromisem między dokładnością wykonywanych symulacji i czasem obliczeń. Dąży się do minimalizowania liczby stopni swobody modelu poprzez wprowadzanie uproszczeń geometrycznych, co korzystnie wpływa na skrócenie czasu wykonywanych obliczeń. Stąd wstępny etap tworzenia modelu jest na ogół najbardziej czasochłonny. W niniejszej publikacji przedstawiono, na przykładzie symulacji komputerowej stojaka hydraulicznego obciążonego dynamicznie, proces modelowania, dyskretyzacji i oceny założonych uproszczeń.

2. Obliczenia numeryczne

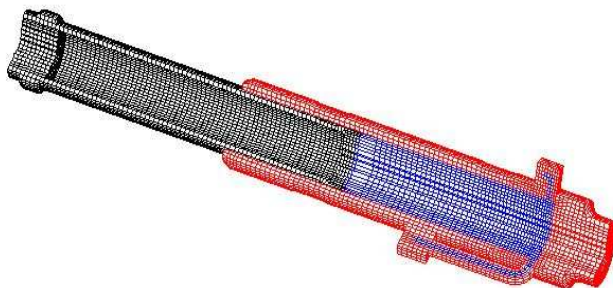
Wzorując się na wynikach badań laboratoryjnych [4, 5], zdefiniowano wymuszenie kinematyczne, w postaci siły przyłożonej do głowicy stojaka. Wartość tego obciążenia została tak dobrana, aby przeciążenie dynamiczne wyniosło 1,7-krotności ciśnienia nominalnego stojaka. W rozpatrywanych zadaniach numerycznych ciśnienie robocze w przestrzeni podtłokowej stojaka wynosiło 35 MPa.

Na rysunku 2 przedstawiono model MES stojaka hydraulicznego, oznaczony w dalszej części niniejszego artykułu symbolem – model 1, wykonany zgodnie z geometrią obiektu rzeczywistego (rys. 1).



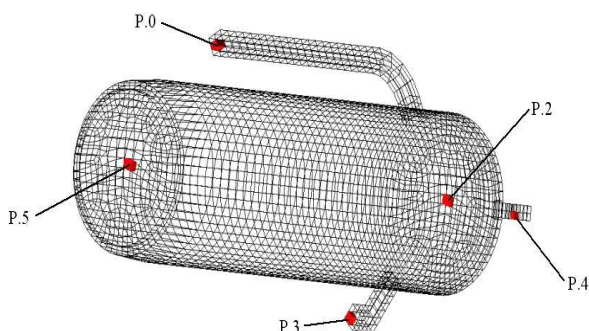
Rys.1. Postać geometryczna stojaka hydraulicznego [3]

W modelu tym siatka elementów skończonych dokładnie odwzorowuje geometrię stojaka, z uwzględnieniem takich szczegółów, jak: kształt głowicy i spodnika, podtoczenia technologiczne na powierzchni cylindra oraz różnego rodzaju sfazowania i zaokrąglenia. Zamodelowano również przyłącze zasilające i przyłącza zaworu upustowego. Następnie przeprowadzono symulację komputerową działania obciążenia dynamicznego na stojak.

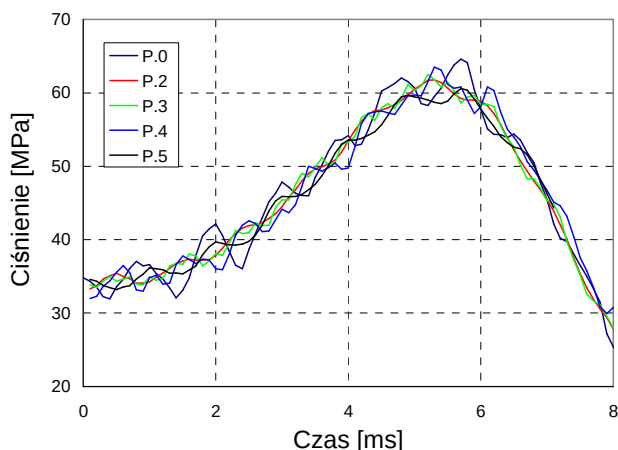


Rys.2. Model 1 – model obliczeniowy stojaka hydraulicznego [3]

Tak szczegółowy model obliczeniowy stojaka, pomimo zastosowania lokalnych zagęszczeń siatki wyłączenie w miejscach przytwierdzenia przyłączy, utworzony został łącznie z 56226 elementów skończonych. Ze względu na dużą liczbę elementów i objętości skończonych, spośród których najmniejszy charakteryzował wymiar długości krawędzi elementu, wynoszący 2,8 mm, należało zmniejszyć krok czasowy analizy, co z kolei wydłużyło znacznie całkowity czas obliczeń. Rozwiązanie zadania symulacji komputerowej dynamicznego zjawiska trwającego 20 ms otrzymano po ponad 4 godzinach. Na rysunku 4 przedstawiono wyniki symulacji komputerowej, w postaci przebiegów czasowych ciśnienia, w wybranych komórkach modelu przestrzeni podtłokowej stojaka – oznaczonych na rysunku 3 symbolami P0, P.2 ÷ P.5.



Rys.3. Schemat rozmieszczenia komórek „przestrzeni Eulera”, z których odczytano obliczone wartości ciśnienia [3]



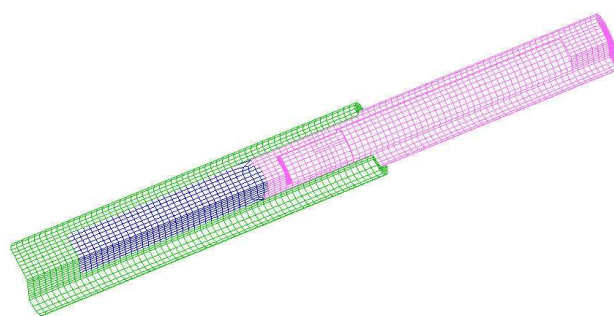
Rys.4. Przebiegi czasowe ciśnienia w przestrzeni podłokowej stojaka [3]

Analiza wyników symulacji komputerowej wykazała, iż w rozpatrywanym przedziale czasowym, od 0 do 6 ms, przebiegi czasowe ciśnienia medium roboczego w przyłączy zasilającym (P.3), przyłączy zaworu upustowego (P.4), w dnie spodnika (P.2) i pod tłokiem stojaka (P.5) są pod względem jakościowym porównywalne [4].

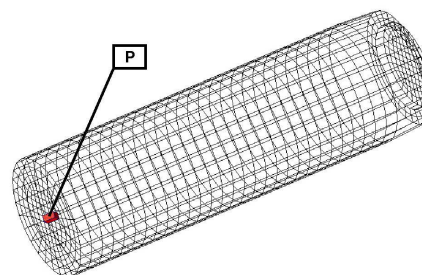
Na podstawie powyższych wyników założono, iż podczas analizy numerycznej wartość ciśnienia medium roboczego w całej „przestrzeni Eulera” jest taka sama. Zatem odczyt ciśnienia można dokonać w dowolnej komórce przestrzeni podłokowej stojaka.

Mając na uwadze powyższe założenie upraszczające w kolejnym modelu dyskretnym stojaka pominięto przyłącza, decydując się na odczyt obliczonej wartości ciśnienia w jednej z objętości skończonych, umieszczonej w „przestrzeni Eulera” na dnie modelu spodnika (rys. 6). Zmodyfikowany model stojaka hydraulicznego poddano kolejnym uproszczeniom, polegającym na wyeliminowaniu szczegółów konstrukcyjnych, takich jak: sfazowania, podtoczenia, itp. Dzięki tym zabiegom model MES stojaka (model 2), przedstawiony na rysunku 5, utworzono z 16694 elementów i objętości skończonych. Rozwiązanie zadania symulacji komputerowej zjawiska trwającego 20 ms otrzymano po 46 minutach.

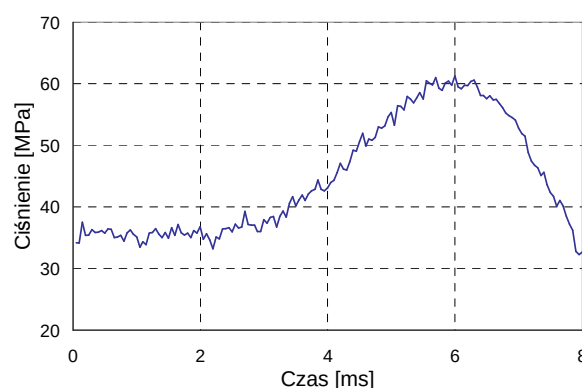
Wyniki symulacji komputerowej w postaci przebiegu czasowego ciśnienia w przestrzeni podłokowej stojaka przedstawiono na rysunku 7.



Rys.5. Model 2 – model obliczeniowy stojaka hydraulicznego [2]



Rys.6. Oznaczenie komórki „przestrzeni Eulera”, z której odczytano obliczone wartości ciśnienia [2]

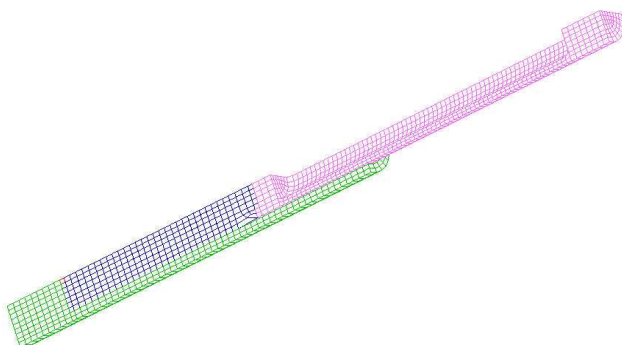


Rys.7. Przebieg czasowy ciśnienia w przestrzeni podłokowej stojaka [2]

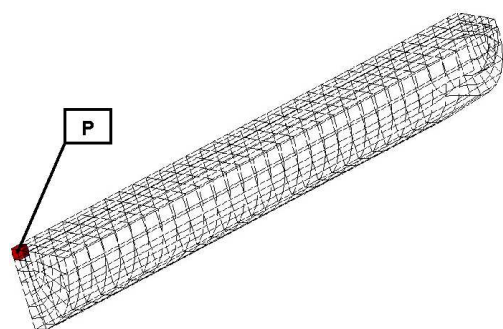
Ponieważ model MES stojaka hydraulicznego (model 2, rys. 5), wykorzystany w poprzednim zadaniu numerycznym, ma postać bryły osiowosymetrycznej, istnieje możliwość zamodelowania tylko czwartej części stojaka, z uwzględnieniem warunków symetrii. Model osiowosymetryczny stojaka (model 3), przedstawiony na rysunku 8, utworzono z 4472 elementów i objętości skończonych, co w efekcie spowodowało, że rozwiązanie zadania symulacji komputerowej zjawiska trwającego 20 ms otrzymano po 7 minutach. Na rysunku 10 przedstawiono wyniki symulacji komputerowej w postaci przebiegu czasowego ciśnienia, wyznaczonego w komórce „przestrzeni Eulera” umieszczonej na dnie spodnika (rys. 9).

W tabeli 1 zestawiono maksymalne wartości ciśnienia medium roboczego w przestrzeni podłokowej oraz maksymalne wartości zsuwu stojaka, otrzymane w wyniku obliczeń numerycznych z wykorzystaniem opisanych wyżej modeli 1, 2, i 3. W przypadku modelu 1 maksymalną wartość ciśnienia medium roboczego

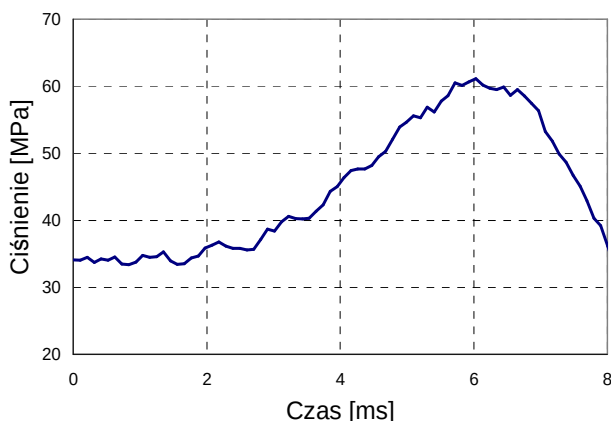
uzyskano na podstawie przebiegu czasowego wartości średniej ciśnienia w punktach P.0, P.2 ÷ P.5, wyznaczonej w kolejnych chwilach czasowych.



Rys.8. Model 3 – model obliczeniowy stojaka hydraulicznego [2]



Rys.9. Oznaczenie komórki „przestrzeni Eulera”, z której odczytano obliczone wartości ciśnienia [2]



Rys.10. Przebieg czasowy ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka [2]

Analiza wyników zestawionych w tabeli 1 wykazuje, iż w porównaniu z modelem nr 1 zastosowane uproszczenia geometryczne w modelach nr 2 i 3, wpływają nieznacznie na wyznaczone maksymalne wartości ciśnienia medium roboczego i zsuwu stojaka, uzyskano jednak znaczące skrócenie czasu obliczeń.

W celu zweryfikowania poprawności wykonania modelu nr 3 stojaka hydraulicznego, charakteryzującego się największym stopniem uproszczenia geometrycznego i tym samym najkrótszym czasem obliczeń numerycznych, przeprowadzono badania stanowiskowe obiektu rzeczywistego obciążonego dynamicznie.

3. Weryfikacja doświadczalna modelu nr 3

Badania doświadczalne wykonano na stanowisku badawczym w laboratorium ITG KOMAG, gdzie dynamiczne oddziaływanie górotworu na stojak symulowane jest za pomocą energii pochodzącej ze spalania materiału wybuchowego typu miotającego [5].

Weryfikacja zgodności modelu dyskretnego stojaka z obiektem rzeczywistym polegała na porównaniu przebiegów czasowych zsuwu stojaka oraz ciśnienia medium roboczego, uzyskanych podczas pomiarów wykonanych na stanowisku, z wynikami symulacji komputerowej.

Obciążenie zewnętrzne działające na model stojaka, zgodne z obciążeniem realizowanym podczas badania laboratoryjnego, uzyskano wyznaczając przebieg czasowy prędkości tłoka generatora, na podstawie zarejestrowanego przebiegu czasowego przemieszczenia tego elementu [1].

Porównanie przebiegów czasowych zarejestrowanych w trakcie badań stojaka z przebiegami czasowymi uzyskanymi w wyniku obliczeń numerycznych przedstawiono na rysunkach 11 i 12.

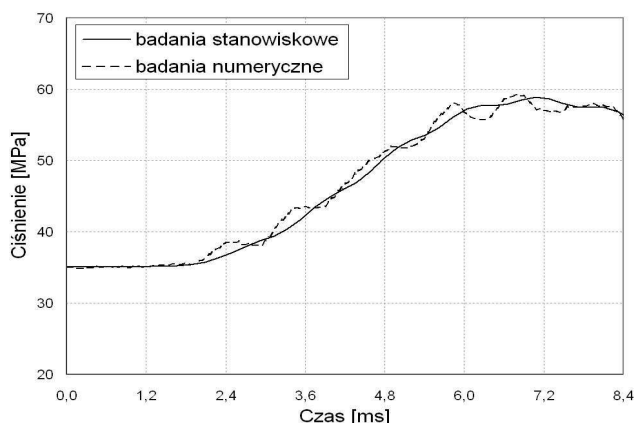
Ogólnym miernikiem zgodności wyników symulacji komputerowej z rzeczywistym przebiegiem czasowym rozpatrywanej wielkości jest współczynnik korelacji. Korelacyjną zależność liniową, pomiędzy ciśnieniem medium roboczego uzyskanym za pomocą modelu 3 stojaka a ciśnieniem zarejestrowanym w trakcie badań, dla rozpatrywanej próby charakteryzuje współczynnik

Zestawienie wyników obliczeń numerycznych

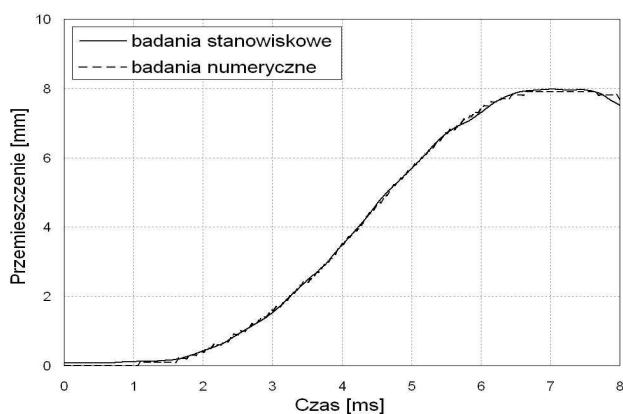
Tabela 1

	Początkowe ciśnienie medium roboczego [MPa]	Maks. ciśnienie medium roboczego [MPa]	Zsuw stojaka [mm]	Liczba elementów skończonych	Czas obliczeń [min]
Model 1	35,00	60,84	9,1	56 226	253
Model 2	35,00	61,12	9,2	16 694	46
Model 3	35,00	61,13	9,4	4 472	7

korelacji wynoszący 0,981. W przypadku zsuwu stojaka współczynnik korelacji wynosi 0,995. Zatem w obu rozpatrywanych próbach liniowe zależności korelacyjne są więc bardzo silne.



Rys.11. Przebiegi czasowe ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka [2]



Rys.12. Przebiegi czasowe zsuwu stojaka [2]

Uwzględniając górną granicę przedziału najbardziej prawdopodobnych wartości ciśnienia medium roboczego uzyskanych w badaniach stanowiskowych, wynikająca z równania regresji stwierdzono, że błąd zgodności modelu 3 stojaka z obiektem rzeczywistym w odniesieniu do maksymalnej wartości ciśnienia w przestrzeni podtłokowej wynosi 4,49%. W przypadku maksymalnych wartości zsuwu stojaka, błąd zgodności modelu 3 stojaka z obiektem rzeczywistym wynosi 4,41%.

4. Podsumowanie

Z analizy danych przedstawionych w tabeli 1 wynika, że zastosowane uproszczeń w budowie modelu

w niewielkim stopniu wpływa na wyniki obliczeń (maksymalne wartości ciśnienia medium roboczego i zsuwu stojaka). Jednakże wprowadzone uproszczenia geometryczne wyraźnie wpłynęły na zmniejszenie liczby stopni swobody, a co za tym idzie na znaczne skrócenie czasu wykonywanych obliczeń numerycznych.

Przeprowadzona weryfikacja doświadczalna modelu 3 stojaka (o największym stopniu uproszczenia geometrycznego) wykazała, że w odniesieniu do maksymalnych wartości porównywanych wielkości fizycznych maksymalny procentowy błąd zgodności ma wartość mniejszą niż 4,5%. W związku z tym stwierdzono, że model nr 3 charakteryzuje się wystarczającą zgodnością z obiektem rzeczywistym, w odniesieniu do przebiegów czasowych: ciśnienia medium roboczego i zsuwu stojaka.

Literatura

1. Mazurek K., Szveda S.: Wykorzystanie wyników pomiarów przemieszczenia głowicy generatora obciążenia dynamicznego do weryfikacji modelu MES stojaka. *Masz. Gór.* 2007 nr 2 s. 3-11.
2. Mazurek K., Szveda S.: Wpływ parametrów akumulatora gazowego na wielkości charakteryzujące zmianę ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka hydraulicznego. *Prace Naukowe - Monografie CMG KOMAG* nr 28, Gliwice 2008 s. 1-97.
3. Mazurek K., Szyguła M., Madejczyk W.: Obciążenie dynamiczne stojaka hydraulicznego. *Laboratoryjna weryfikacja badań symulacyjnych. Hydraulika Pneumatyka* nr 2/2006, s. 24 29.
4. Szveda S.: Identyfikacja parametrów charakteryzujących obciążenie sekcji obudowy zmechanizowanej spowodowane dynamicznym oddziaływaniem górotworu. *ZN. Pol. Śl.* nr 1648, s. Górnictwo z. 259, Gliwice 2004 r.
5. Sprawozdanie nr 1/DLB-2/2005, Badania stojaka hydraulicznego według rysunku W33.031/1 pod obciążeniem dynamicznym. *Laboratorium Badań CMG KOMAG*, styczeń 2005. (nie publikowane).

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2011 r.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Predykcja uszkodzeń maszyn w oparciu o modele matematyczne zmęczenia materiałów oraz wyniki monitoringu

Streszczenie

W artykule przedstawiono koncepcję systemu predykcji stopnia uszkodzenia elementów maszyn wspomaganej obliczeniami numerycznymi. Ideą proponowanego rozwiązania diagnostycznego maszyny jest połączenie metod modelowania matematycznego uszkodzeń z systemem pomiarowym. Zidentyfikowano i opisano elementy składające się na metodę oceny stopnia uszkodzenia elementów maszyn. Proponowany system estymacji czasu życia elementów maszyny, umożliwia ocenę zużycia, w dowolnym okresie eksploatacji maszyny. Identyfikacja stopnia uszkodzenia oparta na modelach matematycznych, ze względu na jawną informację o stanie obciążenia dynamicznego maszyny, uwzględnia wpływ zmienności warunków eksploatacji na szybkość powstawania uszkodzenia.

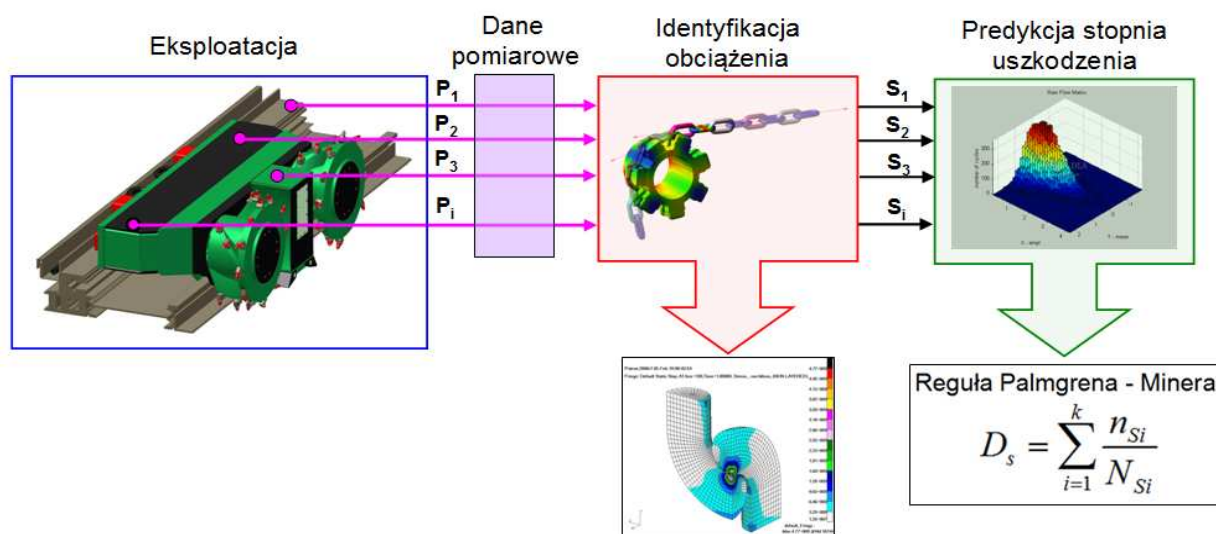
Summary

A concept of the system for prediction of degree of damages to the machine components, aided by numerical calculations, was presented in the paper. Combination of methods of mathematical modelling of damages with the measuring system is the idea of suggested diagnostic solution of the machine. Components of the method for assessment of degree of damage to the machine components were identified and described. Suggested system for estimation of life of machine components enables assessment of wear at any time of machine operation. Identification of degree of damage, based on mathematical models, due to explicit information about dynamic load of the machine, includes impact of changeability of operational conditions on failure growth.

1. Wprowadzenie

Znaczna grupa elementów maszyn funkcjonuje w warunkach obciążeń zmiennych, które mogą doprowadzić do pęknięcia elementu i zniszczenia całej maszyny, powodując zarówno poważne straty ekonomiczne, jak i społeczne. W celu uniknięcia takich zdarzeń prowadzone są liczne badania nad zjawiskiem zmęczenia materiału, których rezultatem są algorytmy pozwalające oszacować trwałość zmęczeniową elementów konstrukcyjnych. Występowanie niejednorodnych pól naprężeń w elementach maszyn w dużym stopniu

komplikuje proces obliczeniowy wyznaczania trwałości zmęczeniowej. Skomplikowane kształty elementów maszyn, a często sam sposób ich obciążenia, powoduje powstawanie w materiale obszarów o niejednakowych wartościach naprężeń, a tym samym o różnym stopniu wyłączenia zmęczeniowego [2]. Zastosowanie nowoczesnych metod komputerowych mechaniki ciał stałych (np. metody elementów skończonych) umożliwia poznanie stanu wyłączenia w zależności od obciążenia zmiennego, dla dowolnych cech konstrukcyjnych elementów maszyn.



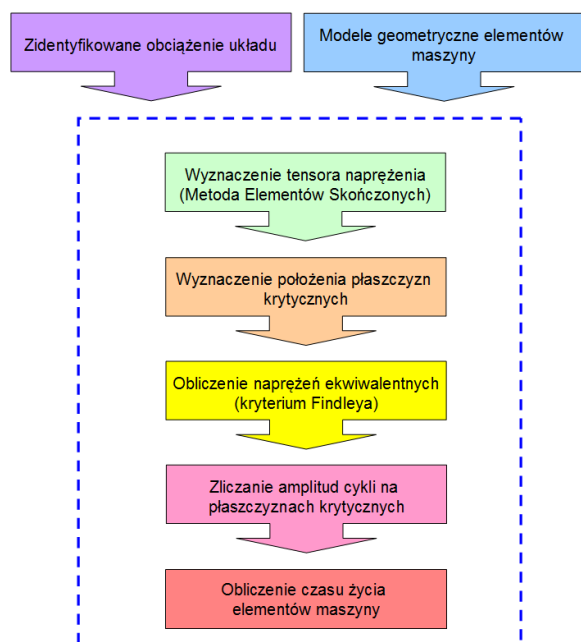
Rys.1. Założenia metody estymacji czasu życia elementów maszyny [5]

Obserwowany w ostatnich latach wzrost zainteresowania zastosowaniem systemów diagnostycznych w maszynach roboczych powoduje, że informacja o ich właściwościach dynamicznych stała się jawna. Znajomość stanu dynamicznego i struktury maszyny pozwala opisać jej zachowanie, a także umożliwia budowanie modeli prognostycznych zużycia, opartych o model wzrostu symptomów stanu technicznego.

Wzajemne połączenie nowatorskich algorytmów szacowania trwałości zmęczeniowej, metod numerycznych określających stan wytężenia elementów maszyny oraz danych pomiarowych z systemów diagnostycznych, umożliwia osiągnięcie efektu synergii w procesie wnioskowania o stanie technicznym maszyny. System predykcji stopnia uszkodzenia wspomagany symulacjami komputerowymi, w porównaniu do istniejących systemów diagnostyki (np. wibrodiagnostyki) umożliwia ocenę stanu technicznego w dowolnej chwili czasowej cyklu życia maszyny, a nie tylko informuje o możliwości wystąpienia awarii. Na rysunku 1 przedstawiono założenia do metody oceny stopnia uszkodzenia elementów maszyny.

W przedstawionej na rysunku 1 metodzie szacowania stopnia zniszczenia zmęczeniowego elementów maszyny można wyróżnić następujące bloki funkcyjne: pozyskiwanie danych pomiarowych, identyfikację obciążeń dynamicznego i tensora naprężenia w dowolnym punkcie analizowanego elementu oraz algorytmu wyznaczania stopnia uszkodzenia bazującego na modelu matematycznym wieloosiowego zmęczenia materiałów.

2. Metoda oceny stopnia uszkodzenia elementów maszyn i urządzeń



Rys.2. Ogólny schemat metody oceny stopnia uszkodzenia elementów maszyn i urządzeń [5]

Opracowana metoda składa się z siedmiu etapów, w ramach których realizowane są szczegółowe zadania. Ogólny schemat metody oceny stopnia uszkodzenia elementów maszyn i urządzeń przedstawiono na rysunku 2.

Poniżej, scharakteryzowano poszczególne bloki funkcyjne należące do ww. metody.

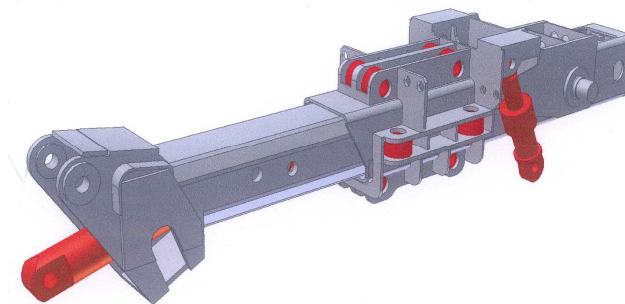
2.1. Modele geometryczne elementów maszyny

Proces projektowo-konstrukcyjny jest realizowany na drodze wspomagania komputerowego CAD, gdzie tworzone są sparametryzowane modele geometryczne 3D.

Pojęcie parametryzacji w systemach CAD najogólniej polega na:

- powiązaniu modelu geometrycznego z wymiarami (zmiana wymiaru modyfikuje model),
- możliwości zapisu wymiaru w postaci parametru (symbolu),
- możliwości powiązania jednego parametru z innymi,
- możliwości stosowania tzw. więzów.

Rozróżnia się więzy geometryczne, wymiarowe i parametryczne. Więzy mogą być stosowane na różnych etapach tworzenia modelu geometrycznego, tj. szkicu, części, zespołów. Na rysunku 3 przedstawiono parametryczny model CAD, na przykładzie wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej.



Rys.3. Model geometryczny wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej [2]

2.2. Zidentyfikowane obciążenie układu

W celu identyfikacji stanu naprężenia w poszczególnych elementach maszyny, niezbędna jest ciągła identyfikacja obciążeń dynamicznych działających na maszynę. Zadanie to można zrealizować wykorzystując sworznie pomiarowe. Idea proponowanej metody polega na wykorzystaniu tzw. technik odwrotnych do identyfikacji stanu dynamicznego maszyny. Na podstawie pomiarów wielkości fizycznej tj. odkształceń w sworzniach pomiarowych wyznacza się taki stan obciążenia maszyny, aby różnica pomiędzy wartością zmierzoną a wyliczoną dążyła do zera.

2.3. Wyznaczenie tensora naprężenia

W celu wyznaczenia trwałości zmęczeniowej elementu maszyny zakłada się przeprowadzenie obliczeń wytrzymałościowych, które pozwalają na uzyskanie pełnej informacji o stanie naprężenia, jaki powstaje pod wpływem działania obciążeń eksploatacyjnych. Znajomość tensora naprężenia w elementach maszyny:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix}$$

gdzie:

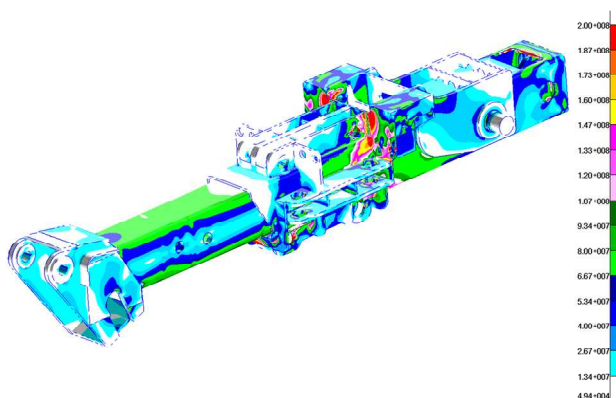
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ - składowe normalne,

$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ - składowe ścinające,

jest podstawą do oceny stopnia ich uszkodzenia. Uzyskane informacje o wartości i rozkładzie stanu naprężenia umożliwiają wytypowanie tych obszarów konstrukcji, które powinny być z uwagi na poziom naprężeń szczególnie monitorowane.

W celu identyfikacji tensora naprężenia zastosowano komputerową metodę mechaniki ciał stałych (metoda elementów skończonych). Obliczenia MES wykonano w oparciu o program komercyjny MSC/Nastran oraz darmowe środowisko programowe CalculiX.

Na rysunku 4 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych wyliczonych z wykorzystaniem hipotezy Hubera-von Misesa na przykładzie wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej.



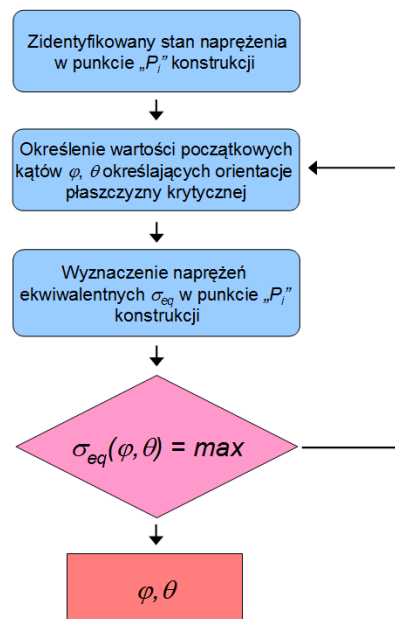
Rys.4. Mapa naprężeń zredukowanych teleskopowego ładowarki górniczej [2]

2.4. Wyznaczenie położenia płaszczyzn krytycznych

W celu wyznaczenia stopnia uszkodzenia elementów maszyn, niezbędną informacją jest znajomość stanu naprężenia w każdym punkcie konstrukcji. Tensor naprężenia wyznacza się za pomocą badań symulacyjnych, z wykorzystaniem metody elementów skończonych, (rys. 4). Ze względu na to, że elementy konstrukcji często są poddane złożonym stanom naprężeń i odkształceń, analiza zmęczenia wieloosiowego wymaga zrozumienia trójosiowego stanu naprężeń i odkształceń. Generalnym celem kryteriów opartych na

koncepcji płaszczyzny krytycznej jest redukcja wieloosiowego stanu naprężenia do ekwiwalentnego, jednoosiowego stanu naprężenia [5]. W celu określenia równoważnego jednoosiowego naprężenia w dowolnym punkcie konstrukcji wymagane jest określenie położenia płaszczyzny krytycznej, w której naprężenia równoważne osiągają wartość maksymalną.

W celu identyfikacji orientacji płaszczyzny krytycznej, w dowolnym punkcie elementu maszyny, opracowano algorytm przedstawiony na rysunku 5.



Rys.5. Algorytm wyznaczania orientacji płaszczyzny krytycznej w dowolnym punkcie konstrukcji [5]

2.5. Obliczenie naprężeń ekwiwalentnych – kryterium Findleya

W 1957 roku Findley [1] wysunął postulat, że główną przyczyną zmęczenia materiału jest zmienne naprężenie styczne, przy udziale naprężeń normalnych w płaszczyźnie krytycznej. Na podstawie ww. postulatu Findley zaproponował liniowy związek naprężenia normalnego σ_n w płaszczyźnie krytycznej z dopuszczalnym zmiennym naprężeniem stycznym $\tau_{ns,c}$ dla danej liczby cykli do zniszczenia, w następującej postaci [7]:

$$\tau_{ns,c} = f - k\sigma_n$$

gdzie: f, k są stałymi materiałowymi.

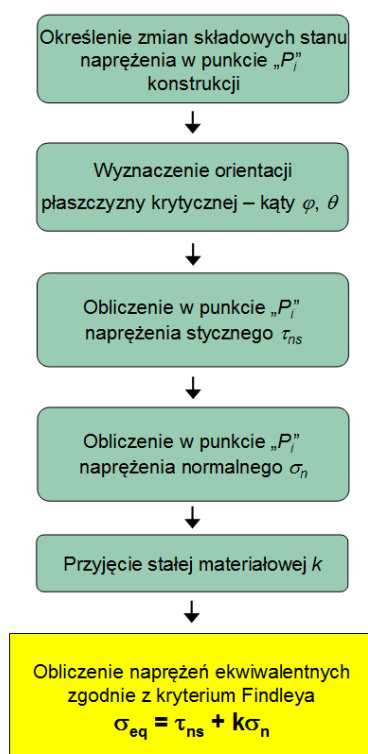
Płaszczyzną krytyczną jest płaszczyzna, dla której suma naprężenia stycznego τ_{ns} i normalnego σ_n ze współczynnikiem k osiąga wartość maksymalną. Parametr k jest wyznaczany na podstawie dodatkowych badań eksperymentalnych. Kryterium to zostało opracowane i przetestowane przez Findley'a [1] dla proporcjonalnego cyklicznego zginania ze skręcaniem. Tak wyznaczone naprężenie ekwiwalentne jest wykorzystywane do obliczenia liczby cykli do zniszczenia przy użyciu charakterystyki zmęczeniowej zapisanej równaniem [7].

$$\tau_{eq,a} = \tau_{ns,a} = \tau_{af} \left(\frac{N_\tau}{N_f} \right)^{(1/m_\tau)}$$

gdzie:

- τ_{af} – granica zmęczenia dla wahadłowego skręcania,
- N_τ – bazowe liczby cykli do zniszczenia występujące w charakterystykach zmęczeniowych dla wahadłowego skręcania,
- N_f – liczba cykli do zniszczenia w charakterystyce zmęczeniowej,
- m_τ – wykładniki potęgowej charakterystyki zmęczeniowej dla skręcania.

W celu obliczenia naprężeń ekwiwalentnych zmiennych w czasie dla dowolnego punktu elementu maszyny, opracowano algorytm bazujący na kryterium Findley'a przedstawiony na rysunku 6.



Rys.6. Algorytm obliczenia naprężeń ekwiwalentnych dla dowolnego punktu konstrukcji [5]

2.6. Zliczanie amplitud cykli na płaszczyznach krytycznych

W przypadku nieregularnych historii obciążenia (naprężenia ekwiwalentnego zmiennego w czasie) nie jest jasne, jakie wydarzenie uznać za cykl obciążenia. W celu oszacowania trwałości zmęczeniowej części konstrukcji poddanej złożonym obciążeniom dokonuje się zazwyczaj podziału wykresu obciążeń na podcykle odpowiadające obciążeniom zmęczeniowym o stałej amplitudzie. Metody polegające na wydzielaniu owych cykli znane są jako metody zliczania amplitud cykli.

Algorytmem, który znalazł najszerze zastosowanie w analizie zmęczeniowej i został wykorzystany w oma-

wianej metodzie identyfikacji stopnia uszkodzenia elementów maszyny, jest metoda kropli deszczu (ang. *Rainflow Counting*) [4, 6].

2.7. Obliczenie czasu życia elementów maszyny

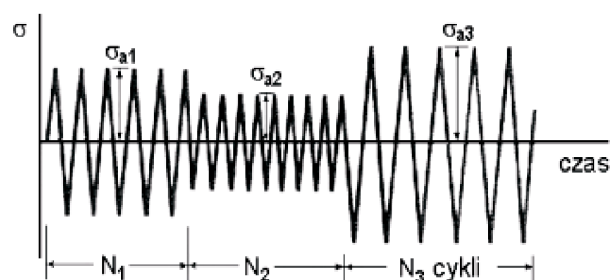
W celu estymacji czasu życia wybranych elementów maszyny zastosowano hipotezę Palmgren - Minera [7]. Reguła ta mówi, że oczekiwana wytrzymałość zmęczeniowa zostanie wyczerpana, gdy suma poszczególnych frakcji wytrzymałości zmęczeniowej osiągnie 100%.

$$\sum \frac{N_i}{N_{fi}} = 1$$

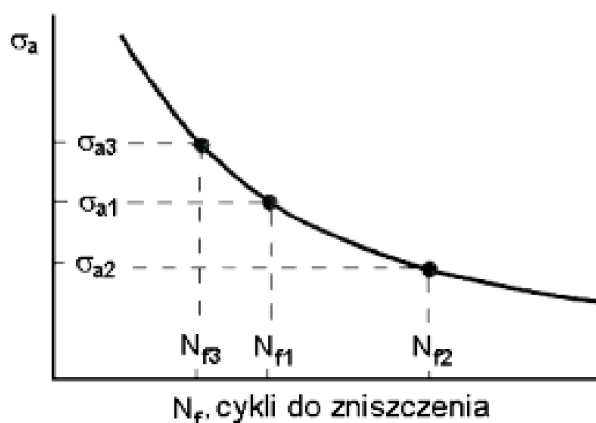
gdzie:

- N_i – liczba cykli do zniszczenia dla danego poziomu amplitudy naprężeń ekwiwalentnych,
- N_{fi} – maksymalna ilość cykli do zniszczenia dla danego poziomu amplitudy naprężeń ekwiwalentnych.

Na rysunku 7 przedstawiono przykład uporządkowanego metodą kropli deszczu przebiegu czasowego naprężenia ekwiwalentnego, do którego użyto reguły Palmgren-Minera w celu oszacowania trwałości zmęczeniowej.

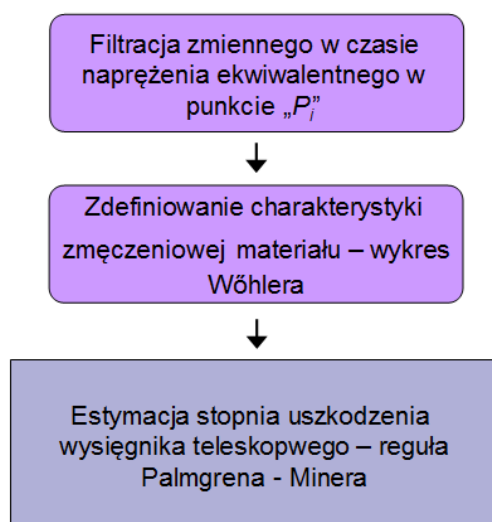


$$\frac{N_1}{N_{f1}} + \frac{N_2}{N_{f2}} + \frac{N_3}{N_{f3}} + \dots = 1$$



Rys.7. Przykład użycia reguły Palmgren - Minera dla oszacowania trwałości zmęczeniowej [7]

W celu obliczenia stopnia uszkodzenia dla dowolnego punktu elementu maszyny, opracowano algorytm przedstawiony na rysunku 8.



Rys.8. Algorytm obliczenia stopnia uszkodzenia dla dowolnego punktu konstrukcji [5]

3. Podsumowanie

W artykule przedstawiono algorytm predykcji stopnia uszkodzenia elementów maszyn wspomaganą obliczeniami numerycznymi. Ideą opracowanej metody jest połączenie metod modelowania matematycznego uszkodzeń, z danymi pomiarowymi pozyskanymi z systemu monitoringu. Zidentyfikowano i opisano elementy składające się na algorytm oceny stopnia uszkodzenia elementów maszyn. Zaletą opracowanego rozwiązania jest możliwość ciągłej identyfikacji stopnia zużycia wybranego elementu maszyny. Proponowany system estymacji czasu życia elementów maszyn, umożliwia ocenę zużycia w dowolnym okresie eksploatacji maszyny. Identyfikacja stopnia uszkodzenia oparta na modelach matematycznych, ze względu na jawną informację o stanie obciążenia dynamicznego maszyny uwzględnia wpływ zmienności warunków eksploatacji na szybkość powstawania uszkodzenia. Zaletą przedstawionej metody szacowania stanu zużycia maszyny jest możliwość inteligentnego sterowania procesem planowania remontów. Przedstawiona metoda prognozowania stopnia uszkodzenia elementów maszyny, może zna-

leżać zastosowanie w wielu obszarach gospodarki remontowej – zwłaszcza tam, gdzie szczególnie istotne jest wspomaganie decyzji dotyczących ustalania progów remontu. Przedstawiona w artykule metoda oceny stopnia uszkodzenia elementów maszyn może zostać wykorzystana m.in. w ocenie stopnia zużycia przekładni zębatych oraz łożysk maszyn górniczych.

Literatura

1. Findley W.N.: Fatigue of metals under combinations of stress. Trans Am Soc Mech Eng 79, 1957.
2. Kalita M, Wolny S.: Badania wytrzymałościowe konstrukcji wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej. KOMAG, Gliwice 2010.
3. Karolczuk A.: Nielokalne metody obliczeń zmęczeniowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole 2009.
4. Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1985.
5. KOMAG Praca badawcza: EVDLP – 11138/OR2: Opracowanie metody oceny stopnia uszkodzenia elementów maszyn i urządzeń na przykładzie wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej. Gliwice, 2010.
6. Macha E., Niesłony A.: Wieloosiowe zmęczenie losowe elementów maszyn i konstrukcji. Metoda spektralna. Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole 2004.
7. Romanowicz P: Analiza zmęczeniowa wybranych elementów maszyn pracujących w warunkach kontaktu tocznego. Rozprawa Doktorska. Politechnika Krakowska, Kraków 2009.

*Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2011 r.
Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler*

Identyfikacja obciążeń dynamicznych działających na elementy nośne tras kolejek podwieszonych

Streszczenie

W artykule przedstawiono zastosowanie numerycznych metod obliczeniowych klasy MBS (ang. Multi-Body System) do identyfikacji obciążeń dynamicznych w trasie kolejki podwieszanej, w wyniku oddziaływania przemieszczającego się zestawu transportowego. Jako stan kryterialny wybrano awaryjne hamowanie uproszczonego modelu zestawu transportowego, które charakteryzuje się gwałtownym wyzwoleniem hamulców wózka lub układu wózków hamulcowych, co w konsekwencji prowadzi do powstania przeciążeń dynamicznych w trasie. Przeprowadzono dwa warianty obliczeń. Ciągłe zwiększające się masy transportowanych materiałów oraz ostatnie zaistniałe wypadki w polskim górnictwie uzasadniają podjęcie tej tematyki.

Summary

Multi-Body System (MBS) numerical calculation method used for identification of dynamic loads of suspended monorail track in the result of transportation set action is presented in the paper. Emergency braking of the simplified model, which characterizes with sudden release of car brakes or braking cars system, what imposes dynamic loads to transportation route, was selected as the criteria state. Two variants of calculation were realized. The problem has been undertaken due to increase of transportation weights and reported accidents in the Polish mining industry.

1. Wstęp

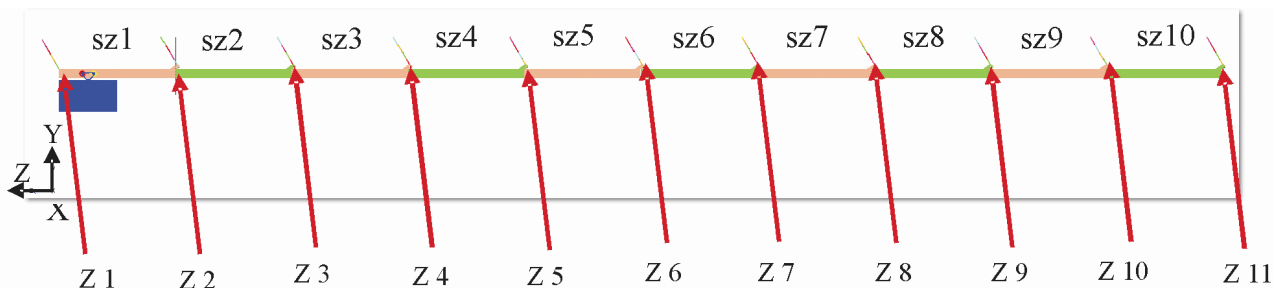
Udział wypadków, które miały miejsce na drogach transportowych, zaliczanych do tzw. transportu poziomego, wzrósł znacząco w polskim górnictwie w 2010 r., w odniesieniu do ogólnej liczby wypadków. Potwierdzają to dane statystyczne, prezentowane przez Wyższy Urząd Górniczy [1, 2]. Ostatnie wypadki w transporcie dołowym były spowodowane m.in. przez niewłaściwe formowanie mocowań i zabezpieczeń ładunków transportowanych przez kolejki spągowe i podwieszane. Niektóre z zaistniałych wypadków były skutkiem dynamicznych oddziaływań na ładunek, maszynę, człowieka oraz otoczenie (np. trasę kolejki podwieszanej).

Wyniki projektu europejskiego MINTOS [4] oraz prowadzone szkolenia pracowników Działów Przygotowania Produkcji kopalń górnictwa węglowego pozwoliły stwierdzić, iż istnieje obecnie potrzeba opracowania metody wspomagania identyfikacji sił oddziaływujących na trasę kolejek podwieszonych, podczas przejazdu wysokoobciążalnych zestawów transportowych.

Zgodnie z polskimi przepisami, obciążenia łuków podatnej obudowy korytarzowej nie mogą być większe niż 40 kN [8]. Oprócz modułowych zestawów nośnych, których nośność jest określona w Dokumentacji Techniczno-Ruchowej, pracownicy mają możliwość własnej konfiguracji zestawu nośnego. Brak dostępnych narzędzi, takich jak system wspomagania obliczeń trakcyjnych, zwiększa ryzyko popełnienia błędu oraz wydłuża czas tworzenia nowej dokumentacji układu transportu.

2. Dynamiczny model obliczeniowy trasy kolejki podwieszanej i wózka nośnego

Dostępne na rynku rozwiązania techniczne złączy szyn dla kolejek podwieszonych umożliwiają przeniesienie obciążeń statycznych o wartości 50 kN, nie przekraczając jednocześnie dopuszczalnych wartości obciążenia jednego łuku obudowy. W tym celu pojedyncze złącze mocowane jest do dwóch łuków obudowy chodnikowej. Przekroczenie tej wartości na skutek złej konfiguracji składu kolejki, bądź zaistniałej



Rys.1. Model obliczeniowy MBS trasy kolejki podwieszanej [6]

sytuacji awaryjnej, np. awaryjnego hamowania, może doprowadzić do przekroczenia dopuszczalnego obciążenia.

W celu identyfikacji przeciążeń dynamicznych oddziałujących na zaczepy i zawiesia trasy kolejki podwieszanej przeprowadzono symulację awaryjnego hamowania ładunku o masie 5 ton, na upadzie o nachyleniu 10° , z zastosowaniem metody MBS (ang. *Multi-Body System*) [9].

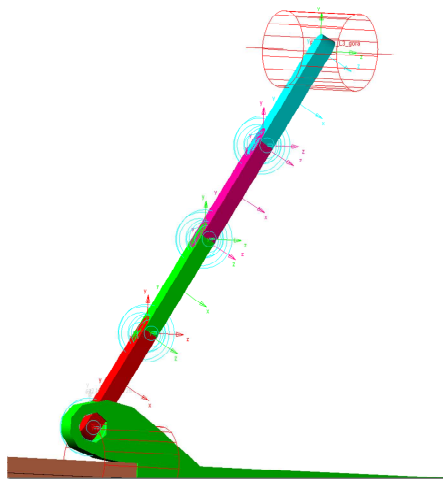
Nachylenie upadu w modelu obliczeniowym, wynoszące 10° , zostało osiągnięte poprzez odpowiednie zdefiniowanie składowych siły grawitacji. Na rysunku 1 przedstawiono numerację szyn i zawiesi, wraz z orientacją globalnego układu współrzędnych [6].

Model obliczeniowy składa się z:

- 64 brył sztywnych,
- 4 więzów obrotowych,
- 44 więzów sferycznych,
- 2 więzów przesuwnych,
- 3 więzów utwierdzających,
- 22 elementów sprężysto-tłumiących typu bushing,
- 60 modeli kontaktów.

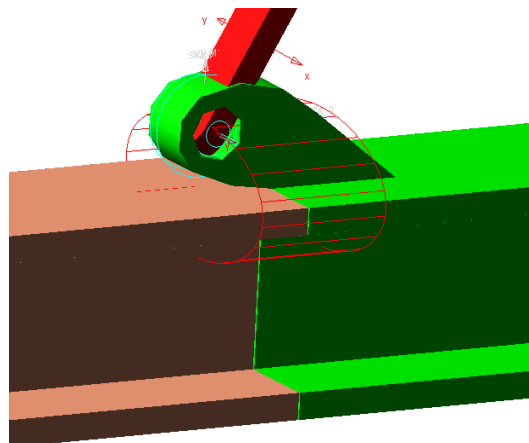
Przyjęto współczynnik tarcia pomiędzy klockami hamulcowymi, a szyną, równy 0,57. Model obliczeniowy posiada 204 stopnie swobody.

W modelu obliczeniowym łańcuchy zastąpiono połączonymi więzami sferycznymi, czterema bryłami sztywnymi typu link, rysunek 2.



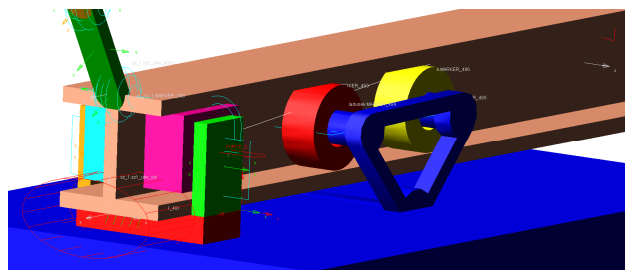
Rys.2. Model obliczeniowy łańcucha zastosowanego do zawieszenia tras [6]

Szyny połączone modelami złączy, które ustalają wzajemne przemieszczanie się sąsiadujących szyn względem siebie. W modelu obliczeniowym szyny połączone są za pomocą elementów sprężysto-tłumiących typu bushing [3], (rys. 3). Poszczególne, kierunkowe wartości sprężystości dobrano na podstawie obliczeń numerycznych MES (Metoda Elementów Skończonych) złączy KGO – 100.



Rys.3. Model obliczeniowy złącza szynowego [6]

Po szynach transportowany jest ładunek o masie 5 ton, o kształcie prostopadłościanu, połączony z wózkiem nośnym. Wózek składa się z ramy oraz czterech kół. Koła połączono z ramą za pomocą więzów obrotowych. Ramę wózka sztywno połączono z elementem typu box, reprezentującym transportowany ładunek. W celu przeprowadzenia symulacji awaryjnego hamowania na upadzie, w modelu obliczeniowym uwzględniono części wykonawcze układu hamulcowego, rysunek 4.



Rys.4. Wózek transportujący ładunek wraz z układem hamulcowym [6]

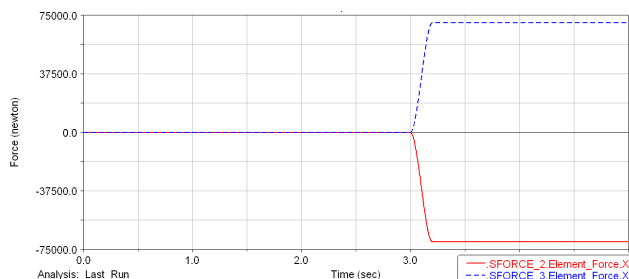
Modele klocków hamulcowych połączono więzem przesuwным z ramą, którą z kolei sztywno utwierdzono z ładunkiem.

3. Symulacja awaryjnego hamowania

Hamulce awaryjnego hamowania stosowane np. w wózkach hamulcowych kolejek podwieszonych charakteryzują się gwałtownym wyzwoleniem maksymalnej siły hamowania w czasie ok. 0,3 s. Powoduje to wystąpienie przeciążeń dynamicznych, które oddziałują zarówno na skład jak i na trasę kolejki podwieszanej, wraz z jej zawieszami. Znane są przypadki, gdy przeciążenia dynamiczne występujące podczas hamowania awaryjnego, powodowały uszkodzenia trasy np.: zerwanie zawiesi trasy kolejki, czy rozpięcie szyn.

Symulację awaryjnego hamowania podzielono na 3 fazy. W pierwszej fazie wózek nośny wraz z ładunkiem rozpędzono do prędkości 3 m/s, w czasie 1,8 s. W drugiej fazie transportowany ładunek ustabilizowano i ustalono prędkość jazdy równą 3 m/s. Czas trwania drugiej fazy wynosił 1,2 s. W fazie trzeciej przeprowa-

dzono awaryjne hamowanie. Wytracanie prędkości odbywało się poprzez wprowadzenie siły tarcia pomiędzy klockami hamulcowymi a szyną podwieszoną, aż do całkowitego zatrzymania wózka, rysunek 5.



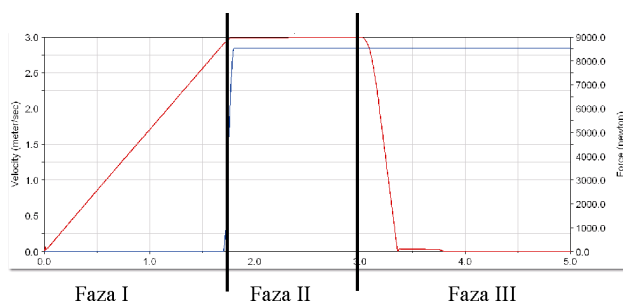
Rys.5. Wykres przebiegu sił dociskających klocki hamulcowe do szyny podwieszanej [6]

Przeprowadzono dwa warianty symulacji awaryjnego hamowania:

- wariant 1 – zawiesia trasy nie ulegają rozerwaniu,
- wariant 2 – na skutek działania przeciążeń dynamicznych, wywołanych awaryjnym hamowaniem, zawiesie Z5 ulega rozerwaniu.

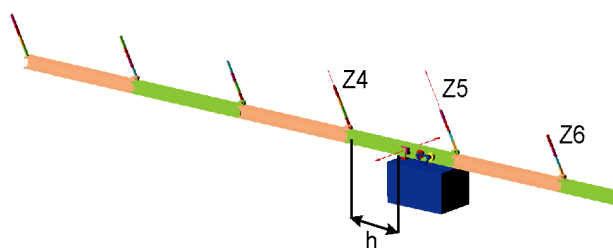
3.1. Wariant 1

W symulacji przyjęto, iż ładunek rozpędzał się swobodnie, na skutek działania siły staczania grawitacyjnego. Na rysunku 6 przedstawiono przebieg siły równoważącej siłę zsuwającą oraz wykres prędkości transportowanego ładunku. Widoczne jest ustabilizowanie prędkości w drugiej fazie, poprzez narastanie wartości siły równoważącej siłę zsuwającą.



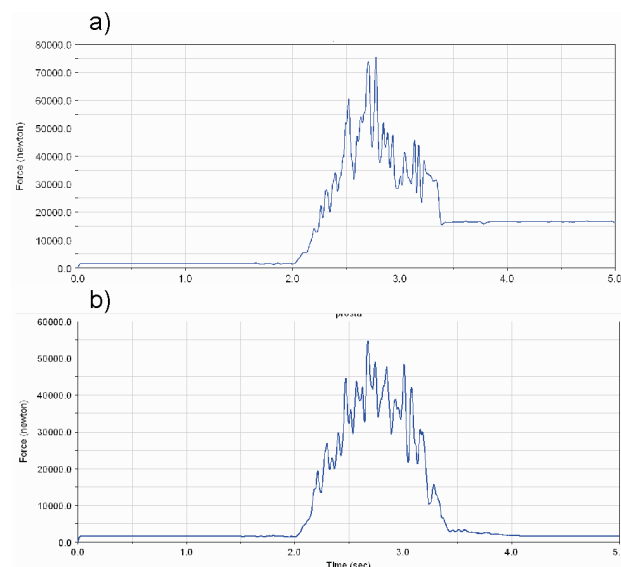
Rys.6. Wykres prędkości (linia czerwona) i siły stabilizującej prędkość równoważącej siłę staczania (linia niebieska) [6]

Na rysunku 7 przedstawiono wynik symulacji awaryjnego hamowania w wariantie 1. Długość drogi hamowania wyniosła $h = 0,67$ m. Widoczne są wektory sił kontaktowych pomiędzy klockami hamulcowymi, a szyną oraz wektory sił działających na zawiesia szyn.

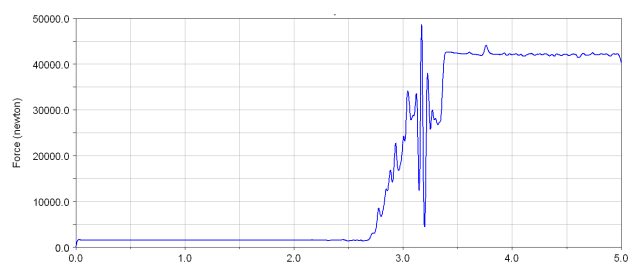


Rys.7. Wynik symulacji – wariant 1 [6]

Przebiegi sił w zawiesiach Z4 – Z6 trasy kolejki podwieszanej przedstawiono na rysunkach 8 - 10. Największe przeciążenia dynamiczne zaobserwowano w zawiesiu Z4, rysunku 8a. Na rysunku 8b dodatkowo przedstawiono wartość reakcji w utwierdzeniu Z4 podczas swobodnego zjazdu transportowanego ładunku.



Rys.8. Wartość reakcji w utwierdzeniu zawiesia Z4: a) awaryjne hamowanie b) bez hamowania [6]



Rys.9. Siła wypadkowa utwierdzenia zawiesia Z5 [6]



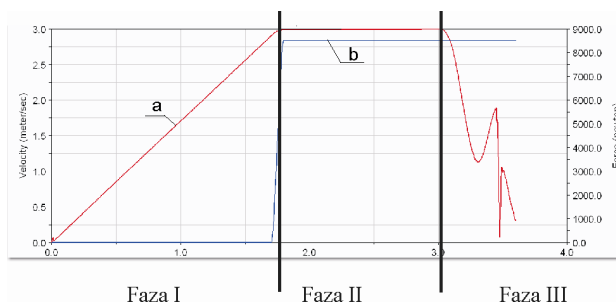
Rys.10. Siła wypadkowa utwierdzenia zawiesia Z6 [6]

W wyniku awaryjnego hamowania, wózek wraz z ładunkiem zatrzymał się na szynie numer 4. W związku z czym, po zatrzymaniu wózka nośnego i transportowanego ładunku, widoczne są niezerowe wartości reakcji w zawiesiach Z4 i Z5.

3.2. Wariant 2

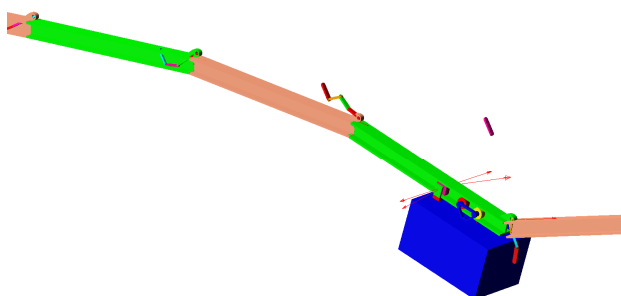
Warunki brzegowe modelu obliczeniowego w wariantie 2 były takie jak w wariantie 1. Dodatkowo wprowadzono warunek logiczny, na skutek którego, po uzyskaniu wartości siły równej 55 kN następowało rozerwanie zawiesia Z5.

Wykres prędkości transportowanego ładunku oraz przebieg siły równoważącej siłę staczania przedstawiono na rysunku 11. Widoczne są niekontrolowane zmiany prędkości ładunku po uszkodzeniu zawiesia.



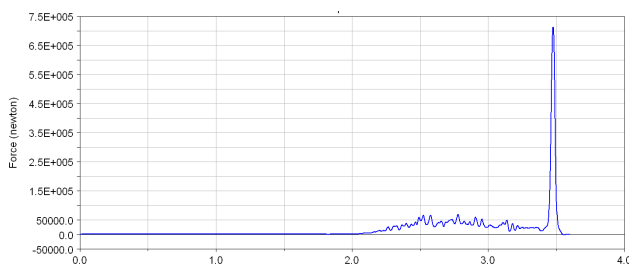
Rys.11. Wykres prędkości (a) i siły równoważącej siłę staczania (b) i stabilizującej prędkość [6]

W wyniku przeciążeń dynamicznych oraz zerwania zawiesia Z5, trasa kolejki podwieszona uległa destabilizacji (podrywanie sąsiednich szyn), rysunek 12.

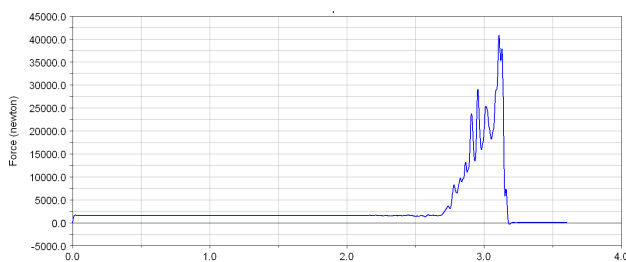


Rys.12. Destabilizacja trasy na skutek zerwania zawiesia Z5 [6]

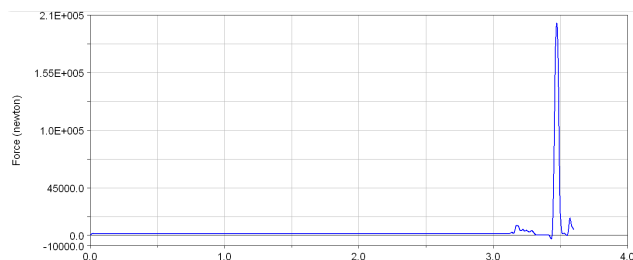
Przebiegi sił w zawiesiach Z4 – Z6 trasy kolejki podwieszona przedstawiono na rysunkach 13 - 15. Największe wartości sił wyniosły ok. 660 kN w zawiesiu Z4. W zawiesiu Z6 wartość reakcji wyniosła ok 200 kN. Tak znaczne wartości przeciążeń dynamicznych wynikają z faktu zerwania zawiesia Z5, swobodnego spadku transportowanego ładunku i jego gwałtownego wyhamowania.



Rys.13. Siła wypadkowa utwierdzenia zawiesia Z4 [6]



Rys.14. Siła wypadkowa utwierdzenia zawiesia Z5 [6]



Rys.15. Siła wypadkowa utwierdzenia zawiesia Z6 [6]

Uzyskane wartości sił w zawiesiach świadczą, iż w rzeczywistych warunkach, po zerwaniu jednego z zawiesi powstają przeciążenia powodujące uszkodzenia trasy pozostałych zawiesi i złączy trasy, co może skutkować wypadnięciem zestawu transportowego z trasy.

4. Analiza wytrzymałościowa MES zaczepek zawiesia trasy kolejki podwieszona

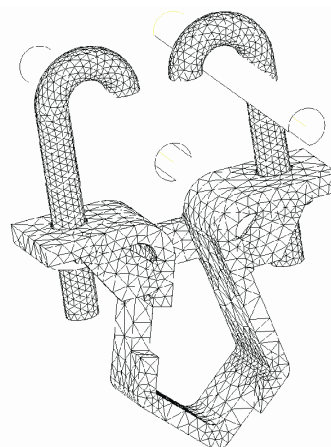
Uwzględniając otrzymane wartości sił w złączach, na podstawie wykonanej analizy MBS, przeprowadzono nieliniowe obliczenia wytrzymałościowe. Nielinowości wynikają z przyjętego sprężysto – plastycznego modelu materiału zaczepek.

Model obliczeniowy

Przyjęto następujący sprężysto – plastyczny model materiału:

- moduł Younga – 2,0511 Pa,
- liczba Poissona – 0,3,
- granica plastyczności R_e – 300 MPa.

Uwzględniono istnienie kontaktu pomiędzy zaczepek, a łukiem obudowy. Ze względów na czas obliczeń numerycznych, w modelu obliczeniowym uwzględniono symetrię obiektu rzeczywistego. W związku z tym do obliczeń przekazano tylko połowę postaci konstrukcyjnej zaczepek, rysunek 16 [7].



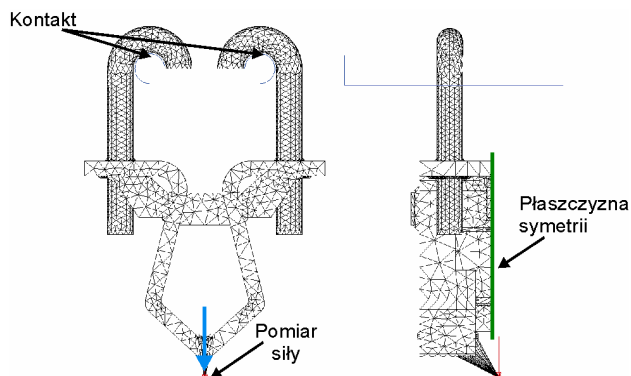
Rys.16. Siatka elementów skończonych zaczepek dla analizy nieliniowej [7]

Siatka składa się z:

- 27649 węzłów,
- 15548 elementów.

Przebieg obliczeń

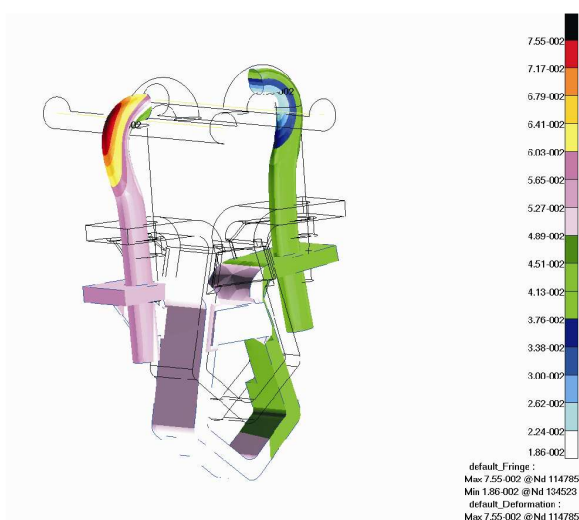
Podczas prowadzenia obliczeń numerycznych przesuwno koniec zaczepu do wartości $\Delta L=50$ mm, przy jednoczesnym monitorowaniu wartości siły w węźle nadrzędnym elementu zastępczego MPC, rysunek 17 [5].



Rys.17. Warunki brzegowe w analizie nieliniowej zaczepu [7]

Wyniki

Po uzyskaniu przemieszczenia OY równego 50 mm nastąpiła utrata nośności zaczepu związana z jego ześlizgnięciem się z profilu V obudowy łukowej, rysunek 18.

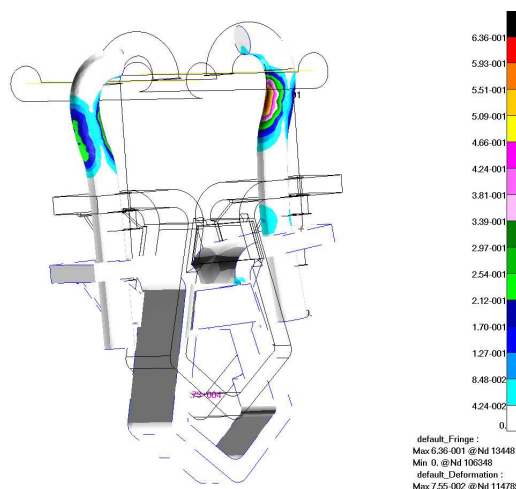


Rys.18. Mapa przemieszczeń zaczepu, rzut izometryczny [7]

Odształcenia plastyczne wystąpiły m.in. w elementach prętowych zaczepu, które „otwierały się”, powodując jego rozłączenie z obudową chodnikową (rys. 19).

Maksymalna wartość reakcji w zaczepie wyniosła 166,8 kN. Wyniki badań stanowiskowych potwierdziły, iż całkowita nośność rzeczywistych zaczepów jest wyższa [7]. Różnice w otrzymanych wynikach są związane z:

- przyjętym modelem materiału (bez umocnienia),
- wyższą granicą plastyczności,
- wyższym współczynnikiem tarcia pomiędzy zaczepem a obudową łukową,
- uproszczeniach przyjętych w modelu geometrycznym.



Rys.19. Mapa odkształceń plastycznych zaczepu, rzut izometryczny [7]

5. Podsumowanie

Transport materiałów i przewóz ludzi górnictwami kolejkami podwieszonymi jest jednym z najbardziej rozwijających się technicznych środków w systemach transportowych w górnictwie. Z drugiej strony, zwiększające się z roku na rok masy sprzętu stosowanego w wyrobiskach ścianowych (kombajny ścianowe, przenośniki zgrzeblowe, sekcje obudów zmechanizowanych), wymuszają stosowanie coraz to większych sił pociagowych, oraz zapewnienie coraz wyższych nośności. Przekłada się to na ustawiczne zwiększanie nośności zawiesi stosowanych do budowy tras kolejek podwieszonych. Większa częstotliwość przejazdów w jednym rejonie może powodować powstawanie efektów zmęzeniowych w złączach i zaczepach zawiesi tras kolejek podwieszonych, co do tej pory nie było uwzględniane w projektowaniu tras.

Awaryjne hamowanie, podczas którego następuje gwałtowne wyzwolenie hamulców, w szczególności w czasie transportu materiałów wielkogabarytowych na upadzie, powoduje powstawanie przeciążeń dynamicznych w złączach tras. Uzyskiwane wartości sił w złączach znacznie przekraczają dopuszczalne obciążenie, powodując ich plastyczne odkształcenia i w konsekwencji uszkodzenia.

Można zaobserwować dwa przeciwstawne wymagania: z jednej strony droga hamowania powinna być jak najkrótsza. Z drugiej, kontrolowane (wolniejsze) wyzwalanie hamulców obniżyłoby wartości przeciążeń, działających na trasę kolejki podwieszanej, co doprowadziłoby do poprawy warunków jej użytkowania.

Zastosowanie zaawansowanych inżynierskich systemów w obliczeniach wytrzymałościowych, już na etapie projektowania zawiesi, pozwoli na optymalizację ich konstrukcji, przy zachowaniu wymaganej nośności.

Literatura

1. Kmita P.: Statystyka wypadków w obszarze podziemnego transportu kopalnianego. Warsztaty szkoleniowe: Oparte na wiedzy kształtowanie warunków pracy w podziemnym transporcie kopalnianym. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 11.06.2010.
2. Ligęza Z.: Omówienie wniosków komisji powypadkowej z wypadków w zakładach górniczych w zakresie układów transportu kopalnianego. Warsztaty szkoleniowe: Narzędzia wspomagające kształtowanie bezpiecznych warunków pracy w transporcie podziemnym. Główny Instytut Górnictwa, 26.11.2010.
3. MD Adams R3 Release Guide. MSC.Sotware Corporation.
4. MINTOS (fundusz RFCS) – Contract no. RFCR-CT-2007-00003 Improving Mining Transport Reliability (Podniesienie niezawodności transportu kopalnianego). Okres realizacji: 07.2007 – 06.2010.
5. Patran 2010 Reference Manual. Part 3: Finite Element Modeling. MSC.Sotware Corporation.
6. Praca badawcza ITG KOMAG - Identyfikacja oddziaływań dynamicznych maszyn i urządzeń w górnym transporcie podziemnym. Gliwice 2010. Praca nie publikowana.
7. Praca badawcza ITG KOMAG - Numeryczne obliczenia wytrzymałościowe elementów maszyn i urządzeń podlegającym badaniom atestacyjnym na przykładzie zawiesi i złączy szyn kolejek podwieszonych. Gliwice 2009. Praca nie publikowana.
8. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. (Dz.U.02.139.1169 - Załącznik nr 4 Szczegółowe zasady prowadzenia ruchu w wyrobiskach, pkt. 6.11.14).
9. Wojtyra M., Frączek J.: Metoda układów wieloczłonowych w dynamice mechanizmów. Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2007.

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2011 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

Odporność cieplna hamulców maszyn wyciągowych w aspekcie zwiększenia parametrów ruchowych górnich wyciągów szybowych

Streszczenie

W artykule przedstawiono problemy związane z energią górnich wyciągów szybowych w warunkach ruchowych, warunkach specjalnych i awaryjnych. Przeprowadzono analizę eksploatowanych w kraju wyciągów szybowych oraz stosowanych w nich maszyn wyciągowych. Przedstawiona skala problemu związana z wytracaniem energii układu w trakcie hamowania maszyny hamulcem mechanicznym wiąże się z realizowanym projektem badawczo rozwojowym. W ramach projektu przewiduje się zastosowanie nowoczesnych narzędzi obliczeniowych opartych na metodzie elementów skończonych do analizy zjawisk cieplnych zachodzących w układach hamulcowych maszyn wyciągowych w trakcie hamowania. Prognozowanie zjawisk cieplnych w parach ciernych hamulców tarczowych maszyn wyciągowych pozwoli na projektowanie hamulców z uwzględnieniem wpływu temperatury na geometrię hamulca zwłaszcza w odniesieniu do coraz wyższych parametrów ruchowych górnich wyciągów szybowych.

Summary

Problems associated with energy of mining shaft hoist in operational conditions, special conditions and emergency conditions were presented in the paper. Analysis of shaft hoists that operate in Poland as well as of hoisting machines that are used in these shaft hoists was made. Scale of the problem associated with loss of energy of the system during braking with mechanical brake of machine is linked with realized R&D project. Within the project it is planned to use state-of-the-art computational tools based on the Finite Elements Methods for analysis of thermal phenomena, which take place in braking systems of hoisting machines during braking. Prediction of thermal phenomena in pairs of disc frictional brakes of hoisting machines will enable to design the brakes, including impact of temperature on geometry of brake, especially in relation to higher and higher operational parameters of mining shaft hoists.

1. Wprowadzenie

Instytut Techniki Górniczej KOMAG, przy współudziale specjalistów z Instytutu Techniki Ciepłej oraz Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej realizuje projekt badawczy rozwojowy dotyczący opracowania metody projektowania tarcz hamulcowych dla zwiększonych parametrów ruchowych. Głównym celem projektu jest opracowanie metody prognozowania zjawisk termicznych zachodzących w trakcie hamowania hamulcem maszyny wyciągowej zainstalowanej w górnym wyciągu szybowym. Zakres obiektów wytypowanych do realizacji projektu obejmuje maszyny wyciągowe górnich wyciągów szybowych, wyposażone w hydrauliczne hamulce tarczowe, w których siłowniki hamulcowe oddziałują na tarcze hamulcowe.

Podjęta w ramach realizacji projektu problematyka, ma szczególne znaczenie od momentu, gdy w maszynach wyciągowych górnich wyciągów szybowych, rozpoczęto wdrażanie wieloelementowych (segmentowych) hamulców tarczowych. Hamulce te muszą sprostać rosnącej całkowitej energii układu wyciągowego. Obecnie coraz częściej spotyka się wyciągi, których udźwig sięga 30 Mg, a czasami dochodzi do 50 Mg transportowanej nadwagi. Oprócz wzrostu ładunków transportowanych obserwuje się również wzrost

prędkości ruchu wyciągu, która coraz częściej wynosi 16 m/s i 20 m/s. Rosnące ładunki i prędkości wiążą się ze znaczącym wzrostem całkowitej energii układu wyciągowego, który w sytuacjach awaryjnych musi zostać bezpiecznie zatrzymany przez bezpośrednio oddziaływanie na tarcze hamulcowe siłowników hamulcowych działających z określoną siłą. Podczas hamowania energia będącego w ruchu układu przekształcana jest praktycznie w całości na ciepło (szacuje się, że jest to około 95% energii), które powoduje nagrzewanie tarcz hamulcowych oraz wykładzin ciernych szczęk hamulcowych. Nadmierne nagrzanie tarcz hamulcowych może spowodować ich deformację, a w konsekwencji ich uszkodzenie i konieczność zatrzymania górnich wyciągów szybowych.

Zjawiska cieplne jakie mogą występować w trakcie ruchu górnich wyciągów szybowych, a szczególnie w trakcie hamowania bezpieczeństwa analizowane są obecnie za pomocą uproszczonych metody analitycznych. W wielu przypadkach, gdy projektowane są górnice wyciągi szybowe o typowych parametrach nie ma potrzeby prowadzenia takich analiz, odnosząc się jedynie do doświadczeń opartych na eksploatowanych obiektach. W przypadku zwiększania parametrów ruchowych – wydajnościowych, konieczne jest prowadzenie stosownych analiz cieplnych mających na celu

właściwe skonfigurowanie hamulca maszyny wyciągowej. Opracowanie metody obliczeniowej do prognozowania zjawisk cieplnych w układzie hamulcowym opartej o metodę elementów skończonych jest celem realizowanego projektu badawczo-rozwojowego i stanowi podstawę analiz wytrzymałościowych tarcz hamulcowych obciążanych cieplnie.

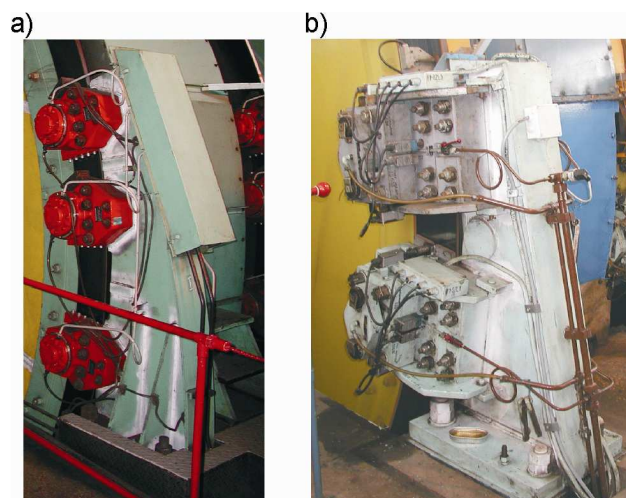
2. Analiza obiektów

W polskich kopalniach eksploatowanych jest obecnie ponad 100 maszyn wyciągowych wyposażonych w hydrauliczne hamulce tarczowe, co stanowi ponad 30% krajowych maszyn wyciągowych. Pod koniec lat 60-tych XX w. pierwszymi urządzeniami w Polsce, które wyposażone były w hamulce tarczowe były wciągarki typu HTVE-1,25 firmy ASEA. Na początku lat 70-tych uruchomiono w kraju pierwszą stacjonarną maszynę wyciągową wyposażoną w hamulce tarczowe, w szybie Karol KWK „Wesoła”. Od początku lat 90-tych ubiegłego wieku praktycznie wszystkie nowo budowane maszyny wyciągowe są wyposażane w tego typu układy hamulcowe. Hamulec ten charakteryzuje się szeregiem zalet, pośród których główną jest bardzo szeroki zakres zastosowań w aspekcie udźwigu maszyny wyciągowej.

Zakres rozwiązywanego problemu dotyczy maszyn wyciągowych wyposażonych w wieloelementowe hamulce tarczowe. Maszyny wyciągowe w zdecydowanej większości przypadków wyposażone są w dwie tarcze hamulcowe zainstalowane na skrajach linopędni. Tarcze hamulcowe zazwyczaj wykonywane są z kilku segmentów, co ułatwia ich montaż jak również zapobiega ich deformacjom. Tarcze wykonywane są zazwyczaj ze stali zwykłej jakości, sporadycznie ze stali wyższej jakości lub stali stopowych. Zespół roboczo-napędowy hamulca stanowią siłowniki (zwalniaki) hamulcowe, których docisk do tarczy hamulcowej wymuszany jest pakietami sprężyn talerzowych, a ich zwalnianie (odhamowanie) realizowane poprzez zasilenie ciśnieniem oleju dostarczonego przewodami z układu zasilającego. W krajowych maszynach wyciągowych dominują siłowniki typu BSFG-408 firmy Svendborg-Breakes (rys. 1a) oraz stanowiące ich zamiennik, siłowniki typu SH-100 produkcji ZUT Zgoda. Parametry tych siłowników są do siebie zbliżone: maksymalna siła docisku jednej szczęki hamulcowej wynosi około 76 kN lub 81 kN, a ciśnienie odhamowania siłownika wynosi około 10 MPa. W krajowych maszynach wyciągowych spotkać również można (w zdecydowanie mniejszej liczbie przypadków) siłowniki typu 8SM7622 firmy Siemens (rys. 1b), o sile docisku jednej szczęki hamulcowej 110 kN oraz ciśnieniu odhamowania około 20 MPa.

Tabela 1 zawiera zestawienie eksploatowanych w kraju maszyn wyciągowych z hamulcami tarczowymi.

Skoncentrowano się zwłaszcza na maszynach o największych mocach (nie mniejszych niż 2000 kW), co przekłada się na parametry ruchowe górniczego wyciągu szybowego.



Rys.1. Zespoły roboczo-napędowe hamulca tarczowego
a) siłowniki typu BSFG 408, b) siłowniki typu 8SM7622

Z tabeli 2 wynika, że jest kilka typowych egzemplarzy maszyn, które wykonane zostały w kilku-kilkunastu egzemplarzach. Maszyny te, stosowane są w górniczych wyciągach szybowych o głębokościach od około 500 m do około 1100 m, z udźwigami od 10 Mg do 40 Mg i prędkościami ciągnięcia pomiędzy 10 - 20 m/s.

3. Energia układu górniczego wyciągu szybowego

W trakcie hamowania maszyny wyciągowej hamulcem mechanicznym, energia tarcia w procesie hamowania będącej w ruchu maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego zamieniana jest na energię cieplną w około 95%. Pozostałe 5% energii rozpraszane jest na m.in.: energię odkształcenia, energię powierzchniową, energię procesów wtórnych, transformacje strukturalne, tribo-emisję, tribo-luminescencję, tribo-sublimację, drgania mechaniczne [3]. Istotnym zagadnieniem do rozważenia jest określenie, z jakimi wartościami energii układu górniczego wyciągu szybowego możemy mieć do czynienia. W celu oszacowania wartości energii założono 3 przypadki ruchu wyciągu:

1. Warunki ruchowe – czyli przypadki ruchu wyciągu, z określonymi prędkościami i wielkościami transportowanej nadwagi (czyli różnicy sił w linach po obu stronach linopędni) i kierunku ruchu nadwagi (tj. opuszczanie lub podnoszenie), w trakcie którego nastąpi wyzwolenie procesu tzw. hamowania bezpieczeństwa (hamowanie hamulcem mechanicznym).
2. Warunek grawitacyjnego opuszczania nadwagi.
3. Warunek swobodnego opadania nadwagi.

3.1. Warunki ruchowe

Wyznaczenie energii, w odniesieniu do warunków ruchowych, związane jest z tzw. hamowaniem bezpieczeństwa, które przewidywane jest jako stan bezpiecznego zatrzymania wyciągu podczas założonych warunków ruchu, z wartościami opóźnień hamowania jakie powinien wymusić hamulec mechaniczny, nadając określone wymaganiom przepisów opóźnienia hamowania w poszczególnych przypadkach ruchu wyciągu tj.:

- opuszczanie i podnoszenie maksymalnej nadwagi,
- opuszczanie i podnoszenie innej wartości nadwagi,
- jazda pustymi naczyniami, czyli gdy układ jest zrównoważony (nadwaga około 0 N).

W odniesieniu do wymienionych warunków ruchu określone są wartości prędkości ruchu maszyny wyciągowej i wartości transportowanej nadwagi oraz kierunku jej ruchu (podnoszenie lub opuszczanie). Prędkość ruchu wpływa bezpośrednio na wartość energii układu, a tym samym na wartość energii, która podczas hamowania zamieniana jest na ciepło. Pośrednie znaczenie na wartość tej energii ma wartość siły hamowania hamulca. Energia całkowita układu w trakcie hamowania jest sumą energii kinetycznej i potencjalnej układu i można ją zapisać jako:

$$E_c = E_k \pm E_p \quad (1)$$

gdzie:

$$E_k = \frac{M \cdot v^2}{2} - \text{energia kinetyczna układu [J]},$$

$$E_p = N \cdot s = Q \cdot g \cdot s - \text{energia potencjalna układu [J]},$$

M – całkowita masa wyciągu zredukowana na średnicę nawijania liny [kg],

v – prędkość ruchu wyciągu [m/s],

N – transportowana nadwaga [N],

Q – masa ładunku (w układach zrównoważonych) [kg],

g – przyspieszenie ziemskie [m/s²],

s – droga hamowania [m].

Po podstawieniu energii całkowitą układu można zapisać jako:

$$E_c = \frac{M \cdot v^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{N}{F - N} \right) \quad (2)$$

gdzie:

F – siła hamowania hamulcem [N].

Oprócz energii układu zamienianej na ciepło, ważną rolę odgrywa strumień ciepła generowany na styku pa-

Zestawienie maszyn

Tabela 1

L.p.	Typ maszyny	Liczba sztuk	Orientacyjna głębokość ciągnienia [m]	Wielkość ładunku [Mg]	Prędkość ciągnienia [m/s]	Liczba par siłowników/ciśnienie robocze
1	4L-5500/2×3600 4L-5000/2×3600	11 1	700 – 1100	30 lub 35 40	16 lub 10 18	16/16 18/16
2	4L-5500/2×3400	2	500 - 750	30	16	
3	4L-5000/2×2900	5	600 - 950	27 25 28	8 16 16	14/16
4	4L-4000/2800+2400	1	1020	20	14	8/16
5	4L-4250/2×2400 4L-5500/2×2400	2 1	1000	20	20	8/24 16/16
6	4L-4000/4500	1				
7	2L-6000/2×2000	5	500 - 900	22,5	16	12/16
8	4L-4250/2×1900	1	850	20	16	
9	4L-5000/3600	2	900 - 1100	17,5 16	16 13,5	8/16 12/16
10	4L-4000/2×1600	1	1000	20	14	
11	4L-4000/3000	6	750 - 1050	18 15	16 16	
12	4L-4000/2900	2	950	10	12	
13	2L-4000/2500 K-7000/2500	2 1	700 - 900	13 10	16 16	4/24
14	2L-6000/2400 2L-4800/2400 4L-4000/2400 4L-3400/2400	8 1 1 2	850 - 1050	12,5 12 10	15 12 16	8/16 6/16
15	K-7000/2×1350	1	550	12	16	(1 tarcza)
16	2L-5000/2000 2L-6000/2000 K-6000/2000	10 1 1	700 - 1000	12	10	
17	Pozostałe maszyny o niższych parametrach					

ry ciernej, czyli wykładziny hamulcowej i tarczy. Wartość tego strumienia zależna jest od „mocy” tarcia, która przy stałej wartości siły hamowania maleje wraz z malejącą w czasie prędkością układu w trakcie hamowania,

$$P(t) = F \cdot v(t) \quad (3)$$

przyjmując maksymalną wartość na początku hamowania wynoszącą:

$$P_{\max} = F \cdot v_{\max} \quad (4)$$

Zgodnie z wymaganiami normy PN-G-46206 „Odporność cieplna hamulców tarczowych maszyn wyciągowych”, należy uwzględniać warunki ruchowe, w których wystąpią dwa kolejne po sobie hamowania bezpieczeństwa. Zgodnie z tą normą, hamowanie przeprowadza się w warunkach zbliżonych do maksymalnego obciążenia cieplnego pojedynczej tarczy hamulcowej, bez ryzyka związanego z hamowaniem bezpieczeństwa opuszczanej nadwagi. Hamowanie przeprowadza się przy zrównoważonym układzie górniczego wyciągu szybowego (tj. nadwaga $N = 0$ [N]), oddziaływując hamulcem wyłącznie na jedną tarczę hamulcową. W urządzeniach wyciągowych, których prędkość nominalna jest $v_{nom} \leq 8$ m/s, występujące kolejno po sobie oba hamowania wykonuje się przy prędkości nominalnej, natomiast w urządzeniach wyciągowych, których prędkość nominalna jest $v_{nom} > 8$ m/s, pierwsze hamowanie wykonywane jest przy prędkości $v = 8$ m/s, a drugie przy prędkości $v = v_{nom}$. [5].

3.2. Warunki grawitacyjnego opuszczania nadwagi

Grawitacyjne opuszczanie nadwagi maszyny wyciągowej wiąże się z coraz powszechniej propagowanym zastosowaniem rozwiązań technicznych umożliwiających w sytuacji awaryjnej tj. braku głównego zasilania maszyny wyciągowej opuszczenia nadwagi, głównie przy prowadzeniu transportu ludzi, przy użyciu hamulca mechanicznego do najbliższego poziomu, celem wyprowadzenia ludzi z naczynia. Założeniem jest, że opuszczanie takie realizuje się z kontrolowaną prędkością ruchu około 1 m/s, a utrzymanie prędkości uzyskuje się wyłącznie przez działanie hamulca mechanicznego. W skrajnym przypadku przejęta przez hamulec energia odpowiadać będzie energii potencjalnej wyciągu tj.:

$$E_c = E_p = N \cdot H \quad (5)$$

gdzie:

N – transportowana nadwaga [N],

H – maksymalna głębokość ciągnięcia (głębokość szybu) [m],

a moc cieplna maksymalna

$$P = F \cdot v = N \cdot v = N \quad (\text{dla } v = 1 \text{ m/s}) \quad (6)$$

gdzie:

v – kontrolowana prędkość opuszczania nadwagi [m/s].

3.3. Warunki swobodnego opadania nadwagi

Swobodne opadanie nadwagi związane jest z awarią polegającą na nie działaniu napędu maszyny przy odhamowanym jej hamulcu. Wyciąg, w takim przypadku, rozpędza się pod działaniem nadwagi statycznej. Całkowita energia układu, jaka może zostać wygenerowana, a którą mógłby przejąć hamulec mechaniczny równać się może maksymalnie energii potencjalnej układu podobnie jak przy grawitacyjnym opuszczaniu nadwagi, tj.:

$$E_c = E_p = N \cdot H \quad (7)$$

Należy założyć, że hamulec zdoła zatrzymać układ, który rozpędza się pod działaniem nadwagi z przyspieszeniem „a” o wartości około:

$$a = \frac{N}{M - Q} [m/s^2] \quad (8)$$

na drodze h_1 :

$$h_1 = \frac{b \cdot H}{(M - N/g) + b} \quad (9)$$

gdzie:

b – opóźnienie hamowania w określonych warunkach przy działaniu hamulca mechanicznego w trybie hamowania bezpieczeństwa.

Następnie układ zostaje wyhamowany na drodze h_2 , w trybie hamowania bezpieczeństwa z odpowiednim opóźnieniem b , wymuszonym hamulcem mechanicznym nastawionym na określone parametry.

$$H = h_1 + h_2 \quad (10)$$

H – głębokość ciągnięcia (głębokość szybu) [m],

h_1 – droga w szybie na której układ rozpędza się grawitacyjnie pod działaniem nadwagi statycznej [m],

h_2 – droga w szybie na której układ hamowany jest hamulcem mechanicznym w trybie hamowania bezpieczeństwa [m].

Prędkość krytyczna, do jakiej rozpędzi się urządzenie (na drodze h_1), a następnie zostanie zahamowane (na drodze h_2) hamulcem mechanicznym, będzie zdecydowanie wyższa niż przy grawitacyjnym opuszczaniu nadwagi i wyniesie:

$$v_k = \sqrt{2 \cdot \frac{N}{(M - N/g)} \cdot h_1} \quad (11)$$

Maksymalna moc cieplna generowana w początkowej fazie hamowania hamulcem w warunkach swobodnego opadania nadwagi wyniesie:

$$P_k = F \cdot v_k \quad (12)$$

Maksymalne „uderzenie cieplne” jakie może się pojawić na tarczy osiągnąć może swoją maksymalną wartość, gdy początek hamowania (zadziałanie hamulca) nastąpi praktycznie w końcowej fazie rozpędzania się

wyciągu przy maksymalnej prędkości jaką wyciąg będzie mógł osiągnąć tj:

$$P_{\max} = F \cdot v_{\max} \quad (13)$$

gdzie:

$$v_{\max} = \sqrt{2 \cdot \frac{N}{(M - N/g)} \cdot H} \quad (14)$$

Jednak w tym przypadku nie można mówić o przejmowaniu energii układu przez hamulec mechaniczny a rolę tą przejmą urządzenia hamujące w wieży i rzapiu szybu. Urządzenia te nie są jednak projektowane na tak skrajne warunki awaryjne, a jedynie na parametry nominalne wyciągu, co w efekcie, w rozważanym przypadku skończy się katastrofą i poważnymi szkodami w górniczym wyciągu szybowym.

3.4. Analiza porównawcza wartości energii kilku wybranych górniczych wyciągów szybowych

W tabeli 2 zestawiono parametry 3 górniczych wyciągów szybowych, wraz z wyznaczonymi, określonymi parametrami opóźnień hamowania, opóźnień krytycznych oraz całkowitej energii układów. W tabeli 3 zestawiono parametry energetyczne oraz moc cieplną kilku-nastu górniczych wyciągów szybowych w różnych warunkach ruchowych oraz awaryjnych.

Z zestawionych w tabeli 3 danych wynika, że:

- a) w warunkach hamowania bezpieczeństwa:
- energia całkowita przyjmuje wartości w zakresie: E_c – od 30 do 90 MJ,
 - moc cieplna przyjmuje wartości w zakresie: P – od 8 do 15 MW,

Parametry wyciągów szybowych i wartości energii układu w różnych reżimach działania

Tabela 2

Parametry podstawowe wyciągu	Oznaczenia	4L-5500 2×3600	4L-5000 2×3600	2L-6000 2×2000
1	2	3	4	5
Masa naczynia	m_n	31980 kg	35000 kg	24030 kg
Masa ładunku	Q	30000 kg	40000 kg	22000 kg
Długość liny nośnej	l_n	570 m	1020 m	960 m
Masa lin nośnych	q_n	42,4 kg/m	41,0 kg/m	25,5 kg/m
Długość liny wyrównawczej	l_w	20 m	30 m	30 m
Masa lin wyrównawczych	q_w	41,2 kg/m	41,0 kg/m	25,5 kg/m
Prędkość ciągnięcia	v	16 m/s	18 m/s	13 m/s
Nadwaga statyczna	N	300000 N	400000 N	216000 N
Całkowita masa zredukowana wyciągu	M	180000 kg	260000 kg	163100 kg
Siła hamowania	F	500000 N	694000 N	453000 N
Hamowanie bezpieczeństwa - transport urobku				
Opóźnienie hamowania transport urobku	opuszczanie	1,29 m/s ²	1,32 m/s ²	1,54 m/s ²
	podnoszenie	4,60 m/s ²	4,34 m/s ²	4,18 m/s ²
Opóźnienie krytyczne transport urobku	opuszczanie	1,85 m/s ²	1,81 m/s ²	1,98 m/s ²
	podnoszenie	5,08 m/s ²	4,89 m/s ²	4,78 m/s ²
Całkowita energia układu	opuszczanie	52,5 MJ	90,3 MJ	25,6 MJ
	podnoszenie	14,7 MJ	27,5 MJ	9,4 MJ
Maksymalna moc cieplna	$P = F \cdot v$	8 MW	12,5 MW	5,9 MW
Hamowanie bezpieczeństwa - jazda pustymi naczyniami				
Opóźnienie hamowania jazda pustymi naczyniami	opuszczanie	3,53 m/s ²	3,34 m/s ²	3,31 m/s ²
	podnoszenie	3,53 m/s ²	3,34 m/s ²	3,31 m/s ²
Opóźnienie krytyczne jazda pustymi naczyniami	opuszczanie	3,55 m/s ²	3,36 m/s ²	3,39 m/s ²
	podnoszenie	3,55 m/s ²	3,36 m/s ²	3,39 m/s ²
Całkowita energia układu	opuszczanie	19,2 MJ	35,6 MJ	11,9 MJ
	podnoszenie	19,2 MJ	35,6 MJ	11,9 MJ
Grawitacyjne opuszczanie nadwagi z prędkością 1 m/s				
Całkowita energia układu		171 MJ	400 MJ	207,4 MJ
Maksymalna moc cieplna	$P_g = N \cdot v_g$	0,3 MW	0,4 MW	0,22 MW
Hamowanie bezpieczeństwa swobodnie opadającej nadwagi				
Orientacyjna energia układu		79,9 MJ	201,1 MJ	116,3 MJ
Maksymalna moc cieplna	$P_k = F \cdot v_k$	14,8 MW	27,3 MW	17,1 MW

b) w warunkach hamowania grawitacyjnego opuszczania:

- energia całkowita przyjmuje wartości w zakresie: E_c – od 100 do 400 MJ,
- moc cieplna przyjmuje wartości w zakresie: P – od 0,10 do 0,40 MW,

c) w warunkach hamowania swobodnie opadającej nadwagi:

- energia całkowita przyjmuje wartości w zakresie: E_c – od 100 do 400 MJ,
- moc cieplna przyjmuje wartości w zakresie: P – od 20 do 30 MW,
- maksymalna moc cieplna dla prędkości maksymalnej v_{max} : P_{max} – od 25 do 45 MW.

Powyższe zestawienia obrazują skalę problemu, z jakim można się spotkać w trakcie eksploatacji gór-

niczego wyciągu szybowego. W odniesieniu do warunków ruchowych wprowadza się ograniczenia, zwłaszcza prędkości, w skrajnie niekorzystnych warunkach pracy wyciągu szybowego tj. opuszczania maksymalnej nadwagi, obniżając w ten sposób całkowitą energię układu jak również moc cieplną.

W warunkach grawitacyjnego opuszczania nadwagi temperaturę tarcz hamulcowych można kontrolować, a ponadto:

- grawitacyjne opuszczanie nadwagi przewiduje się w odniesieniu do jazdy ludzi, podczas której nadwaga statyczna jest zazwyczaj zdecydowanie mniejsza,
- przemieszczenie naczyń odbywa się na krótszej drodze, do najbliższego poziomu celem ewakuacji ludzi z naczyń,

Zestawienie energii i mocy wybranych górniczych wyciągów szybowych

Tabela 3

Typ maszyny moc silników	Nadwaga [N]	Prędkość nominalna Prędkość krytyczna [m/s]	Głębokość ciągnięcia [m]	Hamowanie bezpieczeństwa		Grawitacyjne opuszczanie nadwagi		Swobodnie opadająca nadwaga hamowanie	
				E_c [MJ]	P [MW]	E_c [MJ]	P [MW]	E_c [MJ]	P [MW]
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<u>2L-6000</u> 2×2000	217650	<u>13,0</u> 38,1/54,4	960	26,22	5,79	208,94	0,22	208,94	<u>16,96</u> 24,21
<u>2L-6000</u> 2×2000	22000	<u>13,0</u> 33,4/50,4	800	27,95	5,29	171,78	0,22	171,78	<u>13,58</u> 20,49
<u>4L-5000</u> 2×3600	392000	<u>18,0</u> 40,8/61,2	1050	86,62	12,97	412,02	0,39	412,02	<u>29,40</u> 44,10
<u>4L-5000</u> 3600	173500	<u>16,0</u> 36,3/48,8	950	34,07	6,42	164,21	0,17	164,21	<u>14,59</u> 19,61
<u>2L-6000</u> 1000	100000	<u>4,0</u> 24,4/27,8	825	2,35	1,78	81,62	0,10	81,62	<u>10,84</u> 12,35
<u>2L-6000</u> 2×2000	210800	<u>12,0</u> 27,8/41,7	540	22,79	4,76	113,85	0,21	113,85	<u>11,01</u> 16,52
<u>K-7000</u> 2×1350 1 tarcza	134000	<u>16,0</u> 28,3/42,1	535	24,50	4,13	71,66	0,13	71,66	<u>7,31</u> 10,87
<u>4L-5500</u> 2×3600	312300	<u>16,0</u> 35,3/52,0	765	52,55	9,60	237,33	0,32	237,33	<u>21,20</u> 31,23
<u>4L-5500</u> 2×3600	308500	<u>16,0</u> 31,3/48,0	610	53,16	8,85	188,16	0,31	188,16	<u>17,29</u> 26,52
<u>4L-5000</u> 2×2900	269000	<u>16,0</u> 38,2/53,6	950	47,74	8,99	255,51	0,27	255,51	<u>21,48</u> 30,14
<u>4L-5500</u> 2×3600	297000	<u>16,0</u> 31,4/48,4	590	49,47	8,34	175,21	0,30	175,21	<u>16,34</u> 25,19
<u>4L-5500</u> 2×3400	300500	<u>16,0</u> 31,8/47,4	620	51,02	9,10	186,33	0,30	186,33	<u>18,08</u> 26,95
<u>4L-5500</u> 2×3600	337600	<u>20,0</u> 44,0/59,1	1120	83,96	15,14	378,07	0,34	378,07	<u>33,33</u> 44,77
<u>4L-5500</u> 2×3600	327300	<u>20,0</u> 43,2/57,1	1120	84,69	15,21	366,53	0,33	366,53	<u>32,83</u> 43,39

- c) opuszczanie może być realizowane w kilku cyklach, robiąc przerwy w celu wystudzenia tarcz hamulcowych w trakcie opuszczania,
- d) moc tarcia przekładająca się na strumień ciepła jest stosunkowo niska ze względu na niską prędkość układu.

W przypadku swobodnego opadania nadwagi przyjęta przez hamulec energia może odpowiadać energii maksymalnej układu, jednak generowany strumień ciepła wynikający z prędkości układu większej niż prędkość nominalna spowoduje znaczny przyrost temperatury powierzchniowej tarczy hamulcowej. Rozpatrywanie takiego przypadku jest może mało prawdopodobnym zdarzeniem w górnictwie wyciągu szybowym jednak nie niemożliwym (występowały tego rodzaju awarie w górniczych wyciągach szybowych).

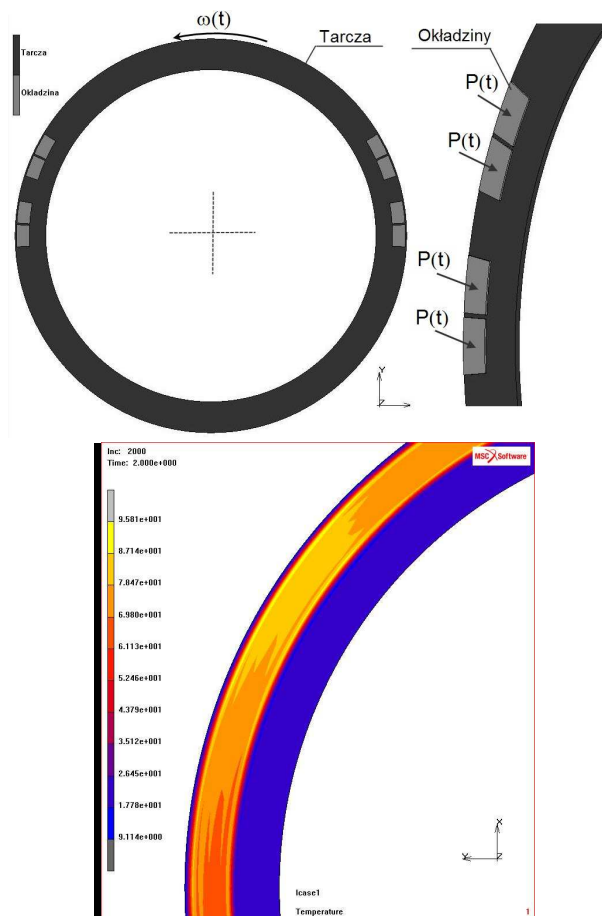
4. Zastosowanie nowoczesnych metod obliczeniowych do analiz cieplnych układów hamulcowych maszyn wyciągowych

Realizowany projekt badawczo-rozwojowy ma na celu wykorzystanie nowoczesnych narzędzi inżynierskich do prognozowania zjawisk cieplnych zachodzących w trakcie hamowania maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych oraz konfigurowania układów hamulcowych maszyn wyciągowych.

W ramach realizacji projektu prowadzone są pomiary temperatury tarcz hamulcowych na wybranych obiektach rzeczywistych. Pomiary wykonywane są przez Instytut Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej w Gliwicach za pomocą mobilnego stanowiska pomiarowego wyposażonego w wysokiej klasy kamerę termowizyjną.

Istotną część projektu stanowi etap modelowania zjawiska przy zastosowaniu oprogramowania do analiz cieplnych opartego na metodzie elementów skończonych. Wyniki prowadzonych pomiarów termowizyjnych wykorzystywane są do weryfikacji obliczeń numerycznych MES. Pod względem obliczeń numerycznych ze względu na nieliniowość, modelowanie zjawiska kontaktu jest złożone i trudne. Złożoność modelowanego zjawiska związana jest również z wielkościami geometrycznymi analizowanych elementów, co dodatkowo zwiększa czas i koszt obliczeń. W związku z tym modele obliczeniowe stosowane do analizy MES posiadają różny stopień złożoności. Początkowy model MES procesu nagrzewania tarczy hamulcowej zawierał dyskretyzowany obszar 3D tarczy oraz okładzin hamulcowych. Do dyskretyzacji modelu zastosowano 8 węzłowych elementów typu Hex8. W modelu uwzględniono warunki brzegowe związane z naciskiem $P(t)$ wywołanym przez okładziny oraz prędkością obrotową $\omega(t)$ tarczy hamulcowej. Wartości i charakter nacisku oraz prędkości ruchu określa się na podstawie danych charakteryzujących daną maszynę wyciągową i górniczy wyciąg szybowy.

Analizy obliczeniowe zjawiska, oparte na modelach przestrzennych pary cieiernej oraz zjawiskach kontaktu elementów są bardzo czasochłonne i trwają kilkanaście dni. Prowadzone są więc prace mające na celu skrócenie czasu obliczeń, tak aby możliwe było korzystanie z uzyskanych wyników w procesie projektowania tarcz hamulcowych oraz optymalizacji parametrów układu hamulcowego. Zaproponowano zastąpienie zjawiska kontaktu pomiędzy tarczą hamulcową, a okładziną cierną siłowników hamulcowych warunkiem brzegowym w postaci strumienia ciepła o wartości zmiennej w czasie. Zmodyfikowany model obliczeniowy zawiera dyskretyzowany obszar 3D tarczy z pominięciem okładzin ciernych.



Rys.2. Model obliczeniowy i przykładowe wyniki obliczeń

Specyfiką realizowanego zagadnienia związanego z hamulcami tarczowymi maszyn wyciągowych jest to, że analizowane są duże geometrycznie obiekty, nie spotykane w innych gałęziach przemysłu. Analiza numeryczna hamulca maszyny wyciągowej naraża wiele problemów ze względu na wielkość modelu obliczeniowego co przekłada się na bardzo długi czas obliczeń, a to negatywnie wpływa na praktyczność takich obliczeń. W ITG KOMAG poszukiwane są sposoby prowadzenia analizy w sposób zdecydowanie skracający czas obliczeń numerycznych, tak aby narzędzie to stało się pomocne w analizie wytrzymałościowej tarcz hamulcowych poddanych obciążeniom termicznym.

5. Podsumowanie

Projektując nową maszynę wyciągową, w oparciu o wymagania użytkownika, jakimi są m.in.: masa transportowanego ładunku, głębokość ciągnięcia, prędkość nominalna maszyny, gabaryty maszyny, można stosować różne narzędzia obliczeniowe do określenia obciążenia układu. Stosowane nowoczesne metody i narzędzia obliczeniowe pozwalają doskonalić projektowanie maszyn wyciągowych. Obecnie w poszczególnych fazach projektowania posługiwać się można:

- do wyznaczania obciążeń – modelami dynamicznymi górnictwa szybowego, dzięki którym możliwe jest wyznaczanie sił w linach w różnych warunkach ruchu, jak i stanach awaryjnych,
- do analizy wytrzymałościowych elementów maszyny – oprogramowanie oparte na metodzie elementów skończonych,
- do analiz zjawisk cieplnych i wynikających z tego analiz wytrzymałościowych – oprogramowanie oparte na metodzie elementów skończonych.

Wyniki prowadzonych prac w ramach projektu badawczego rozwojowego, pozwolą na konfigurowanie układów hamulcowych, a tym samym na projektowanie układu hamulcowego maszyny wyciągowej o coraz wyższych parametrach ruchu tj. udźwigu i prędkości ruchu.

Literatura

1. Grzegorzek W.: Analiza wpływu parametrów pracy na przebieg procesu hamowania w hamulcach maszyn wyciągowych, Politechnika Śląska 1999 r.
2. Mijał T., Zmysłowski T.: Hamulce maszyn wyciągowych. CMG KOMAG, Gliwice 1995 r.
3. Ścieszka S.F.: Hamulce cierne. Zagadnienia konstrukcyjne, materiałowe i tribologiczne. WZP-ITE Radom, 1998 r.
4. Ścieszka S.F., Żołnierz M.: Prognozowanie obciążenia cieplnego hamulca tarczowego maszyny wyciągowej metodą elementów skończonych. Międzynarodowa Konferencja „Transport Szybowy”, 09. 2007 r., CMG KOMAG
5. PN-G-46206:1997. Górnicze wyciągi szybowe. Odporność cieplna hamulców tarczowych maszyn wyciągowych.
6. Projekt badawczy rozwojowy nr N R03 0006 06/2009 pt. "Metoda projektowania tarcz hamulcowych maszyn wyciągowych w aspekcie zwiększenia ich odporności cieplnej dla zwiększonych parametrów ruchowych – wydajnościowych górniczych wyciągów szybowych". ITG KOMAG, (w trakcie realizacji).

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2011 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Mgr inż. Andrzej GAWLIŃSKI
KWK BUDRYK
Dr inż. Dariusz JASIULEK
Mgr inż. Sebastian JENDRYSIK
Dr inż. Daniel KOWOL
Michał ŁAGÓDKA
Mgr inż. Joanna ROGALA-ROJEK
Dr inż. Krzysztof STANKIEWICZ
Mgr inż. Mariusz WOSZCZYŃSKI
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

System sterowania osadzką pulsacyjną KOMAG

Streszczenie

W artykule przedstawiono opracowany w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG system sterowania osadzką pulsacyjną, z możliwością sterowania urządzeniami współpracującymi (nadawczymi i odbiorczymi). Omówiono strukturę, zasadę działania i funkcjonalność systemu sterowania osadzką pulsacyjną KOMAG. Zaprezentowano szczegółowo wszystkie funkcje realizowane przez system, w tym aplikację systemu wizualizacji, sygnalizacji i archiwizacji parametrów mierzonych, opisano funkcje graficznego panelu operatorskiego, służącego do nastaw oraz obserwacji parametrów pracy osadzarki. Przedstawiono również wyniki badań i doświadczeń z wdrażania systemu sterowania i wizualizacji pracy osadzarki pulsacyjnej w Zakładzie Przeróbki Mechanicznej Węgla, w KWK "Budryk".

Summary

Control system for pulsatory jig, with a possibility of control of cooperating equipment (feeders and receivers), which was developed at the KOMAG Institute of Mining Technology, was presented in the paper. Structure, principle of operation and functionality of control system for KOMAG pulsatory jig were discussed. All functions realized by the system, including application of system for visualization, signalization and archiving of measured parameters, were presented and functions of graphical operator panel, which is used for setting and observation of jig operational parameters, were described. Results of tests and experience from implementation of control system and visualization of operation of pulsatory jig at the Coal Processing Plant at "Budryk" Colliery were presented.

1. Wstęp

Węgiel surowy, w celu jego wzbogacenia, poddawany jest procesom przeróbczym. Wzbogacanie ma na celu ograniczenie zawartości substancji balastowych (popiół) i szkodliwych (związki siarki) oraz przygotowanie odpowiedniej klasy ziarnowej, zgodnie z oczekiwaniem odbiorcy.

Nowoczesny zakład przeróbczy musi sprostać rosnącym wymaganiom jakościowym, przy pełnym wykorzystywaniu surowca, o różnych parametrach jakościowych. Decyduje o tym prawidłowy dobór i współdziałanie wielu urządzeń. Ze względu na możliwość precyzyjnego rozdziału według gęstości ziaren, osadzarki pulsacyjne są podstawowymi maszynami wzbogacania nadaw węglowych. Zastosowane w nich nowoczesne systemy sterowania posiadają możliwość kształtowania krzywej pulsacji w szerokim zakresie. Pulsacja wody konieczna jest do realizacji procesu wzbogacania w osadzkach pulsacyjnych wywoływana jest przez kontrolowany dopływ sprężonego powietrza (robocze) oraz wody dolnej. W procesie automatycznego sterowania odbiorem produktów dąży się do zrównania ilości odprowadzanego produktu ciężkiego z jego zawartością w nadawie, na wlocie osadzarki.

Uwzględniając kluczową rolę systemu sterowania dla poprawnej pracy osadzarki, przy rosnących wraz z rozwojem układów automatyki możliwościach tworzenia rozbudowanych, efektywnych i niezbyt drogich systemów sterowania oraz posiadaną wiedzą specjalistów z Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, przy współudziale KWK „Budryk”, opracowali nowoczesny, autorski układ sterowania osadzarki pulsacyjnej KOMAG pozwalający na współdziałanie z urządzeniami współpracującymi (nadawczymi i odbiorczymi).

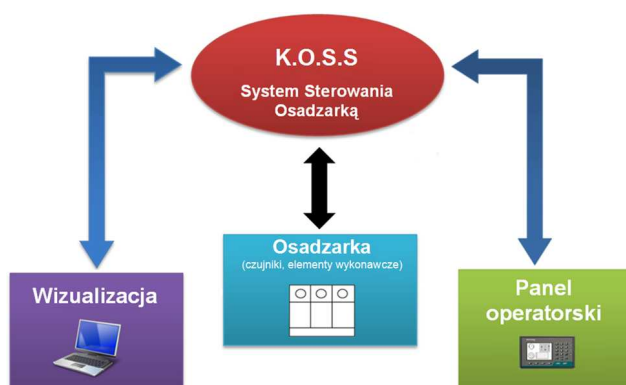
Opracowano konfigurację sprzętową systemu, jego algorytm sterowania oraz układ sterowania oparty na sterowniku PLC. Testy układu na laboratoryjnym modelu osadzarki pulsacyjnej w KOMAG-u oraz rozpoczęte w 2010 roku badania przemysłowe zrealizowano przy współpracy KWK „Budryk”.

2. Opis systemu sterowania osadzką pulsacyjną KOMAG

System sterowania osadzką pulsacyjną KOMAG posiada zaimplementowane algorytmy poszukujące optymalnego punktu pracy, w aspekcie uzyskania wysokiej skuteczności rozdziału wzbogacanego materiału,

przy jednoczesnym obniżeniu kosztów obsługi i eksploatacji wynikających ze zużycia urządzeń i energii. Zapewnia również możliwość doboru optymalnych, w aspekcie rozdziału, parametrów przepływu sprężonego powietrza wywołującego pulsacyjny ruch wody, a także automatyczne odprowadzanie ziaren produktu ciężkiego. System pozwala na monitoring pracy i kontrolę prawidłowości działania osadzarki, automatyczne awaryjne wyłączanie oraz zdalne, ręczne, sekwencyjne zatrzymywanie i uruchamianie osadzarki i urządzeń z nią współpracujących. Zastosowany algorytm sterowania zapewnia wysoką elastyczność i modyfikowalność zarówno pod względem programowym, jak i sprzętowym.

System sterowania osadzarką KOMAG jest każdorazowo dostosowywany do wymogów klienta i warunków lokalnych. Może współpracować z systemem nadawcy i odbioru oraz układem sterowania powietrzem. W przypadku zespołu kilku osadzarek współpracujących ze skolektorowanym zespołem dmuchaw powietrznych możliwa jest współpraca systemów sterowania, związana z rezerwowaniem dmuchaw i odpowiednim przesunięciem czasowym cykli pulsacji [4].



Rys.1. Struktura systemu sterowania osadzarką [2]

Strukturę systemu przedstawiono na rysunku 1. Podstawowymi elementami systemu sterowania są:

- jednostka centralna układu sterowania wykonana w oparciu o sterownik PLC, współpracująca z elementami wykonawczymi osadzarki, zbierająca dane z zainstalowanych czujników, komunikująca się z urządzeniami interfejsu operatorskiego i realizująca pętle regulacyjne i kontrolne,
- panel operatorski osadzarki, zapewniający wizualizację podstawowych parametrów procesu wzboğacania oraz wprowadzanie bieżących nastaw,
- stacja operatorska w dyspozytorni zakładu przeróbczego, wizualizująca proces i parametry maszyn.

2.1. Centralna jednostka sterująca

Centralna jednostka sterująca stanowi sterownik programowalny PLC wraz z zespołem kart wejścia/wyjścia i kart komunikacyjnych. Zapewnia on odczyt parametrów mierzonych, odbiór sygnałów indykacyjnych i przesył sygnałów sterujących do obiektu, sygnalizację

i wyłączenia alarmowe, realizację pętli regulacyjnych oraz procedur obsługi urządzeń i sekwencji przełączających wraz z komunikacją ze stacją i panelami operatorskimi.

Do podstawowych funkcji, realizowanych przez system sterowania osadzarką należą [4]:

- obsługa urządzeń wykonawczych w tym:
 - przełączanie powietrznych zaworów talerzowych, z kontrolą i alarmowaniem nieprawidłowego działania siłowników, np. w przypadku poluzowania lub blokady talerzy,
 - ustawianie przepustów oraz progów ruchomych w określonym położeniu, z blokadą ruchu przepustu w określonym kierunku, po osiągnięciu pozycji skrajnych, z kontrolą mierzonego stopnia otwarcia i sygnalizacją alarmową przy braku ruchu,
 - sterowanie zaworami regulacyjnymi stabilizującymi dopływ wody dennej oraz zaworem bocznikowym, regulującym ciśnienie w układzie zasilającym komory powietrzne z kontrolą zgodności wymaganego i uzyskiwanego położenia zaworu oraz przepływu lub ciśnienia wody, oraz z odpowiednią sygnalizacją alarmową,
 - przełączanie dmuchawy powietrznej, z sygnalizacją awarii przy braku sygnału o poprawnej pracy i ewentualnym przełączaniem dmuchaw rezerwowych, w układzie skolektorowanym, obsługującym zespół osadzarek,
 - przełączanie pompy hydraulicznej, zasilającej obiegi zaworów hydraulicznych, z sygnalizacją awarii, przy braku sygnału pracy i spadku ciśnienia,
 - kontrola położenia pływaka, z sygnalizacją nieprawidłowości, wynikających z błędnej pulsacji, lub z zatopienia pływaka, gdy ruch nie następuje mimo poprawnej pulsacji ciśnienia w komorze pulsacyjnej,
 - kontrola ciśnień powietrza, obejmująca amplitudy zmian, odniesione do ruchu pływaka oraz wartości ciśnienia w kolejnych fazach cyklu, wskazujące na poziom wody w komorze, z odpowiednią sygnalizacją alarmową,
 - regulacja temperatury oleju w układzie hydraulicznym, poprzez włączenie grzałki elektrycznej w zbiorniku oleju, lub elektromagnetycznego zaworu, odcinającego dopływ wody do chłodnicy oleju,
 - kontrola i sygnalizacja parametrów, obejmujących ciśnienie dopływu wody dennej, ciśnienie oleju w obiegu siłowników hydraulicznych, poziom oleju w zbiorniku, poziom napięcie 10 V, ciśnienie powietrza sterowniczego zaworami, przepływ nadawcy oraz stan zespołów bezpieczników i zasilaczy w szafie sterownika,
- sterowanie pulsacją, w skład którego wchodzi:

- przełączanie zaworów dopływu i odpływu powietrza do/z komór pulsacyjnych, zgodnie z zadaniem cyklem czasowym, o określonej długości cyklu, faz pauzy, opróżniania i napełniania,
- stabilizacja średniego ciśnienia powietrza w kolektorze dopływowym do zaworów pulsacyjnych, poprzez zawór boczny, poprawiająca warunki pracy dmuchawy poprzez zmniejszenie oscylacji przepływu i umożliwiającą wyłączenie pulsacji w przypadku krótkotrwałego zaniku nadawy (bez wyłączania dmuchawy),
- automatyczna korekta długości fazy napełniania i opróżniania oraz/lub korekta wartości zadanej stabilizowanego ciśnienia powietrza w kolektorze dopływowym, zmieniająca ilość powietrza wtłaczanego i usuwanego w pojedynczym cyklu pulsacji, wykonywana w przypadku nieprawidłowej amplitudy pulsacji pływaka, przy dopuszczalnych granicach zmian,
- automatyczna korekta stosunku długości fazy napełniania i opróżniania, wykonywana w przypadku nieprawidłowego średniego poziomu wody w komorze pulsacyjnej, wskazywanego przez mierniki ciśnienia, w celu zmiany ilości powietrza retencjonowanego w komorach,
- sterowanie przepustem, w skład którego wchodzi:
 - pętla regulacyjna, krokowo zmieniająca położenie przepustu w celu utrzymania zadanego położenia pływaka, najniższego lub średniego, w trakcie cyklu pulsacji, związanego zwykle z położeniem progu spustowego, zwłaszcza w przypadku stosowania progu ruchomego,
 - automatyczna korekta zadanego położenia pływaka, w funkcji symulowanych zmian zastępczej gęstości, wprowadzanych przez operatora, które w ograniczonym zakresie zastępują rzeczywistą zmianę mas obciążających pływak,
 - automatyczna korekta mierzonego położenia pływaka, w funkcji mierzonego stopnia otwarcia przepustu, przepływu wody dennej i zanurzenia pływaka względem progu spustowego, uwzględniająca skutki sił hydrodynamicznych i inercyjnych, wpływających na ruch pływaka,
 - doradztwo, dotyczące wartości wskaźników korekcyjnych, wstępnie określonych przez technologa podczas prób rozruchowych,
 - automatyczna korekta symulowanej gęstości pływaka, w przypadku rozbieżności między zadaną i mierzoną zawartością popiołu w koncentracie lub jego wartością opałową,
 - płukanie, mające na celu usunięcie ziaren blokujących przepływ i uniemożliwiających zamy-

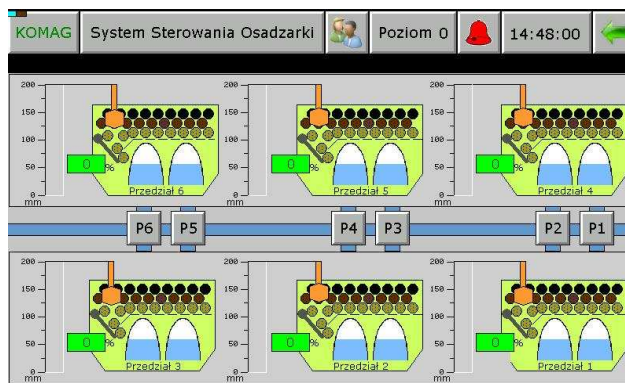
kanie przepustu, wykonywane w przypadku stwierdzenia zaburzeń zamykania, lub obejmujące kilkukrotne szybkie otwarcie i przymknięcie przepustu, z ponowną próbą zwiększonego przemykania poniżej poprzedniego położenia i sygnalizacją awarii w przypadku nieskuteczności próby,

- sekwencja wyłączania instalacji, realizowana na żądanie operatora, albo też automatycznie,
- sekwencja włączania instalacji, na żądanie operatora.

Zastosowany w przedstawionym układzie sterownik i algorytm sterowania osadzką KOMAG zapewnia wysoką elastyczność i modyfikowalność, zarówno pod względem programowym, jak i sprzętowym. Rozbudowana część diagnostyczna algorytmu zapewnia większą kontrolę nad prawidłowym działaniem osadzarki, co jest jedną z podstawowych zalet prezentowanego systemu.

2.2. Panel operatorski

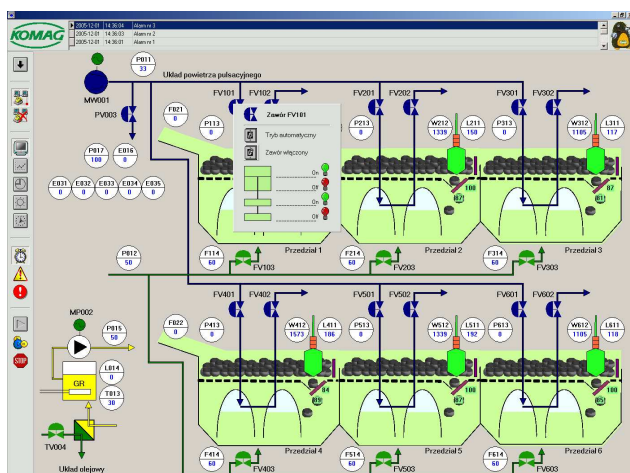
Graficzny panel operatorski (przykładowy ekran - rys. 2), ulokowany w pobliżu osadzarki, zapewnia tekstową i graficzną sygnalizację alarmową oraz możliwość obserwowania parametrów procesu na ekranie synoptycznym oraz zestawień parametrów lub wykresów przebiegów czasowych, a także zmian nastaw podstawowych pętli regulacyjnych [4].



Rys.2. Przykładowe okno panelu operatorskiego [5]

2.3. Wizualizacja

Stacja operatorska, obejmująca: komputer, monitor, klawiaturę i drukarkę, zlokalizowana jest w dyspozytorni. Zapewnia możliwość zdalnego, ręcznego sterowania poszczególnymi urządzeniami i dokonywania zmian nastaw pętli regulacyjnych oraz podstawowych parametrów procesu, jak również: sygnalizację alarmową, archiwizację parametrów mierzonych, generację raportów, prezentację przebiegów czasowych parametrów, a także bieżącą wizualizację pracy osadzarki na ekranie synoptycznym. Główne okno programu przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3. Główne okno systemu wizualizacyjnego [1]

3. Instalacja systemu i prace wdrożeniowe z KWK „Budryk”

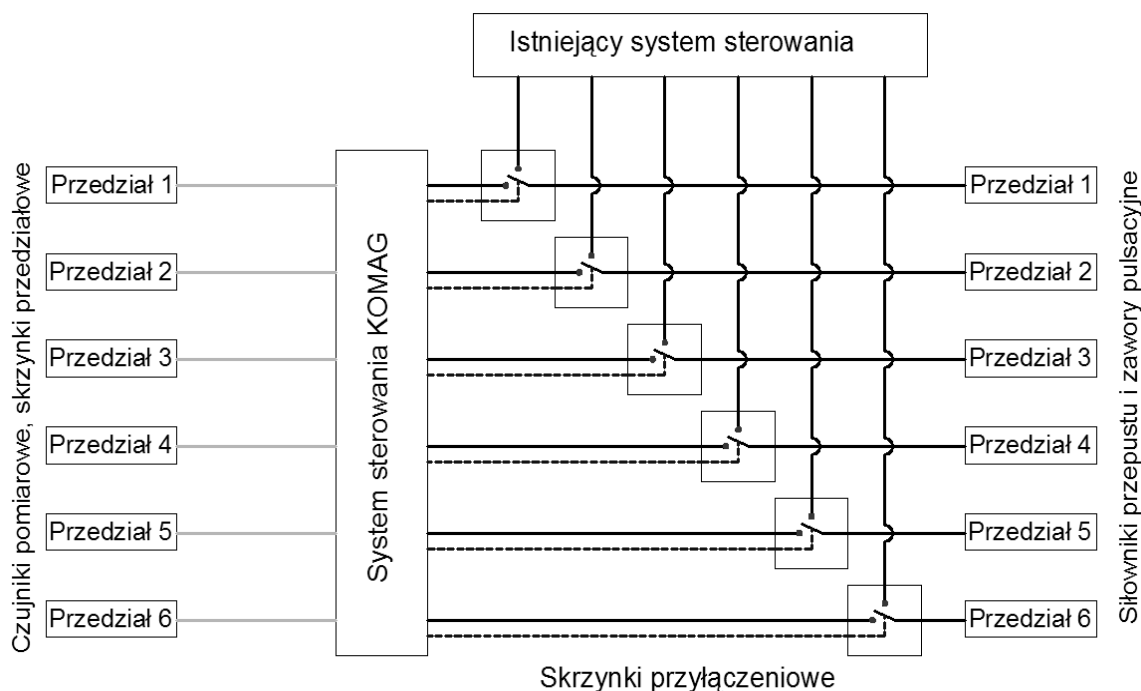
Instalacja systemu wymagała ścisłej współpracy specjalistów z „Komagu” i KWK „Budryk”. Do montażu systemu wytypowano osadzarkę średnioziarnową OS36 D3E. Na przenośniku kubekowym odwadniającym produkt odpadowy z tej osadzarki pracuje zainstalowany przez KOMAG system regulacji prędkości przenośnika, w zależności od obciążenia. Założono, że oba systemy zostaną ze sobą zintegrowane, dzięki czemu w systemie sterowania osadzarką zostanie uzyskana dodatkowa kontrola nad urządzeniem wchodzącym w skład węzła wzbogacania, zmniejszając jednocześnie liczbę urządzeń sterujących. Zmodernizo-

wano połączenia elementów wykonawczych (zaworów pulsacyjnych oraz hydraulicznych elektrozworów przepustu) z istniejącym systemem sterowania [5]. Strukturę zainstalowanego systemu zaprezentowano na rysunku 4.

Ze względu na wymóg jak najmniejszej ingerencji w istniejący system sterowania firmy BGG oraz brak w nim pomiaru otwarcia przepustu, zastosowano oddzielne czujniki pomiarowe, które zamontowano na specjalnie zaprojektowanych uchwytach. Wykorzystano liniowe czujniki drogi do pomiaru otwarcia przepustu, czujniki ultradźwiękowe do pomiaru wysokości warstwy (skoku pływaka) oraz czujniki krańcowe do kontroli położenia tłoków w siłownikach pulsacyjnych. Sygnały z czujników przekazywane są do skrzynek przyłączeniowych, skąd ekranowanymi przewodami zbiorczymi przekazywane są do kart pomiarowych sterownika PLC w skrzynce sterowniczej. W celu zapewnienia prostoty obsługi oraz ze względów bezpieczeństwa, konieczne było wykonanie dodatkowego stojaka na skrzynkę sterowniczą (rys. 5).

W systemie zastosowano dodatkowe skrzynki przedziałowe (rys. 6), które pozwalają na bezpośrednią, ręczną kontrolę każdego przepustu. Modernizacja ta znacznie ułatwiła operatorom obsługę osadzarki, szczególnie w przypadku zasypania pływaka (występuje konieczność szybkiego otwarcia przepustu).

Operatorzy osadzarki, po przeszkoleniu i przetestowaniu możliwości systemu, zaproponowali kilka zmian, dodatkowo usprawniających jego obsługę. Wprowa-



Rys.4. Struktura systemu sterowania osadzarki pulsacyjnej zainstalowanego w KWK „Budryk” [5]

dzono możliwość wyłączania pulsacji na poszczególnych komorach pulsacyjnych, co umożliwiło uzyskanie większej ilości powietrza na pozostałych pulsatorach. Kolejną zmianą było wprowadzenie dodatkowej opcji pulsacji na wszystkich przedziałach, polegającej na włączeniu wlotów powietrza, podczas gdy wyloty pozostają zamknięte przez określony czas. Opcje te pozwalają na intensyfikację natężenia przepływu wody przez otwory sit, co ułatwia oczyszczanie osadzarki przed jej zatrzymaniem.



Rys.5. Widok zainstalowanej skrzynki sterowniczej z panelem operatora [3]



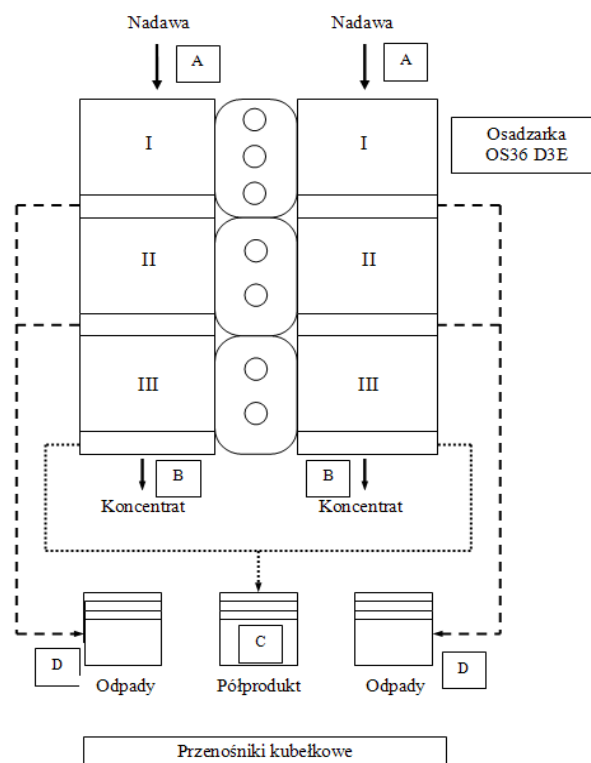
Rys.6. Widok zainstalowanej skrzynki przedziałowej [3]

4. Badania systemu sterowania

W celu oceny skuteczności (prawidłowości) działania systemu sterowania osadzarką typu KOMAG przeprowadzono badania przemysłowe, w ramach których pobrano próby technologiczne nadawy i produktów wzbogacania, poddane następnie analizom laboratoryjnym [6].

Nadawę pobrano z wysypu przesiewacza klasyfikacji wstępnej PWE (Przesiewacz Wibracyjny o ruchu

Eliptycznym), produkt koncentratowy na przelewie ostatnich przedziałów osadzarki, natomiast produkt pośredni (półprodukt) i odpadowy na wysypach zsuwni przenośników kubelkowych. Pobrane próby, po odpowiednim przygotowaniu, poddano analizie gęstościowej w cieczach ciężkich o gęstości 1,5 i 1,8 g/cm³, zgodnie z normą PN-G-04559:1997 [7]. Oznaczono również zawartość popiołu w uzyskanych frakcjach gęstościowych, zgodnie z normą PN-80/G-04512 [8]. Na rysunku 7 przedstawiono miejsca pobrania prób technologicznych.



Rys.7. Schemat rozmieszczenia punktów pobierania prób technologicznych [6]
A – Nadawa, B – Produkt koncentratowy,
C – Produkt pośredni, D – Produkt odpadowy

Wyniki analiz grawimetryczno – popiołowych prób pobranych podczas sterowania osadzarką za pomocą układu sterowania KOMAG zestawiono w tabeli 1.

W oparciu o przeprowadzone badania przemysłowe osadzarki pulsacyjnej OS36 D3E można stwierdzić, że system sterowania typu KOMAG pozwolił, w warunkach prowadzenia badań, na uzyskanie wysokiej skuteczności procesu wzbogacania w osadzarkie pulsacyjnej.

Analiza wyników badań wykazała, że łączne straty substancji palnej (< 1,8 g/cm³) w produkcie odpadowym były niskie i wynosiły 0,71% (w tym < 1,5 g/cm³ – 0,32%) przy zawartości popiołu w ww. produkcie na poziomie 87,32%. Równocześnie uzyskano produkt koncentratowy o zawartości popiołu 8,87% i zawartości w tym produkcie ziaren o gęstości > 1,5 g/cm³ równej 3,91%.

Zestawienie wyników analiz grawimetryczno – popiołowych [6]

Tabela 1

Gęstość frakcji, g/cm ³	Nadawa		Produkt koncentratowy		Produkt pośredni		Produkt odpadowy	
	Wychód, %	Popiół, %	Wychód, %	Popiół, %	Wychód, %	Popiół, %	Wychód, %	Popiół, %
< 1,5	36,16	7,90	96,08	7,38	0,90	12,90	0,32	21,33
1,5 - 1,8	2,25	29,76	2,56	34,37	9,89	37,88	0,39	26,94
> 1,8	61,59	86,40	1,35	66,15	89,21	79,24	99,29	87,77
Suma	100,00	56,74	100,00	8,87	100,00	74,55	100,00	87,32

5. Podsumowanie

Opracowany system sterowania KOMAG spełnia założenia nowoczesnego systemu sterowania ze względu na sparametryzowany, elastyczny i modyfikowalny algorytm automatyzujący pracę osadzarki, w różnych konfiguracjach sprzętowych oraz zapewnia monitoring i kontrolę prawidłowości jej działania.

System posiada możliwość kształtowania krzywej pulsacji w szerokim zakresie, co jest konieczne do realizacji procesu wzbogacania, w której dąży się do minimalizacji strat substancji palnych w produkcie odpadowym.

Dzięki wbudowanym funkcjom autodiagnostyki system sterowania umożliwia automatyczne, awaryjne wyłączanie, a także zdalne oraz manualne zatrzymywanie i uruchamianie osadzarki i urządzeń z nią współpracujących. Praca całego układu jest monitorowana, pozwalając na pełny przegląd stanów sygnałów z przemysłowych czujników zawartych w systemie, m.in. ruchu płynaka, przepustu, progę, ciśnienia w komorach pulsacyjnych.

Przy współpracy pracowników KWK „Budryk” przeprowadzono badania potwierdzające gotowość systemu do pełnego wdrożenia na obiekcie rzeczywistym. Wprowadzone w trakcie badań na kopalni zmiany pozwoliły na znaczną poprawę funkcjonalności i dopasowanie układu sterowania do potrzeb użytkownika. Jednocześnie KOMAG uzyskał istotne informacje na temat specyficznych wymagań kopalni, dotyczące wymienionego systemu, a także ważne dane pomiarowe, dzięki którym system będzie mógł być w dalszym ciągu udoskonalany. Planowana jest rozbudowa systemu o dodatkowe funkcje sterownicze w aspekcie kompleksowej automatyzacji pracy węzła osadzarkowego.

Przeprowadzone badania jakościowe pozwalają stwierdzić, że system sterowania KOMAG umożliwia precyzyjny rozdział wzbogacanego materiału. Analiza uzyskanych wyników wykazała, że podczas działania osadzarki z wykorzystaniem systemu sterowania KOMAG łączne straty substancji palnej w produkcie odpadowym kształtowały się na niskim poziomie i wynosiły 0,71%.

Układ jest gotowy jest do instalacji na dowolnej osadzarce, po uprzednim dostosowaniu go do wymogów klienta i warunków lokalnych, z określeniem zakresu obsługiwanych czujników oraz elementów wykonawczych.

Literatura

1. Tejszerski J., Jasiulek D., Pająk T., Osoba M.: System sterowania osadzarką KOMAG. KOMEKO 2008, Innowacyjne i przyjazne dla środowiska systemy przerobcze surowców mineralnych, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2008 s. 195-204.
2. Jasiulek D., Jendrysik S., Kowol D., Łagódka M., Rogala-Rojek J., Woszczyński M.: Automatyczny system sterowania i wizualizacji pracy osadzarki pulsacyjnej. KOMEKO 2011, Rytyro, 23-25 marca 2011, s. 129-135
3. Gawliński A., Jendrysik S., Kowol D., Rogala-Rojek J., Stankiewicz K., Woszczyński M.: Doświadczenia z badań i wdrożenia systemu sterowania osadzarką pulsacyjną OS36 w KWK Budryk. KOMEKO 2011, Rytyro, 23-25 marca 2011, s. 137-144
4. Praca statutowa E/BDT-9648/OR3 – System sterowania osadzarki pulsacyjnej. Algorytmy i oprogramowanie systemu sterowania osadzarki pulsacyjnej. Materiały niepublikowane ITG KOMAG, Gliwice 2006
5. Praca statutowa E/BM-09648/OR14 – System sterowania osadzarki pulsacyjnej. Opracowanie projektu adaptacji istniejącego systemu sterowania osadzarką pulsacyjną do warunków KWK Budryk. Materiały niepublikowane ITG KOMAG, Gliwice 2010
6. Praca statutowa E/BM-09648/OR16 – System sterowania osadzarki pulsacyjnej. Badania systemu sterowania w warunkach KWK Budryk. Materiały nie publikowane ITG KOMAG, Gliwice 2010
7. PN-G-04559:1997 – Węgiel kamienny i brunatny. Metoda analizy gęstościowej
8. PN-80/G-04512 – Paliwa stałe. Oznaczanie zawartości popiołu metodą wagową

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2011 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Aleksander Lutyński

Kruszarka laboratoryjna KW-240

Streszczenie

W artykule scharakteryzowano kruszarki laboratoryjne pracujące w automatycznych systemach poboru próbek węgla i koksu oraz laboratoriach badania jakości. Przybliżono problemy eksploatacyjne i instalacyjne dotyczące obecnie stosowanych rozwiązań kruszarek laboratoryjnych. Pokazano nowe rozwiązanie kruszarki laboratoryjnej KW-240, eliminujące wady znanych rozwiązań i ograniczające problemy napotykane podczas ich eksploatacji.

Summary

Laboratory crushers, which operate in automatic systems for sampling of coal and coke and in laboratories for testing of quality, were characterized in the paper. Operational and installation problems, which refer to solutions of laboratory crushers used at present, were discussed. New solution of KW-240 laboratory crusher, which eliminates disadvantages of solutions that were known so far and limits the problems that occur during operation of crushers, was showed.

1. Wstęp

Kruszarki laboratoryjne to grupa urządzeń służących do kruszenia materiałów sypkich w laboratoriach badania jakości, automatycznych systemach poboru próbki, a także na stanowiskach ręcznego poboru próbek materiałów sypkich. Stosowane są kruszarki walcowe i szczękowe. W porównaniu do pozostałych kruszarek użytkowanych w przemyśle charakteryzują się one małymi rozmiarami i niewielkimi mocami, rzędu 2,2 kW do 8 kW dla kruszarek szczękowych i dwuwalcowych oraz do 11 kW dla kruszarek czterowalcowych (dane producentów).

2. Charakterystyka kruszarek walcowych pracujących w automatycznych systemach poboru próbki materiałów sypkich oraz laboratoriach badania jakości

W automatycznych systemach poboru próbek oraz w laboratoriach badania jakości węgla lub koksu instalowane są najczęściej kruszarki laboratoryjne walcowe [3].

Urządzenia występują w konfiguracjach cztero- i dwuwalcowych. Moce wahają się od 2,2 kW do 11 kW. Wydajności kruszarek laboratoryjnych współpracujących z próbobiornikami są dostosowane do ilości materiału jaką podaje próbobiornik, na ogół nie mniejsze niż 0,8 Mg/h [3]. Kruszarki w automatycznych systemach poboru próbek są wyposażone w podzielniki próbki, mające za zadanie podział próbki pierwotnej na próbkę właściwą i nadmiar.

Kruszarki laboratoryjne walcowe służą do mielenia materiałów o wilgotności do 20%, o twardości poniżej 6 w skali Mohs'a, takich jak: węgiel, rudy, minerały, żużle, szkło, spieki, topniki, gleby, odpady, ziarno, klinkier, rośliny, popioły, cement, nawozy, pyły, osady, koks, dolomit.

Na rysunku 1 przedstawiono kruszarkę dwuwalcową produkcji Testchem, napędzaną dwoma silnikami o sumarycznej mocy 8 kW.



Rys.1. Kusrzarka dwuwalcowa Testchem [4]



Rys.2. Kusrzarka czterowalcowa Testchem [4]

Na rysunku 2 przedstawiono kruszarkę czterowalcową Testchem, napędzaną silnikami elektrycznymi o łącznej mocy 11 kW [4].

Średnice walców kruszących wahają się od 240 do 300 mm, długości od 200 do 400 mm, przy czym wartości większe dotyczą kruszarek stosowanych bezpośrednio w automatycznych systemach poboru próbek materiałów sypkich [1].

Na rysunku 3 przedstawiono kruszarkę produkcji EkoLab w wersji laboratoryjnej. Moc napędu wynosi 2,2 kW [5].



Rys.3. Kusrarka dwuwalcowa EkoLab, bez podzielnika, wersja laboratoryjna [5]

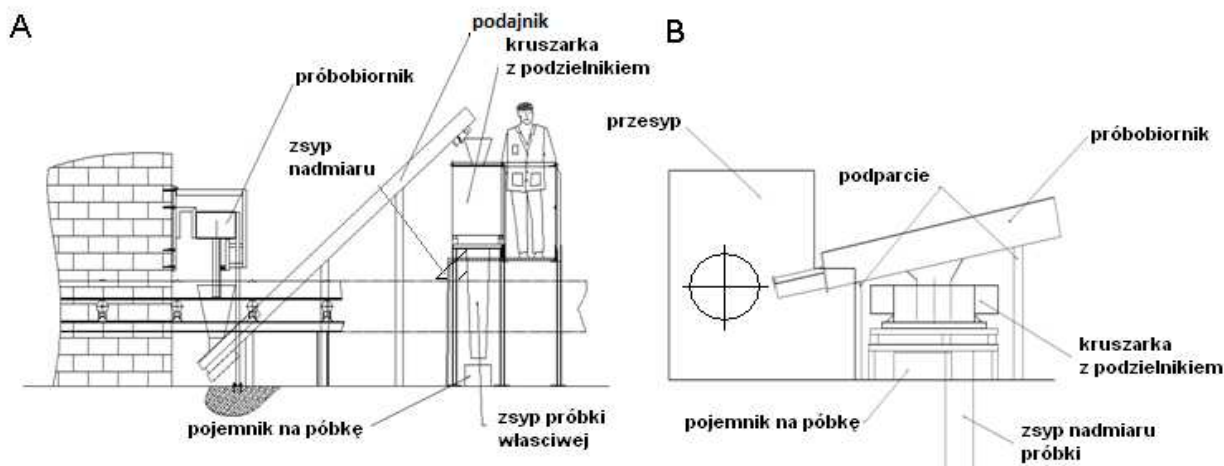
Na rysunku 4A przedstawiono system poboru próbek w poprzek taśmy. Próbką pierwotną transportowana jest przenośnikiem progowym do kruszarki wyposażonej w podzielnik, nadmiar kierowany jest na taśmociąg zsuwnią wibracyjną. Natomiast na rysunku 4B przedstawiono system poboru próbek z przesypu w zakładzie przeróbczym, z kruszarką dwuwalcową. Zwrot nadmiaru realizowany jest tu bezpośrednio do wagonu, grawitacyjnie.

Podzielniki, najczęściej mają postać obrotowego walca z podłużnym przelotowym otworem, przez który

cyklicznie wpada materiał kierowany do pojemnika przeznaczonego na próbkę właściwą. Pozostała część stanowi tzw. nadmiar i jest na ogół kierowana z powrotem do ciągu technologicznego, z którego pobrano uprzednio próbkę pierwotną.



Rys.5. Kusrarka walcowa z obrotowym podzielnikiem próby w automatycznym systemie pobierającym próbkę węgla bezpośrednio z przenośnika taśmowego [7]



Rys.4. Systemy poboru próbek:
A - w poprzek taśmy, B - z przesypu [2]

Na rysunku 5 przedstawiono kruszarkę walcową i obrotowy podzielnik próby zabudowany pod kruszarką w automatycznym systemie pobierającym próbkę węgla bezpośrednio z przenośnika taśmowego.

Maksymalne ziarno nadawy nie przekracza 40 mm, według danych producentów. Dla ziarna końcowego większego niż 10 mm stosuje się kruszarki dwuwalcowe, natomiast dla ziarna końcowego poniżej 10 mm czterowalcowe [3].



Rys.6. Kruszarka walcowa z obrotowym podzielnikiem próby w automatycznym systemie pobierającym próbkę z przesypu przenośnika taśmowego [7]

Na rysunku 6 przedstawiono kruszarkę czterowalcową z obrotowym podzielnikiem próby zabudowaną w automatycznym systemie pobierającym próbkę z przesypu przenośnika taśmowego.

3. Charakterystyka warunków pracy kruszarek

Systemy stosowane w kopalniach, koksowniach, elektrowniach i elektrociepłowniach do poboru węgla i koksu pracują w ciężkich warunkach, charakteryzujących się: dużą wilgotnością, znacznym zapyleniem, dużą zmiennością temperatury otoczenia (zakres zmian

temperatury wynosi od -20° do $+40^{\circ}$). Ponadto poddawane są one zmiennym obciążeniom, spowodowanym cyklicznym charakterem pracy systemu. Szacunkowa dzienna ilość cykli zmian obciążenia dochodzi do 1600 [2].

Na rysunku 7 przedstawiono przykład wyeksploatowanej kruszarki czterowalcowej, przygotowanej do remontu. Zdemontowano walce dolne, pasy, osłony, napędy. Widoczne jest silne zużycie walców oraz duża korozja bocznic ramy kruszarki.



Rys.7. Wyeksploatowana kruszarka czterowalcowa, zdemontowane walce dolne, napędy i osłony [7]

Kruszarki i podzielniki pracujące w systemach poboru próbek narażone są również na silne zapylenie, zasypanie materiałem oraz uszkodzenia ciałami obcymi. W kruszarkach, które nie są czyszczone w odpowiedni sposób, materiał dostaje się w rejon przekładni pasowych i niszczy pasy. Również brak kontroli i regulacji naciągu pasów lub łańcuchów przekładni prowadzi do ich uszkodzeń.



Rys.8. Walce kruszarki:
A – nowe, B – zużyte [2]

Walce kruszarek podlegają naturalnemu ścieraniu w trakcie eksploatacji. Na rysunku 8 przedstawiono przykłady bębnow kruszarki nowych i uszkodzonych na skutek zużycia ściernego. Istotnym problemem jest także przedostawanie się ziaren nadmiarowych lub elementów metalowych do urządzeń mielących.

4. Wpływ gabarytów kruszarki na gabaryty systemu poboru próbek

Kluczowym parametrem kruszarek są ich gabaryty, szczególnie istotne w kontekście wpięcia ich w system poboru. Najważniejszym wymiarem jest wysokość kruszarki, niezależnie od jej posadowienia – bezpośrednio na podłożu lub na pomoście. Wysokość kruszarki determinuje możliwość bezpośredniego wrzutu do niej materiału pobranego. W systemach pobierających próbkę z przesypu lub zsypu ma to niebagatelny wpływ na długość próbobiornika szufladowego oraz kąt jego nachylenia, powodując problemy lokalizacyjne, a nawet wręcz uniemożliwiając montaż systemu w danym miejscu. Również w przypadku lokalizacji kruszarki nie bezpośrednio pod próbobiornikiem, jej wysokość jest istotna, na zasadzie: niższa kruszarka – mniejszy kąt przenośnika i mniejsza jego długość [1]. Wysokość stołu kruszarki jest ograniczona wymaganą pojemnością naczynia odbiorczego oraz koniecznością zmieszczenia elementów odbierających nadmiar próbki po podziale. Pole manewru jest tu wąskie, dlatego celem bezpośrednim jest minimalizacja wysokości części roboczej urządzenia. Dodatkowo, na wysokość całej maszyny ma wpływ rodzaj stosowanego podzielnika próby. Obecnie najskuteczniejszym i najkorzystniejszym rozwiązaniem są podzielniki klinowe wypierające w nowych instalacjach podzielniki z wirującym walcem.

Gabaryty urządzeń są szczególnie istotną cechą pod kątem zabudowy w istniejących, jak i nowoprojektowanych ciągach transportowych (nawęglania, technologicznych), powodując problemy: montażowe, transportowe, lokalizacyjne, eksploatacyjne. W wielu przypadkach nie jest wręcz możliwa instalacja urządzenia/systemu, szczególnie w starszych zakładach, z powodu zbyt małej ilości miejsca – niski strop, drogi transportowe, drogi bezpieczeństwa. Także instalacja systemu poboru próbek w nowoprojektowanych liniach nastręcza trudności. Znaczne gabaryty powodują konieczność zapewnienia odpowiedniej ilości miejsca, bezkolizyjności z innymi urządzeniami, co znacznie, czasem wręcz drastycznie, podnosi koszt inwestycji (instalacja w Elektrowni Kozienice S.A. wymagała postawienia 4 budynków o kubaturze rzędu 150 m³ każdy) [1].

Obecnie stosowane urządzenia, ze względu na swoje gabaryty, powodują ograniczenia projektowo-montażowe. Znaczna wysokość stosowanych obecnie w systemach poboru próbek kruszarek utrudnia, a czasem uniemożliwia zainstalowanie systemu w pożądanym miejscu. Kruszarka, w idealnym pod względem gabarytów układzie, mieści się pod wysypem próbobiornika,

materiał trafia do niej bezpośrednio z naczynia pobierającego. Kruszarka może, zależnie od stosowanego próbobiornika i taśmy z jakiej pobierany jest materiał, wymagać dodatkowych urządzeń transportujących próbkę pierwotną lub powodować konieczność ustawiania próbobiornika pobierającego z czoła przesypu (względnie zsypu), pod dużym kątem i/lub wysoko nad podłożem. Im większy kąt podniesienia próbobiornika, tym większa jego długość.

5. Celowość projektowania nowej kruszarki

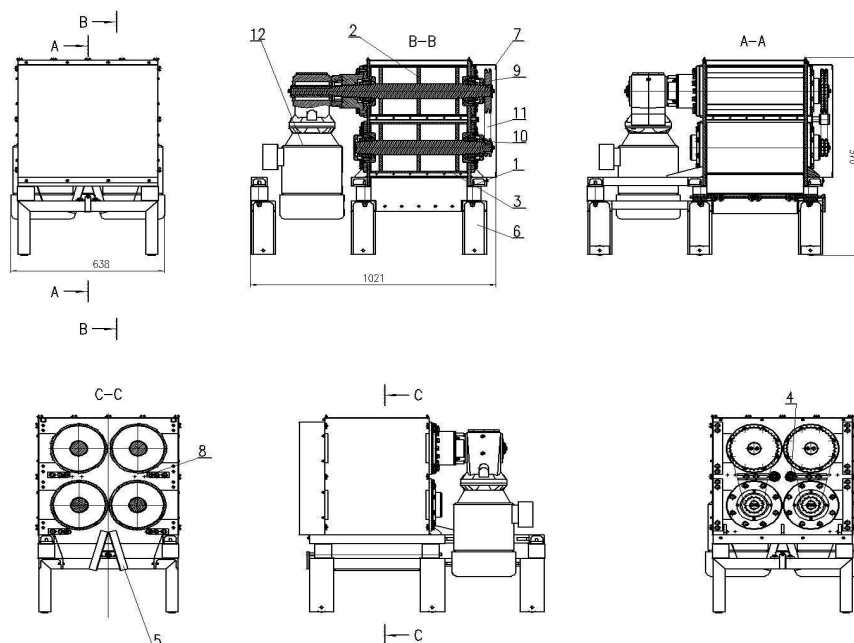
Kruszarki w systemach automatycznego poboru próbek węgla i koksu występują w przeważającej liczbie jako czterowalcowe, wyposażone są w dzielniki próby. Celowe jest więc zaprojektowanie kruszarki w podstawowym wykonaniu w wersji czterowalcowej, z opcją wykonania wersji dwuwalcowej. Zasadne jest również zintegrowanie z kruszarką podzielnika próby i uproszczenie jego budowy, z jednoczesnym zmniejszeniem gabarytów. Nowo projektowana kruszarka powinna mieć mniejsze gabaryty od obecnie stosowanych urządzeń. Istotne jest również uproszczenie konstrukcji, poprzez modyfikację układu napędowego, co pozwoli na wyeliminowanie awarii związanych z brakiem kontroli naciągu pasów napędowych, oraz zanieczyszczeniem przekładni pasowej. Nowe urządzenie ma zastąpić wyeksploatowane kruszarki oraz wejść w skład nowych automatycznych systemów poboru próbek.

6. Laboratoryjna kruszarka walcowa KW-240

Analiza obecnie stosowanych kruszarek laboratoryjnych była podstawą skonstruowania w KOMAG-u nowoczesnej dwu- lub czterowalcowej kruszarki KW-240. Kruszarka posiada uproszczoną konstrukcję oraz zabudowany dzielnik klinowy. Z układu napędowego wyeliminowano przekładnię pasową. Szczelina między walcami jest płynnie regulowana w zakresie 0 – 16 mm.

Kruszarka przedstawiona na rysunku 9 zbudowana jest z następujących zespołów: rama (1), walce górne (2), walce dolne (3), napinacze (4), podzielnik (5) stół (6) obudowa kół łańcuchowych (7), motoreduktory (12).

Motoreduktory zamocowane są poprzez tuleje do bocznicy, osadzone na wałach walców górnych, które napędzają bezpośrednio. Z walców górnych napęd przekazywany jest na dolne poprzez przekładnię łańcuchową o przełożeniu $i = 2,67$. Prędkość walców górnych wynosi $n_1 = 298 \text{ min}^{-1}$ dolnych zaś $n_2 = 794,7 \text{ min}^{-1}$ dla napędu 5,5 kW. Walce górne posiadają 9 rowków wzdłużnych frezowanych na obwodzie (karbowanie), poprawiających wstępne kruszenie dużych brył. Ilość i kształt rowków są uzależnione od rodzaju kruszonego materiału i ograniczone jedynie względami technologicznymi.



Rys.9. Kruszarka KW-240:

1-rama, 2-walce górne, 3- walce dolne, 4- napinacze, 5- podzielnik, 6-stół, 7- obudowa kół łańcuchowych, 8- zgarniacze, 9- koło łańcuchowe górne, 10- koło łańcuchowe dolne, 11- łańcuch, 12- motoreduktory

W urządzeniu zastosowano walce o średnicy $\varnothing$ 240 mm, długości 400 mm.

Walce z wałami osadzone są w bocznicach za pomocą łożysk wahlowych 2213 z tuleją H313, mocowanych w oprawach. Oprawy blokowane są w bocznicy wkładkami. Oprawy przykręcane są do bocznicy śrubami M12, posiadają przelotowe otwory szczelinowe, co umożliwia regulację szczeliny w zakresie od 0 do 16 mm, od położenia „- 4” do „+ 16”.

Rama z napędami osadzona jest na stole za pomocą 6 wibroizolatorów. Stół posiada 6 nóg, z zamocowanymi rolkami umożliwiającymi wygodne przemieszczanie maszyny w celach serwisowych.

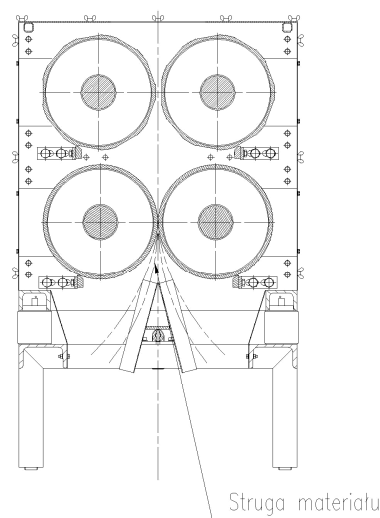
Pomiędzy stołem, a ramą zamocowany jest klinowy podzielnik próby.

Zakres regulacji umożliwia „zachodzenie na siebie” walców. W rzeczywistości zjawisko to nie występuje, jednak pozwala na zachowanie pełnej regulacji w długim okresie użytkowania, niwelując efekt ścierania się walców.

W wersji dwuwalcowej motoreduktory mogą być ułożone poziomo, na boki, lub pionowo, jak w wersji czterowalcowej, jednak przy wyższym stole.

Podzielnik (5) pokazany na rysunku 10, wykonany jest jako klin z blachy nierdzewnej. Kąt rozwarcia klina wynosi 30° . Klin zamocowany jest na pręcie, w sposób umożliwiający obrót klina wokół osi pręta. Pręt posiada z jednej strony rączkę, umożliwiającą łatwe regulowanie podzielnika. Regulacja odbywa się poprzez obrót podzielnikiem, co zmienia stosunek ilości materiału trafiającego do pojemnika (próbka właściwa) do nadmiaru. Podzielnik jest trwale zablokowany w pozycji

gwarantującej właściwy (pożądany) podział, w celu wykluczenia ingerencji osób trzecich w jego ustawienie.



cucha (4) oraz dwóch łańcuchów dwurzędowych 10B-2 (11).

Napinacze (4) zbudowane są z rolki łożyskowej na osi umocowanej do elementu przesuwne, który przykręcany jest do bocznic. Regulacja napięcia łańcuchów odbywa się poprzez odpowiednie przesuwanie napinacza.

Kruszarka osadzona jest na stole na 6 wibroizolatorach walcowych typu PB70/70B firmy Wibroinstal [6].

Modułowość konstrukcji polega na zamienności istotnych elementów między wersją dwuwalcową i czterowalcową oraz łatwą adaptacją do danych warunków zabudowy. Zamienne są: walce, oprawy, łożyska, rama, stół, podzielnik, zgarniacze.

Stół kruszarki oraz pojemnik są łatwo adaptowalne do pożądanych gabarytów. Pojemnik zbudowany jest z 3 blach grubości 2 mm. Wysokość stołu można regulować za pomocą długości jego nóg, wykonując je na żądany wymiar.

Dla wersji dwuwalcowej przewidziano bocznice w kształcie dolnej połowy bocznic kruszarki w wersji czterowalcowej. Teoretycznie możliwe jest zbudowanie kruszarki w wersji czterowalcowej z dwóch identycznych modułów dwuwalcowych, nie jest to jednak uzasadnione ze względów techniczno-ekonomicznych, ponieważ kłopotliwe jest połączenie modułów powodujące konieczność stosowania wibroizolacji oraz dodatkowego obramowania i elementów łączących.

Kruszarka posiada łatwo otwieraną górną pokrywę oraz demontowane boczne osłony umożliwiające wygodne czyszczenie walców i przestrzeni wewnątrz maszyny, w razie nagromadzenia materiału. Koła łańcu-

chowe, wraz z napinaczami i łańcuchami, osłonięte są demontowaną obudową z blachy 1 mm (7).

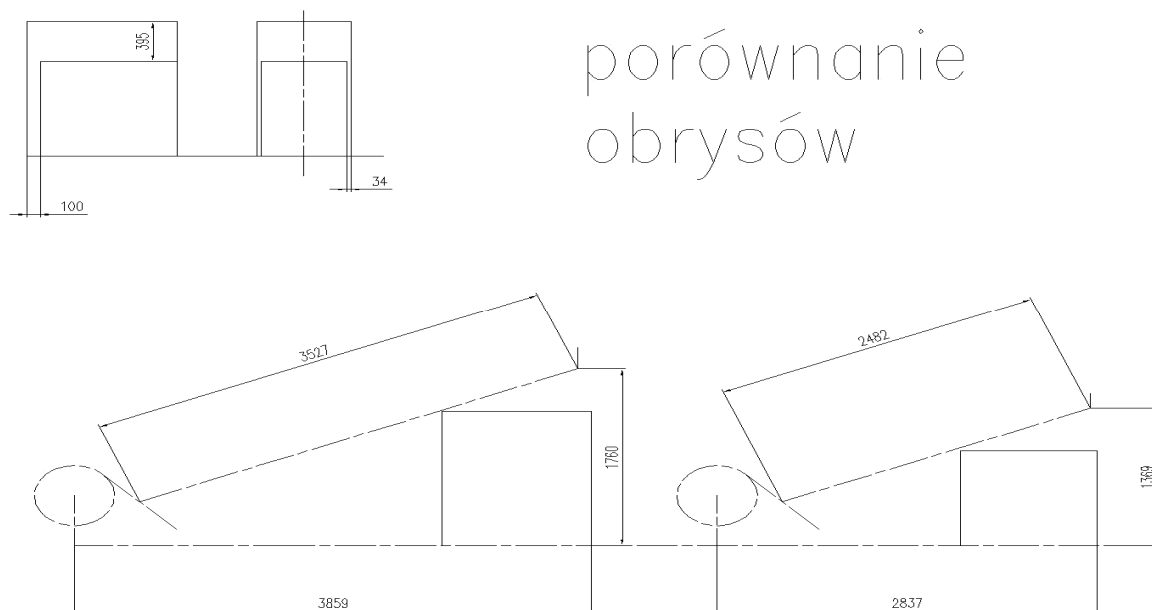
Walce czyszczone są automatycznie za pomocą zgarniaczy (8), działających dwukierunkowo, co pozwala na pracę w trybie kruszenia oraz czyszczenia, kiedy to walce poruszają się w kierunku przeciwnym do normalnego kierunku pracy („na zewnątrz”). Jest to wykorzystywane przy zasypaniu materiałem przestrzeni pomiędzy walcami. Położenie zgarniaczy można regulować, w celu zapewnienia ich prawidłowej pracy po zmianie szczeliny pomiędzy walcami, jak i w miarę zużycia elementu zgarniającego. Zgarniacze zbudowane są jako konstrukcja spawana z płaskowników, do której przykręcana jest płyta zgarniająca z poliamidu PA6. Płyta zgarniająca może być łatwo wymieniona w razie zużycia. Zgarniacze są mocowane do bocznic, z możliwością regulacji.

Obroty walców dobierane są zależnie od rodzaju kruszonego materiału, poprzez zastosowanie odpowiedniego motoreduktora oraz przełożenia przekładni łańcuchowej.

7. Podsumowanie

Zaprojektowane urządzenie, w porównaniu do najczęściej stosowanych w systemach poboru próbki materiałów sypkich kruszarek walcowych, posiada następujące zalety:

- proponowane urządzenie jest o 395 mm niższe, o 68 mm węższe i o 80 mm krótsze w porównaniu do najczęściej stosowanej dotychczas kruszarki laboratoryjnej [1],
- wyeliminowano koła pasowe i pasy,
- masa urządzenia wynosi 600 kg (550 kg bez stołu)



Rys.11. Porównanie gabarytów systemów poboru próbki z przesypu przy zastosowaniu kruszarek: konkurencyjnej (lewa) i KW-240 (prawa). U góry porównanie obrysów urządzeń, obrys mniejszy – KW-240

- jest o 10% mniejsza niż masa najczęściej stosowanej dotychczas kruszarki laboratoryjnej [1],
- regulacja walców za pomocą otworów szczelinowych pozwala na płynną zmianę szczeliny,
 - podzielnik klinowy jest zdecydowanie prostszą konstrukcją niż podzielniki obrotowe. Nie posiada napędu, nie ma szczeliny, która ulega zapychaniu w podzielnikach obrotowych i mieści się całkowicie w obrysie kruszarki,
 - dostęp do zgarniaczy czyszczących walce jest wygodny. Są one dostępne po zdjęciu blach bocznych,
 - modułowa konstrukcja daje zamiennność części między wersjami 2 i 4 walcową, co zmniejsza koszty wytwarzania i eksploatacji,
 - bezpośrednie zamocowanie napędu na wale walca, bez udziału kół pasowych, zmniejsza gabaryty i upraszcza konstrukcję, eliminując konieczność kontroli naciągu pasów.

Przykładowo, po porównaniu obrysów kruszarki KW-240 oraz konkurencyjnej, dla identycznych warunków stosowania próbobiornika pobierającego materiał z przesypu, próbobiornik z zastosowaną kruszarką KW-240 jest o 1050 mm krótszy. System zajmuje około 1020 mm mniej miejsca na długości, jest około 390 mm niższy (patrz rys. 11).

Obecnie prowadzone są rozmowy z potencjalnymi odbiorcami urządzenia, m.in. z Carboautomatyka S.A., zainteresowaną produkcją i stosowaniem kruszarki KW-

240 oraz KGHM Polska Miedź S.A., zainteresowanym stosowaniem kruszarki na stanowiskach poboru próbek rudy miedzi.

Literatura

1. Tomas A., Matusiak P., Bal. M.: E/BGK-10432 Przygotowanie koncepcji oraz dokumentacji nowego rozwiązania systemu poboru próbki materiałów sypkich. Opracowanie KOMAG:2009.
2. Tomas A., Wieczorek A.: Problemy eksploatacyjne systemów poborów próbek materiałów sypkich, *Maszyny Górnicze* 1/2011, Gliwice 2011.
3. Tomas A., Matusiak P., Bal. M.: E/BGK-11475 Przegląd systemów próbobrania oraz rozwiązań zainstalowanych próbobiorników węgla w przemyśle, w szczególności w górnictwie węgla kamiennego, opracowanie KOMAG:2010.
4. www.testchem.eu
5. www.ekolab.com.pl
6. www.wibroinstal.pl
7. Materiały własne Zakładu Systemów Przeróbczych ITG KOMAG

*Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2011 r.
Recenzent: prof.dr hab.inż. Aleksander Lutyński*

Inteligentne systemy maszyn górniczych

Streszczenie

W artykule przedstawiono trendy rozwoju inteligentnych systemów maszynowych dla górnictwa, wynikające z konieczności stałego zwiększania efektywności procesu wydobywania węgla przy jednoczesnym zachowaniu warunków bezpieczeństwa oraz ochrony środowiska. Przedstawiono także przykłady inteligentnych rozwiązań dla górnictwa opracowywane w ITG KOMAG.

Summary

Trends of development of intelligent machinery systems for the mining industry, which result from the necessity of continuous increase of effectiveness of coal mining process at keeping safe conditions and environment protection. Examples of intelligent solutions for the mining industry developed at the KOMAG Institute of Mining Technology were also presented.

1. Wprowadzenie

Rozwój gospodarczy każdego kraju, w tym Polski wiąże się z zapewnieniem bezpieczeństwa energetycznego, a wzrastająca konsumpcja energii wymaga ciągłego dostarczania i pozyskiwania nowych źródeł jej wytwarzania.

W Polsce z uwagi na brak własnych zasobów gazu naturalnego i ropy naftowej podstawowym źródłem wytwarzania energii jest węgiel.

Planowana budowa elektrowni atomowej jest perspektywą długoterminową, pozwalającą w przyszłości na zaspokajanie zwiększonych potrzeb energetycznych. Do tego czasu jedyną alternatywą pozostaje nadal energetyka węglowa.

Wydobywanie węgla kamiennego z polskich złóż jest jednak coraz trudniejsze. Zwiększająca się głębokość eksploatacji pokładów węgla wiąże się z coraz trudniejszymi warunkami górniczo-geologicznymi oraz wzrostem zagrożeń naturalnych, przede wszystkim metanowego i klimatycznego. Przekłada się to na stan bezpieczeństwa i środowiska pracy w podziemnych wyrobiskach.

Coraz częściej wydobywanie węgla, zgodnie z przepisami BHP, wymagać będzie stosowania coraz bezpieczniejszych technologii eksploatacji i wzbogacania, poprzez wdrażanie najnowszych osiągnięć technicznych, technologicznych i materiałowych.

Dynamiczny rozwój szeregu dziedzin przemysłu: maszynowego, elektronicznego, chemicznego, czy informatyki umożliwia już dzisiaj projektowanie i wdrażanie inteligentnych systemów maszynowych, mogących zwiększyć bezpieczeństwo pracy w górnictwie węgla kamiennego.

Mówiąc o inteligentnych maszynach czy systemach maszynowych należy zdefiniować inteligencję jako ogólną zdolność adaptacji do nowych warunków i wy-

konywania nowych zadań (Stern), zdolność do rozwiązywania problemów (Piaget), zdolność uczenia się (G. Ferguson).

W ostatnich latach coraz częściej w odniesieniu do maszyn mówi się o sztucznej inteligencji, czyli zdolności maszyny do naśladowania inteligentnego zachowania człowieka, a inteligentnym maszynom stawiane są między innymi takie wymagania, jak :

- autonomia – wykonywanie zadań bez pomocy człowieka, na podstawie informacji uzyskanej z sensorów,
- odpowiedni interfejs „człowiek-maszyna” – sposób wydawania poleceń powinien być przyjazny dla ludzi,
- zdolność do adaptacji – dostosowanie do środowiska pracy człowieka i do zmian w środowisku.

Układy autonomicznego sterowania i nadzoru, jak również dążenie do automatyzacji procesów produkcyjnych, będą decydować o dalszym rozwoju systemów mechanizacyjnych dla górnictwa. Automatyzacja procesów produkcyjnych będzie jednym z elementów „inteligentnej kopalni”, gdzie stosowane będą zdalne układy (systemy) sterowania. Wyróżnikami „inteligentnej kopalni” będą m.in. wysoki poziom bezpieczeństwa w wyniku zastosowania automatyzacji, monitoringu, robotyzacji oraz energooszczędność procesu produkcyjnego, ochrona środowiska. Ich wdrożenie pozwoli w przyszłości na dalsze zwiększanie bezpieczeństwa załóg górniczych, poprzez wycofanie ich ze stref, gdzie eksploatacja węgla prowadzona będzie w ekstremalnie trudnych warunkach.

2. Trendy rozwoju inteligentnych systemów maszynowych dla górnictwa

Stała konieczność zwiększania efektywności procesu wydobywania węgla przy zachowaniu warunków bezpieczeństwa oraz ochrony środowiska wymaga op-

racowywania technologii i technik, które uwzględniają potrzeby inwestorów.

W tym celu prowadzone są prace analityczne, które zmierzają do budowania scenariuszy rozwoju, w tym rozwiązań systemów mechanizacyjnych dla górnictwa.

Przykładem takich działań są m.in. wyniki ankiety przeprowadzonej w 2009 r. przez członków SME (*Research Council of the Society for Mining Metallurgy and Exploration*) w zakresie identyfikacji priorytetów badawczych dla górnictwa, z których wynika, że do najważniejszych kierunków prac badawczych zaliczono [4]:

- zwiększenie efektywności i bezpieczeństwa systemów maszynowych, szersze zastosowanie sztucznej inteligencji oraz technologii wirtualnej rzeczywistości,
- rozwój nowych technologii dla górnictwa podziemnego, w szczególności dla eksploatacji zasobów zalegających w cienkich pokładach,
- monitoring środowiska górniczego w czasie rzeczywistym, w tym jakości powietrza, w celu zwiększenia bezpieczeństwa pracy,
- rozwój metod geochemicznych/geofizycznych dla wykrywania i szacowania zasobów.

Wyszczególnione kierunki prac badawczych są zbieżne z trendami rozwoju technologicznego dla produkcji węgla kamiennego, sformułowanymi w ramach projektu foresight pt.: „Scenariusze rozwoju technologicznego przemysłu wydobywczego węgla kamiennego”, zrealizowanego w ramach sektorowego programu operacyjnego „Wzrost konkurencyjności przedsiębiorstw”, koordynowanego przez Główny Instytut Górnictwa [9].

W zakresie inteligentnych systemów maszynowych wyznaczono następujące kierunki prac badawczych:

Ścianowe systemy mechanizacyjne [5, 10]

- opracowanie zintegrowanych układów sterowania oraz zaawansowanych układów diagnostyki dla systemów mechanizacyjnych,
- wdrożenie nowych technik sterowania w warunkach polskich kopalń,
- poprawa bezpieczeństwa poprzez monitorowanie stanu zagrożeń,
- dostosowanie układów zasilania elektroenergetycznego do zwiększających się mocy maszyn systemu ścianowego.

Drażenie wyrobisk korytarzowych [7, 10]

- opracowanie układów do zdalnego sterowania pracą maszyn wchodzących w skład autonomicznych kompleksów chodnikowych, pozwalających na sterowanie z bezpiecznej strefy poza przodkiem.

Systemy transportowe w podziemiach kopalń [8, 10]

- opracowanie hybrydowych napędów spalinowo-elektrycznych,

- opracowanie napędów elektrycznych z nową generacją akumulatorów i silników elektrycznych,
- automatyzacja transportu w podziemiach kopalń,
- zastosowanie mikroprocesorowych układów sterowania i diagnostyki w celu zwiększenia bezpieczeństwa pracy środków transportu.

Infrastruktura systemowa [3, 10]

- wprowadzenie cyfrowej transmisji informacji z wykorzystaniem nośników światłowodowych,
- opracowanie urządzeń łączności radiowej przystosowanych do pracy w warunkach kopalnianych,
- opracowanie systemów teletransmisyjnych dla poszczególnych rodzajów systemów wybierania, zapewniających monitorowanie i sterowanie.

Przeróbka mechaniczna węgla [1, 10]

- opracowanie układów zdalnego sterowania z użyciem sterowników programowalnych i układami teletransmisyjnymi,
- kompleksowa automatyzacja procesów przeróbczych.

Przedstawione wyniki prac analitycznych wskazują wyraźnie, że w najbliższych latach rozwój maszyn górniczych i systemów maszynowych związany będzie z nadaniem im cech mechatronicznych.

Założeniem jest aby inteligentna maszyna mogła pomagać operatorowi lepiej rozumieć i oceniać warunki pracy, a także wspierać go w podejmowaniu decyzji. Podobnie jak w dziedzinie technik motoryzacyjnych, „inteligentne” układy nie tylko powinny zbierać informacje o stanie maszyny, ale również o stanie otoczenia.

W tym celu już obecnie maszyny wyposażane są w systemy odbioru i przetwarzania sygnałów z zewnątrz. Część innowacyjnych układów i systemów elektronicznych stosowanych np.: w przemyśle motoryzacyjnym będzie mogła znaleźć zastosowanie również w przemyśle maszyn górniczych.

Do takich rozwiązań można zaliczyć systemy:

- ACC (Adaptive Cruise Control) – kontrola prędkości pojazdu pozwalająca zachować bezpieczną odległość od pojazdu poruszającego się przed nim,
- Night Visio – obraz drogi w ciemności rejestrowany przez system radarowy i wyświetlany na monitorze,
- EMB (Elektro Mechanical Brake) – elektryczny system hamulcowy,
- ABC (Active Body Control) – układ aktywnego systemu zawieszenia pozwalający na zwiększenie komfortu operatora pojazdu,
- GPS (Global Positioning System) – system nawigacji położenia maszyny, prowadzony do celu dzięki mapom zapisanym w pamięci urządzenia,
- HUD (Heads Up Display) – system informacji wyświetlanych na przedniej szybie pojazdu,

- CAN (Controller Area Network) – multipleksowa magistrala pozwalająca na przesyłanie sygnałów światłowodem.

Coraz częściej stosowane są serwonapędy, nieodłączny element układów sterowania maszyn i urządzeń, pozwalające, pomimo niewielkich gabarytów, na osiągnięcie dużych mocy wyjściowych, mogące być sterowane za pomocą technologii światłowodowych i bezprzewodowych.

Zastosowanie sterowników umożliwia już dzisiaj współpracę z całą gamą czujników, enkoderów inkrementalnych, cyfrowych i liniowych.

Precyzja sterowania wymaga coraz szerszego zastosowania silników krokowych. Oszczędności w zużyciu energii można uzyskiwać wykorzystując inteligentne energooszczędne napędy, np: poprzez jej odzyskiwanie podczas hamowania silników. Służą temu przemienne częstotliwości, serwosilniki synchroniczne i energooszczędne przekładnie.

Z uwagi na fakt, że o wydajności i energochłonności maszyn decyduje początkowa faza projektowania i prac badawczo-rozwojowych, istotna jest ścisła współpraca projektantów (konstruktorów) maszyn i urządzeń oraz mechatroników w zakresie tworzenia automatyki maszyn.

Stosowane metody symulacji komputerowej stwarzają nowe możliwości w projektowaniu, sprawdzaniu funkcjonalności, badaniu maszyn i pozwalają na uniknięcie błędów w fazie projektowania, co w konsekwencji minimalizuje koszty w fazie produkcji i eksploatacji. Techniki symulacyjne redukują również czas modernizacji i serwisowania maszyn poprzez wcześniejsze przetestowanie maszyn w oparciu o odpowiednie modele komputerowe.

Dotychczasowe przykłady coraz szerzej prowadzonej automatyzacji i wdrażania układów inteligentnego sterowania maszyn i urządzeń w górnictwie podziemnym wskazują na ich znaczną przewagę w porównaniu ze sterowaniem ręcznym wykonywanych przez operatorów maszyn [2].

Główne korzyści wynikające z aplikacji inteligentnych systemów maszyn górniczych to:

- zwiększenie bezpieczeństwa pracy poprzez zmniejszanie zatrudnienia pod ziemią,
- poprawa zdrowia poprzez zmniejszanie narażenia pracowników na oddziaływanie gazów, zapylenia, hałasu i wibracji,
- zwiększanie efektywności produkcji poprzez większe wykorzystanie czasu pracy maszyn oraz zwiększanie efektywności w zarządzaniu wyposażeniem technicznym,
- zmniejszanie kosztów procesów produkcji poprzez optymalizację parametrów pracy maszyn i urządzeń w aspekcie trwałości, niezawodności i energochłonności.

Należy jednak podkreślić, że wszystkie, nawet inteligentne systemy wspomagające pracę maszyn są obciążone wadami oraz brakiem cech, które posiada tylko człowiek, takich jak: umiejętność myślenia i podejmowania decyzji.

Stąd też przed wprowadzeniem do stosowania inteligentnych systemów wspomagających pracę maszyn, konieczne jest prowadzenie badań weryfikacyjnych potwierdzających ich skuteczność i niezawodność działania.

3. Przykłady inteligentnych rozwiązań dla górnictwa opracowywanych w ITG KOMAG

Prace badawcze nad nowoczesnymi systemami sterowania maszyn górniczych prowadzone są w wielu ośrodkach naukowych i przemysłowych, zarówno w kraju jak i za granicą. Systemy sterowania coraz częściej wykorzystują układy sztucznej inteligencji. Projektowane są czujniki i przetworniki do pracy w ekstremalnie trudnych warunkach (zagrożenie wybuchem, zapylenie, drgania, wilgotność, temperatura). Stosowane są kamery wizyjne, systemy nawigacji GPS, tomografia. Sygnały przesyłane są światłowodami, stosowana jest łączność radiowa i bezprzewodowa sieć Ethernet.

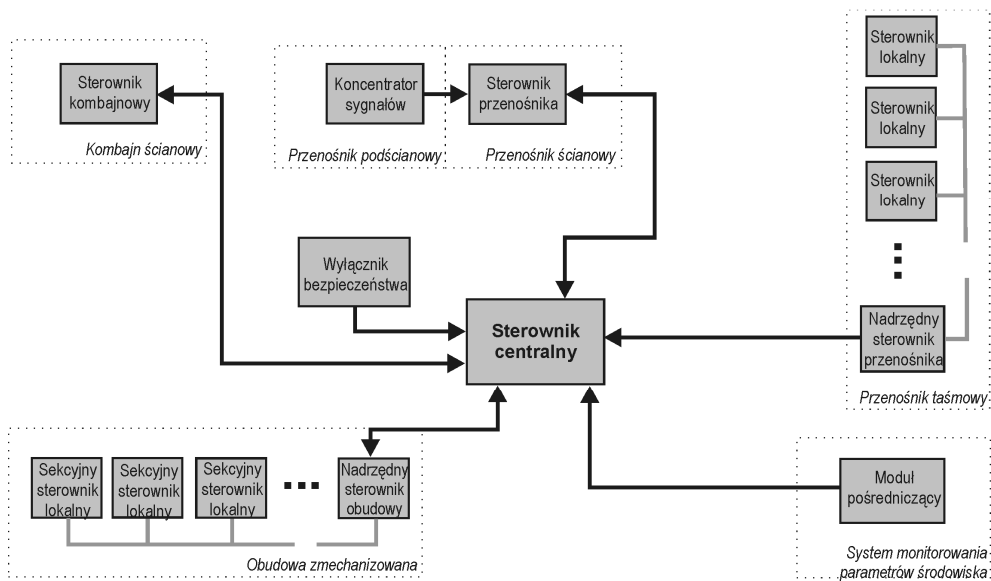
Wykorzystując osiągnięcia z zakresu elektroniki, Instytut Techniki Górniczej KOMAG realizuje szereg projektów zmierzających do opracowania i wdrożenia układów i systemów sterowania maszyn i urządzeń górniczych.

Przykładem jest projekt badawczy rozwojowy dotyczący „Systemu zintegrowanego sterowania układem technologicznym ściana wydobywczego – punkt załadowniczy” [6]. W oparciu o analizę dotychczasowego stanu technologii w zakresie sterowania układem maszyn i urządzeń kombajnowego systemu mechanizacyjnego, opracowano koncepcję zintegrowanego systemu zapewniającego prawidłowe współdziałanie kombajnu, sekcji obudowy zmechanizowanej, przenośnika ścianowego i pozostałych urządzeń wchodzących w skład kompleksu ścianowego.

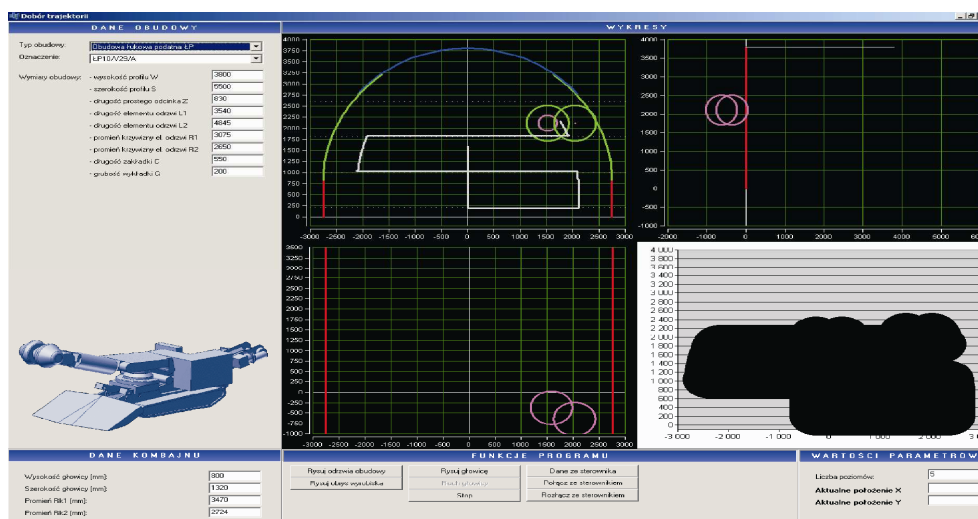
Przedstawiony na schemacie blokowym (rys. 1) centralny sterownik kombajnu ścianowego, stanowiący podstawowy moduł systemu sterowania i diagnostyki kombajnu, umożliwia transmisję danych poza system lokalny, jak i przyjmowanie poleceń od systemu nadrzędnego.

Podstawowe cele systemu obejmują:

- pełne wykorzystanie potencjału technicznego maszyny urabiającej poprzez:
 - automatyczne sterowanie prędkością posuwu kombajnu,
 - zapewnienie odpowiedniej zabudowy stropu, dostosowanej do prędkości posuwu kombajnu,



Rys.1. Struktura Zintegrowanego Systemu Sterowania ZIS [6]



Rys.2. Wizualizacja procesu drążenia [11]

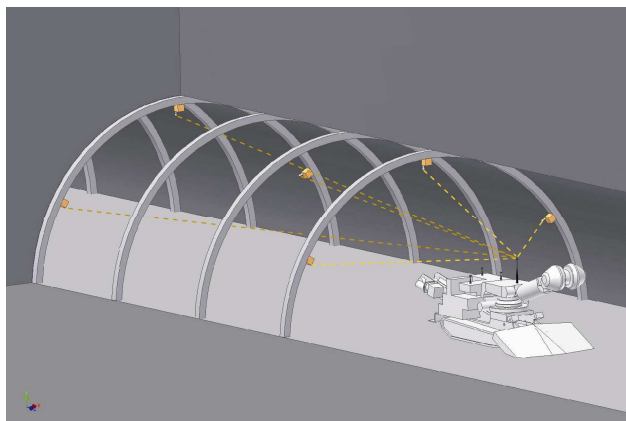
- zabezpieczenie stropu wzdłuż całej długości ściany i minimalizacja przerw technologicznych związanych z przemieszczaniem sekcji obudowy zmechanizowanej.
- maksymalizację dyspozycyjności ścianowego systemu mechanicznego poprzez:
 - dostosowanie prędkości posuwu kombajnu w zależności od obciążenia napędów przenośnika ścianowego,
 - dostosowanie wydajności kombajnu do wymogów przewietrzania, przy lokalnym wzroście wydzielania metanu,
 - dostosowanie podporności wstępnej do postępu frontu ścianowego ze względu na dobre utrzymanie stropu,
 - zabezpieczenie przed nadmiernym obciążeniem statycznym oraz dynamicznym układów napędowych kombajnu i przenośnika ścianowego,
 - dostosowanie wydajności przenośników taśmowych do produktywności ściany.

Kolejny realizowany przez KOMAG projekt badawczy rozwojowy pt.: „*Inteligentny układ sterowania kombajnem chodnikowym*” umożliwił, w oparciu o przeprowadzone analizy i badania wstępne, opracowanie układów kontrolujących i rejestrujących pracę maszyny. Opracowano algorytmy sterowania prędkością obwodową wysięgnika oraz obciążeniem napędu układu urabiania oraz automatycznego generowania trajektorii głowicy urabiającej. Doświadczalny system sterowania przetestowano na kombajnie chodnikowym R-130 produkcji firmy REMAG [11].

Przykład wizualizacji procesu drążenia pokazano na rysunku 2.

Dalsze prace badawcze zmierzają będą do opracowania systemu pozycjonowania kombajnu chodnikowego, z wykorzystaniem uzupełniających się właściwości fal akustycznych i radiowych. System składać się będzie z anteny nadawczej fal ultradźwiękowych, układu transponderów umieszczonych na obudowie i anteny

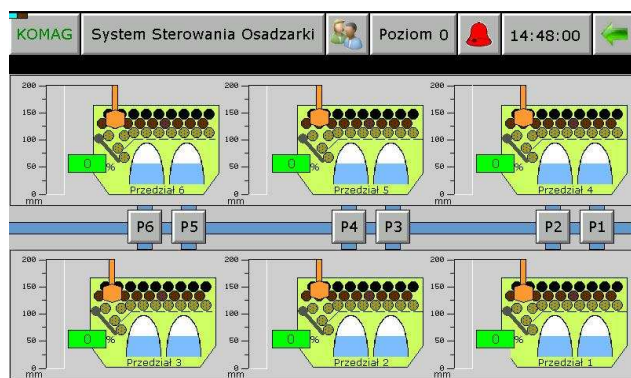
odbiorczej. System zainstalowany na kombajnie drążącym wyrobisko będzie automatycznie przeprowadzał proces pozycjonowania (przełączania się do pracy w aktualnym układzie odniesienia) (rys.3).



Rys.3. Automatyczna synchronizacja z nowym układem odniesienia [12]

Przykładem nowoczesnego systemu sterowania, opracowanego i wdrożonego w KWK „Budryk” jest system sterowania osadzką pulsacyjną KOMAG, który składa się z centralnej jednostki sterującej, panelu operatorskiego (rys. 4) i układu wizualizacji.

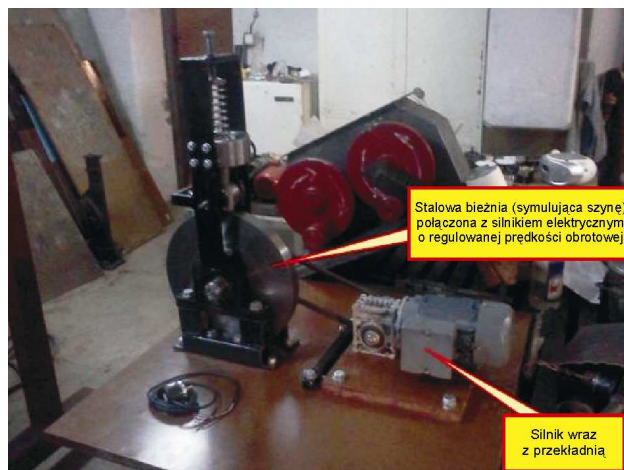
System ten zapewnia możliwość uzyskania optymalnego, w aspekcie energetycznym, rozdziału wzbogacanego materiału, kontrolowanie prawidłowości funkcjonowania osadzarki umożliwia bieżący monitoring parametrów jej pracy.



Rys.4. Przykładowe okno panelu operatorskiego [13]

Rozwiązania mechatroniczne w układach zasilania i sterowania znajdują zastosowanie również podczas badań predykcji sprzężenia ciernego koła tocznego z szyną, do regulacji układów hamulców pojazdów szynowych, w zależności od stanu nawierzchni torowiska. Prowadzone badania (rys. 5) umożliwią opracowanie układu sterowania i poprawy skuteczności działania układów hamulcowych w środkach transportu szynowego.

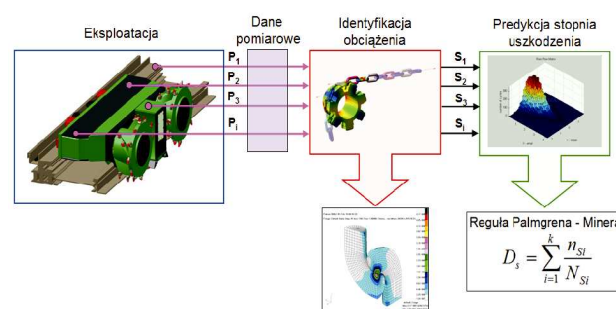
W zakresie diagnostyki maszyn górniczych Instytut Techniki Górniczej KOMAG prowadzi prace badawcze dotyczące predykcji uszkodzeń w oparciu o modele zmęczenia materiałów.



Rys.5. Stanowisko do badań sprzężenia ciernego koła tocznego z szyną [11]

Opracowany system diagnostyki zapewni możliwość ciągłej identyfikacji i oceny zużycia elementu maszyny. Rozwiązanie to może być skutecznym narzędziem w prowadzeniu gospodarki remontowej – zwłaszcza tam, gdzie szczególnie istotne jest wspomaganie decyzji dotyczących ustalenia czasów napraw przedawaryjnych.

Na rysunku 6 pokazano koncepcję predykcji czasu życia elementów maszyny.



Rys.6. Schemat blokowy koncepcji przewidywania czasu życia elementów maszyn [11]



Rys.7. Przykład materiału promocyjnego [11]

Problematyka inteligentnych maszyn dla górnictwa wiąże się również z tworzeniem materiałów szkoleniowych i promocyjnych, na przykład z zastosowaniem technologii Augmented Reality (*Rozszerzonej Rzeczywistości*).

W ITG KOMAG opracowano metodę tworzenia aplikacji wykorzystujących ww. technologię, umożliwiającą nakładanie obrazu komputerowego na rzeczywisty obraz pozyskany z kamery, przeznaczonej do pracy w trybie on-line i off-line.

Przykład materiału promocyjnego przedstawiono na rysunku 7.

4. Podsumowanie

Budowa gospodarki opartej na wiedzy wymaga wdrażania nowoczesnych, innowacyjnych technologii i środków technicznych oraz opracowywania metod organizacji produkcji i aplikacji inżynierii wiedzy wspomagających procesy decyzyjne.

W zakresie inteligentnych maszyn dla górnictwa węgla kamiennego KOMAG opracowuje innowacyjne rozwiązania i uczestniczy w pracach wdrożeniowych, których celem jest efektywna i bezpieczna eksploatacja złóż węgla.

Począwszy od identyfikacji potrzeb rynkowych poprzez projektowanie, badania, wytwarzanie, eksploatację i serwis, stosowane są coraz bardziej wyrafinowane technologie z zakresu elektroniki, informatyki, teletransmisji i robotyki, umożliwiające autonomiczne sterowanie i automatyzację systemów maszynowych.

Literatura

1. Aleksa H.: Rozwój technologiczny przeróbki mechanicznej węgla w świetle oceny ekspertów. Gospodarka Surowcami Mineralnymi. Kwartalnik Tom 24 – Zeszyt ½. IGSMiE PAN, Kraków 2008.
2. Brune J.: Extracting the Science A Century of Mining Research. Society of Mining Metallurgy and Exploration, Inc. (SME), Phoenix, 2010.
3. Cuber J., Trenczek S.: Wybrane zagadnienia rozwoju infrastruktury systemowej w świetle zagrożeń górniczych. Gospodarka Surowcami Mineralnymi. Kwartalnik, Tom 24 - Zeszyt ½ - IGSM i E PAN, Kraków 2008.
4. Ganguli R.: Identifying Research Priorities of SME: Results From a Survey of the Membership Preprint 10-026. SME Annual Meeting Feb. 28 – Mar. 03, 2010, Phoenix, Arizona.
5. Jaszczyk M.: Wariant optymistyczny scenariusza rozwoju ścianowych systemów mechanizacyjnych w polskim górnictwie węgla kamiennego. Gospodarka Surowcami Mineralnymi. Kwartalnik, Tom 24 – Zeszyt ½. IGSMiE PAN, Kraków 2008.
6. Jaszczyk M., Kot D., Kozieł A.: System zintegrowanego sterowania układem technologicznym, ściana wydobywcza – punkt załadunkowy. Monografia nr 2. Seria: Innowacyjne Techniki i Technologie Mechanizacyjne KOMAG, Gliwice 2008.
7. Kotwica J.K.: Scenariusze rozwoju technologicznego drażenia wyrobisk korytarzowych w warunkach polskich kopalń węgla kamiennego. Gospodarka Surowcami Mineralnymi. Kwartalnik Tom 24 – Zeszyt ½. IGSMiE PAN, Kraków 2008.
8. Pieczora E.: Prognoza rozwoju szynowych systemów transportowych stosowanych w podziemiach kopalń węgla kamiennego. Gospodarka Surowcami Mineralnymi. Kwartalnik Tom 24 – Zeszyt ½. IGSMiE PAN, Kraków 2008.
9. Kozieł A.: Innowacyjne priorytetowe technologie w przemyśle węgla kamiennego – Praca zbiorowa pod redakcją Mariana Turka pt.: „Scenariusze rozwoju technologicznego przemysłu wydobywczego węgla kamiennego” GIG, Katowice 2008.
10. Kozieł A.: Scenariusze rozwoju innowacyjnych technologii – Praca zbiorowa pod redakcją Mariana Turka pt.: „Scenariusze rozwoju technologicznego przemysłu wydobywczego węgla kamiennego” GIG, Katowice 2008.
11. Sprawozdanie roczne 2010. ITG KOMAG, Gliwice, marzec 2011 r. (nie publikowane),
12. Stankiewicz K., Bartoszek S., Jasiulek D., Jendrysik S.: Model autonomicznego systemu pozycjonowania maszyn w wyrobisku korytarzowym. Modelowanie Inżynierskie. Politechnika Śląska, 2011 (artykuł zgłoszony do redakcji wydawnictwa w maju 2011 r.),
13. Stankiewicz K., Gawliński A., Jasiulek D., Jendrysik S., Kowol D., Łagódka M., Rogala-Rojek J., Woszczyński M.: System sterowania osadzątką pulsacyjną KOMAG. Maszyny Górnicze 2/2011, KOMAG, Gliwice 2011

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2011 r.
Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Mechatroniczny układ sterowania i napędu akumulatorowych kolei szynowych przeznaczonych do pracy w atmosferze wybuchowej

Streszczenie

Elektryczne koleje szynowe, z wykorzystaniem lokomotyw trakcyjnych i akumulatorowych stanowią znaczną część środków dołowego transportu kopalnianego. Trendy rozwoju układów napędowych, w tym lokomotyw, wskazują na potrzebę wprowadzenia inteligentnych rozwiązań układów sterujących, wpływających na zwiększenie sprawności, ograniczenie energochłonności i emisję czynników szkodliwych dla środowiska. W niniejszym artykule przedstawiono nowoczesne, innowacyjne rozwiązanie układu sterowania napędu lokomotywy akumulatorowej na przykładzie lokomotywy typu Lea BM-12.

Summary

Electric railways, in which traction and battery locomotives are used, are significant part of means of underground mine transportation. Trends of development of drive systems, including locomotives, show the need of implementation of intelligent solutions of control systems, which have an impact on increase of efficiency, limiting of energy consumption and emission of substances harmful to the environment. State-of-the-art, innovative solution of control and drive system of battery locomotive on the example of Lea BM-12 locomotive was presented in the paper.

1. Wprowadzenie

W kopalniach, w warunkach zagrożenia wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego stosowane są, oprócz lokomotyw elektrycznych zasilanych z sieci trakcyjnej, lokomotywy elektryczne akumulatorowe w wykonaniu przeciwwybuchowym. Lokomotywy akumulatorowe dorównują mobilnością lokomotywowi spalinowemu przewyższając je jednak wyższą sprawnością i niższą emisją substancji szkodliwych. Wyższa sprawność energetyczna lokomotyw akumulatorowych wpływa również na ograniczenie emisji ciepła do atmosfery kopalnianej. Znajdują one zastosowanie przede wszystkim na drogach przewozowych. W Polsce stosuje się lokomotywy akumulatorowe typu Ldag 05M oraz Lea BM-12, w różnych wersjach wykonania. Wyżej wymienione lokomotywy napędzane są za pomocą silnika prądu stałego. Na podstawie analiz i doświadczeń będących wynikami eksploatacji lokomotyw akumulatorowych stwierdzono potrzebę ich modernizacji. Dotyczy to zwłaszcza układów zasilania i napędu w aspekcie ich właściwego dostosowania do warunków występujących zagrożeń.

2. Przegląd krajowych i zagranicznych rozwiązań lokomotyw akumulatorowych

2.1. Rozwiązania krajowe

Na głównych drogach transportowych podziemnych wyrobisk górniczych, w warunkach zagrożenia wybuchem metanu i pyłu węglowego, do ciągnięcia składów pociągowych stosuje się lokomotywy elektryczne akumulatorowe typu Lea skonstruowane w latach 1970-

1985 [5]. Lokomotywy służą do przewozu ludzi oraz transportu urobku i materiałów. W eksploatacji znajdują się również lokomotywy typu Ldag 05M. Lokomotywy napędzane są silnikami prądu stałego, w wykonaniu przeciwwybuchowym, zasilanymi z baterii akumulatorów, w wykonaniu specjalnym. Regulacja prędkości w starszych wykonaniach odbywa się za pomocą rezystorów rozruchowych, w nowszych, za pomocą łącznika tyrystorowego, poprzez regulację prądu w obwodzie wzbudzenia silnika. Zmiana kierunku wirowania silnika realizowana jest za pomocą dwóch styczników zmieniających kierunek przepływu prądu w obwodzie wirnika.

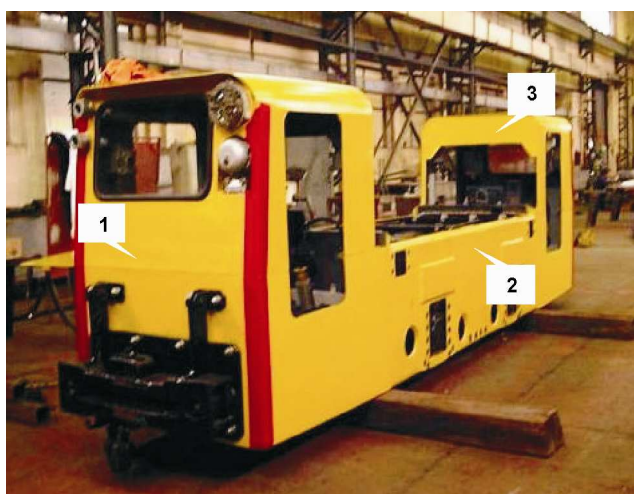


Rys.1. Lokomotywa akumulatorowa Lea BM-12 [6]

Podstawowe dane techniczne lokomotyw akumulatorowych przedstawiono w tabeli 1. Należy zaznaczyć, że lokomotywa Lea BM-15, po próbach ruchowych, nie weszła do produkcji seryjnej, a stosowane dotychczas lokomotywy Lea BM-8, zostały zastąpione przez lokomotywy Lea BM-12 (rys. 1), które stanowią obecnie zdecydowaną większość zastosowań w kopalniach. Silnik elektryczny napędu lokomotywy, napędza obie osie lokomotywy za pomocą wałów Cardana i przekładni. Do napędu stosowany jest silnik prądu stałego typu LDs 245.

Szkielet lokomotywy Lea BM-12 (rys. 2), składa się z trzech zasadniczych części:

- części środkowej (pozycja 2 na rys. 2),
- oraz kabiny przedniej i tylnej (pozycje 1 i 3 na rys. 2).



Rys.2. Szkielet lokomotywy Lea BM-12 [5]

W części środkowej usytuowane są trzy belki z rolkami, po których przesuwana jest bateria akumulatorów w czasie jej wymiany oraz zaczepy służące do

jej mocowania. W części środkowej znajduje się także belka, na której spoczywa silnik elektryczny. Zabudowane są tam też zespoły lokomotywy tj.: hamulec, piasecznica, zestawy kołowe, resory itp. Do szkieletu lokomotywy, po jego obu stronach, zabudowane są urządzenia zderzakowo-pociągowe, przystosowane do współpracy lokomotywy ze wszystkimi typami sprzęgów i zderzaków, które są stosowane w wozach kopalnianych. Pod siedzeniem, w kabinie (rys. 3) znajduje się skrzynia aparaturowa mocowana do podłogi kabiny, w której znajdują się: przekształtnik tyrystorowy, układ sterowania oraz układ ochronny i pomiarowy. W drugiej kabinie znajduje się druga skrzynia aparaturowa mocowana do podłogi, w której znajdują się: styczniki do realizacji nawrotu silnika, rozruchu, obwodu wzbudzenia oraz elementy dodatkowe obwodu wzbudzenia.



Rys.3. Widok kabiny lokomotywy Lea BM-12 [5]

Podstawowe dane techniczne lokomotyw akumulatorowych [3]

Tabela 1

Parametr	Lokomotywa akumulatorowa			
	Lea-BM8	Lea-BM12	Lea-BM15	Ldag 05M
Masa, t	8	12	15	5
Szerokość toru, mm	550÷750	600÷950	600÷950	600÷950
Siła pociągowa godzinowa, kN	11,2	16,8	16,8	5,3
Prędkość godzinowa, km/h	7	8	8	7,2
Prędkość maksymalna, km/h	14	16	16	14,4
Moc godzinowa silników, kW	24	38	25 (50)	11
Liczba silników	1	1	2	2
Napięcie baterii, V	110	144	240	84
Pojemność akumulatorów, Ah	570	760	2x330	420
Stopień ochrony	IP 54	IP 54	IP 54	IP 54
Bateria akumulatorów (marka oraz typ ogniwo)	HAWKER SBS-4W 8PzS-840			HAWKER SBS-5W 6PzB-780
Gabaryty, mm	2325 x 840 x 590			1870 x 835 x 750
Masa (z załadowanymi ogniwami), t	5,5			2,1
Pojemność, Ah	840			480
Cecha budowy przeciwybuchowej	IM2 EExel , II2GD EExelI			

W każdej kabinie znajduje się:

- nastawnik, z dwoma dźwigniami nawrotu oraz rozruchu i hamowania wraz z rezystorami do nastawiania maksymalnego i minimalnego prądu wirnika,
- czuwak usytuowany pod nastawnikiem,
- zestaw wskaźników,
- przycisk dzwonka,
- przyciski oświetlenia.

Układ sterowania impulsowego lokomotywy akumulatorowej umożliwia:

- rozruch lokomotywy, do przodu lub do tyłu, z jednoczesną regulacją prądu wirnika,
- hamowanie lokomotywy, z odzyskiem energii do baterii, przy jeździe do przodu lub do tyłu, z jednoczesną regulacją prądu wirnika,
- załączenie dwóch stopni wzbudzenia przy rozruchu,
- załączenie hamowania, przy puszczeniu czuwaka przez maszynistę,
- wyłączenie układu, w przypadku jego niesprawności, a także w przypadku przekroczenia prądu wirnika.

2.2. Rozwiązania zagraniczne

W górnictwie krajowym stosowane są również kopalniane elektryczne lokomotywy akumulatorowe serii „AE” produkcji słowackiej. Podstawowe dane trakcyjne ww. lokomotyw przedstawiono w tabeli 2. Lokomotywy serii „AE” napędzane są przez dwa asynchroniczne silniki elektryczne z niezależnym chłodzeniem, ze sterowaniem obrotów poprzez falownik, który zapewnia płynną jazdę oraz hamowanie. Realizowane jest przez dwa niezależne systemy:

- hamulec elektrodynamiczny (silnikami elektrycznymi),
- mechaniczny hamulec dwuobwodowy (bezpośrednio na koła jezdne).



Rys.4. Lokomotywa akumulatorowa AE-90 [3]

Charakterystyka techniczna lokomotyw typu AE [3]

Tabela 2

Parametr	Lokomotywa akumulatorowa		
	AE-30	AE-60	AE-90
Masa, t	6	14	17
Wysokość, mm	1650	1800	1800
Szerokość, mm	1050	1100	1150-1300
Długość, mm	4556	5300	6070
Szerokość toru, mm	600÷950	600÷950	600÷950
Minimalny promień zakrzywienia toru, mm	12000	20000	20000
Liczba osi/napędowych	2/2	2/2	2/2
Średnica kół jezdnych, mm	450	620	620
Maksymalna siła pociągowa, kN	14	35	42
Silniki elektryczne	trójfazowe asynchroniczne		
Moc silników, kW	15	30	45
Liczba silników	2	2	2
Klasa izolacji silnika	F	F	F
Stopień ochrony przed wilgocią	IP 55	IP 55	IP 55
Sterowanie obrotami	przełącznikiem częstotliwości		
Cecha budowy przeciwwybuchowej	EExdI	EExdI	EExdI
Bateria akumulatorów	HAWKER 4 PzS		
Pojemność akumulatorów (5 godzinna), Ah	225	420	620
Napięcie, V	332	332	332
Moc rozładowania, kWh	56	101	149
Wysokość, mm	600	600	900
Szerokość, mm	900	1200	1200
Długość, mm	2000	2500	2500
Masa, t	3,3	5	7
Prąd ładowania, A	35-40	65-80	100-120
Czas ładowania, h	8	8	8
Cecha budowy przeciwwybuchowej	EExel – M2		

3. Koncepcja nowego napędu i sterowania dla lokomotyw akumulatorowych

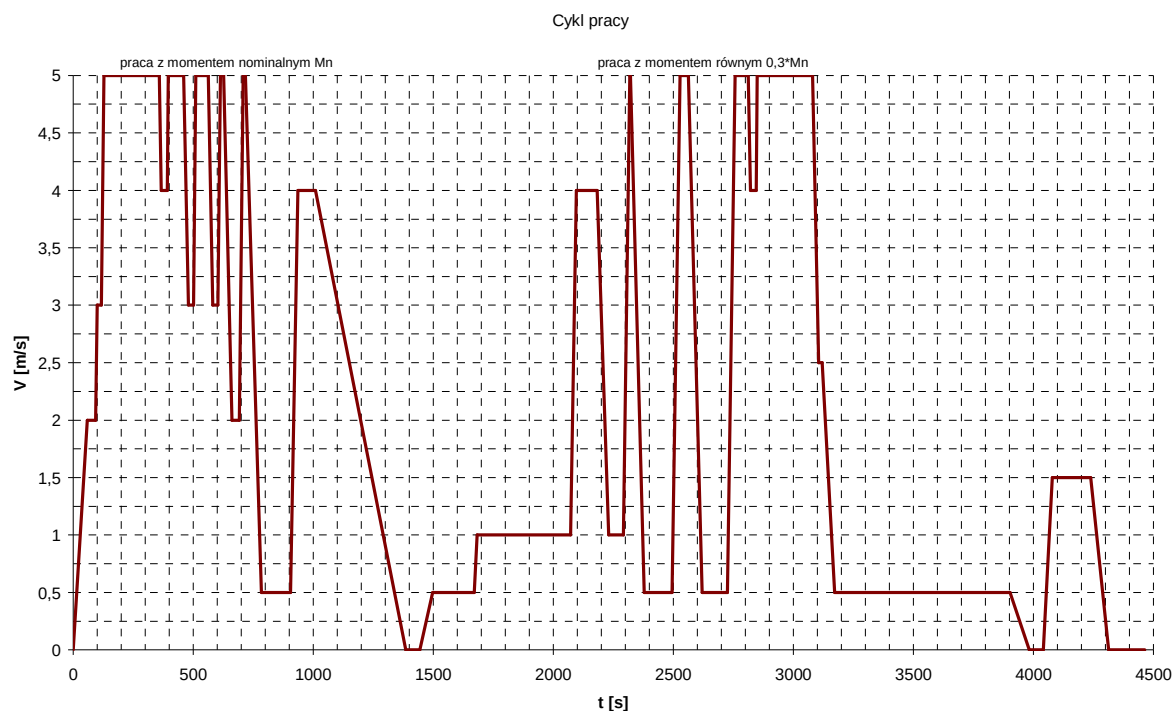
3.1. Koncepcja napędu

Uwzględniając uwagi użytkowników oraz trendy pojawiające się w zagranicznych konstrukcjach [4], przystąpiono do prac nad nowym rozwiązaniem napędu i sterowania lokomotywy akumulatorowej. Analizowano czynniki związane z eksploatacją lokomotyw akumulatorowych tj:

- poziom napięcia zasilania,
- czas pracy lokomotywy bez wymiany baterii,
- monitoring i rejestrację parametrów pracy,

- przewożone masy,
- system ładowania baterii,
- cykl pracy (załadunek, jazda, hamowanie, wyładunek itp.),
- sposób załadunku i wyładunku,
- maksymalne prędkości jazdy lokomotywy,
- konfigurację tras transportowych.

W wyniku analiz stwierdzono, że napięcie zasilania baterii akumulatorów należy pozostawić na dotychczasowym poziomie, z uwagi na szeroko stosowaną infrastrukturę ładowni i ładowarek. W zakresie czasu pracy baterii, oczekiwania użytkownika zmierzają w kierunku jego wydłużenia, poprzez zwiększenie pojemności baterii akumulatorów lub poprzez zwiększenie sprawności układu zasilania „przekształtnik-silnik”, jak rów-



Rys.5. Przykładowy cykl pracy lokomotywy [1]



Rys.6. Bezszytkowy silnik synchroniczny z magnesami trwałymi na stanowisku badawczym [1]

niez maksymalne wykorzystanie energii hamowania elektrycznego do doładowania akumulatorów. Pozostałe informacje uzyskane w trakcie przeprowadzenia analiz stanowią wiedzę źródłową do prawidłowego rozwiązania układu sterowania, rejestracji parametrów i monitoringu. Z rozważań nad układem przeniesienia napędu wynika, że dotychczasowy układ napędowy, w postaci jednego silnika i przeniesienia napędu na dwie osie za pomocą wałów Cardana jest awaryjny i nie spełnia oczekiwań w zakresie funkcjonalności (każdorazowa awaria układu napędowego powoduje unieruchomienie lokomotywy). W dotychczasowych wykonaniach brak jest również monitoringu i rejestracji wszystkich istotnych parametrów pracy lokomotywy.

Koncepcja nowego układu napędowego, przewiduje dwie jednostki napędowe, składające się z silnika i przekształtnika energoelektronicznego, w wykonaniu przeciwybuchowym. Analizie poddano trzy warianty jednostek napędowych z silnikami:

- szeregowym prądu stałego, sterowanym tranzystorami mocy,
- indukcyjnym prądu przemiennego, sterowanym wektorowo, z przekształtnika tranzystorowego,
- bezszczotkowym z magnesami trwałymi, sterowanym wektorowo z przekształtnika tranzystorowego.

W ramach projektu badawczego rozwojowego pt. „*Mechatroniczny układ napędowy do pojazdów szynowych przeznaczonych do pracy w atmosferze wybuchowej*”, dofinansowanego przez ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego, przeprowadzono symulacje komputerowe wszystkich wariantów jednostek napędowych, podczas rzeczywistego cyklu pracy lokomotywy w jednej z kopalń. Następnie, po odwzorowaniu ww. cyklu w warunkach laboratoryjnych (rys. 5), przeprowadzono próby wszystkich wariantów napędu na stanowisku badawczym (rys. 6). Przeprowadzone próby skłoniły do podjęcia decyzji o zastosowaniu wariantu z bezszczotkowym silnikiem synchronicznym z magnesami trwałymi o mocy 18 kW, sterowanym wektorowo z przekształtnika tranzystorowego.

Koncepcja nowego napędu przewiduje, że obie jednostki napędowe lokomotywy będą zasilane z baterii akumulatorów o podwyższonej pojemności ogni (1000 Ah) i napięciu na dotychczasowym poziomie (144 V). Baterię akumulatorów opracowano i wykonano zgodnie z wymaganiami dla urządzeń pracujących w pomieszczeniach zagrożonych wybuchem metanu i pyłu węglowego. Będzie ona również dostosowana, w zakresie montażu i demontażu oraz podłączenia przewodów do obecnie stosowanych ładowarek, do istniejącej infrastruktury ładowni akumulatorów.

3.2. Koncepcja układu sterowania

Schemat rozmieszczenia aparatury elektrycznej lokomotywy pokazano na rysunku 7. Koncepcja rozwią-

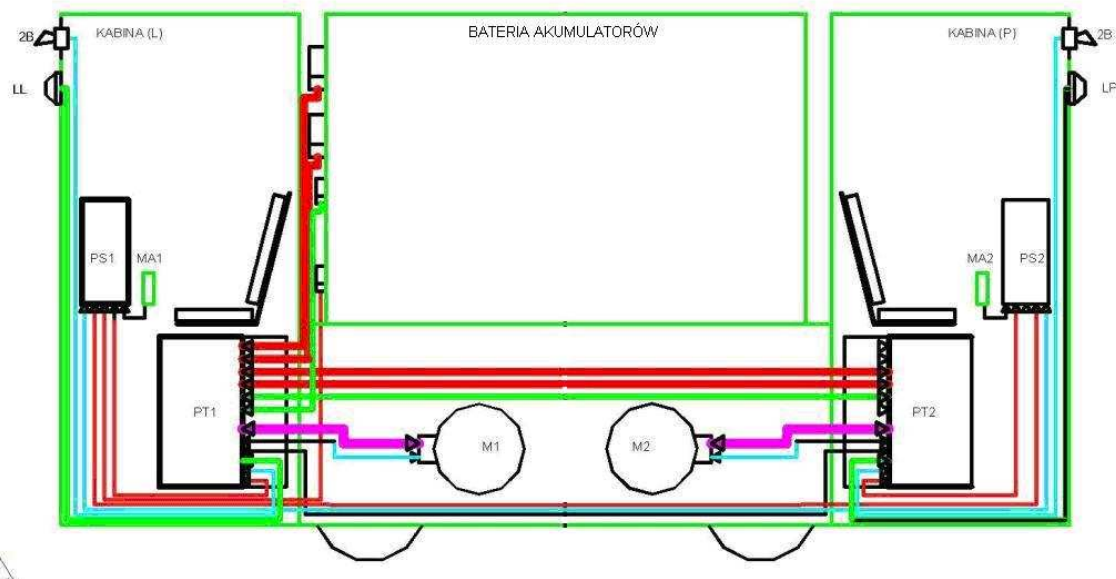
zania systemu sterowania polega na zastosowaniu dwóch identycznych, iskrobezpiecznych pulpitów (pozycje PS1 i PS2 na rys. 7), umieszczonych w kabinach. Każdy pulpit będzie wyposażony w mikroprocesorowy sterownik spełniający funkcję sterownika centralnego oraz w:

- wyświetlacz (ekran) ciekłokrystaliczny o wysokiej rozdzielczości,
- przycisk wyłączenia awaryjnego z blokadą,
- diodę sygnalizującą obecność napięcia,
- diodę sygnalizującą załączenie lokomotywy,
- przyciski START do załączenia i STOP do wyłączenia lokomotywy,
- przycisk zmiany świateł: krótkie/długie,
- stacyjkę do wyboru rodzaju sterowania,
- łącznik wyboru rodzaju sterowania zdalnego: holowanie/praca na wywrocie/załadunek,
- łącznik wyboru kierunku jazdy,
- przyciski serwisowe.

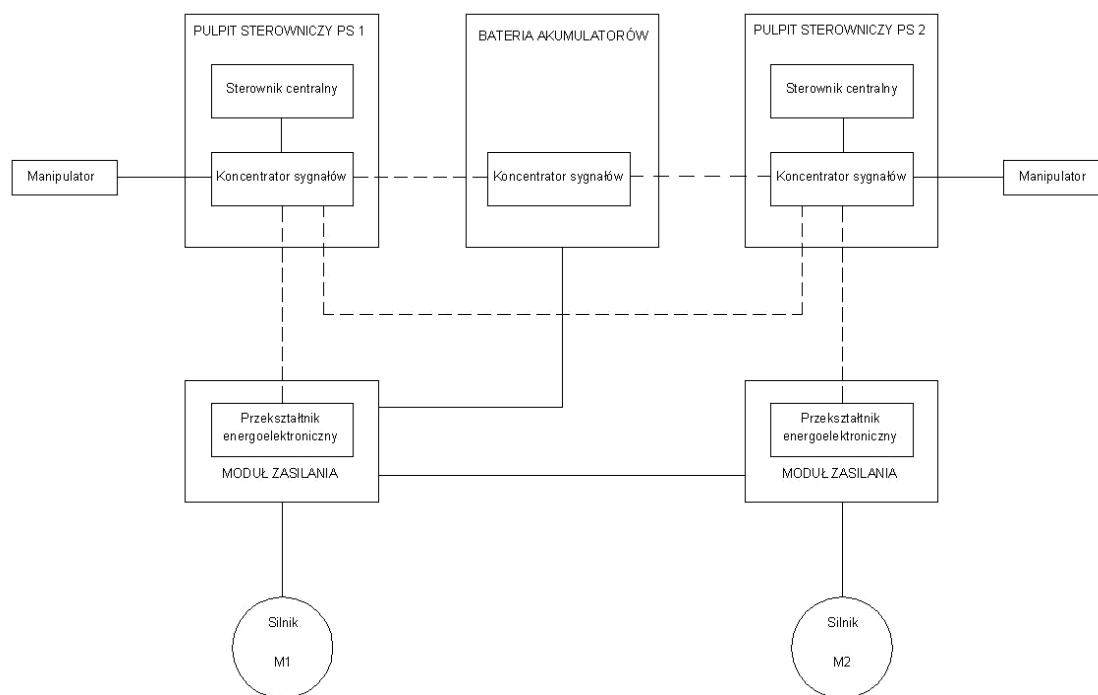
Ekran ciekłokrystaliczny umożliwiać będzie wyświetlanie:

- komunikatów tekstowych,
- aktualnej prędkości jazdy w m/s,
- aktualnej daty oraz godziny,
- ilości przebytych kilometrów (dobowych oraz całkowitych),
- napięcie baterii oraz pobieranego przez lokomotywę prądu całkowitego,
- wartości prądu pobieranego przez poszczególne silniki,
- aktualnej temperatury poszczególnych silników oraz przekształtników,
- stan naładowania akumulatora,
- wybrany rodzaju świateł (krótkie /długie),
- ciśnienia w układzie hamulców,
- wybranego kierunku jazdy.

Do sterowania prędkością oraz hamowaniem przewiduje się zastosowanie, w każdej kabinie, manipulatora z funkcją „czuwaka”, z możliwością nadawania sygnałów ostrzegawczych. Wychylenie manipulatora z pozycji neutralnej, w kierunku jazdy, powodować będzie zwiększanie prędkości. Wychylenie manipulatora w kierunku przeciwnym do kierunku jazdy, powodować będzie hamowanie elektryczne lokomotywy, z oddawaniem energii do baterii akumulatorów. Schemat układu sterowania przedstawiono na rysunku 8. Całą aparaturę sterowniczą, wraz z zabezpieczeniami oraz przekształtnikiem energoelektronicznym, umieszczono w specjalnej ognioszczelnej skrzyni (pozycje PT1 i PT2 na rys. 7), w każdej z kabin.



Rys.7. Konceptcja napędu i sterowania lokomotywy Lea BM-12 [Materiały własne nie publikowane]



Rys.8. Schemat blokowy sterowania lokomotywy akumulatorowej [Materiały własne nie publikowane]

4. Podsumowanie

Rozwój energoelektroniki oraz układów mikroprocesorowych umożliwia coraz szerszą modernizację napędów transportu dołowego, w tym lokomotyw elektrycznych. Dotychczasowe rozwiązania układów napędowych wykorzystujące silniki szeregowo-prądu stałego okazały się nieefektywne i awaryjne. Sprawność silników prądu stałego jest gorsza od silników prądu przemiennego, a konieczność stosowania komutatora mechanicznego zwiększa koszty wykonania oraz wymaga dodatkowej obsługi związanej z wymianą szczotek. Układ mechanicznego komutatora jest bardzo

wrażliwy na przeciążenia i zanieczyszczenia pyłem, które są przyczynami częstych awarii. Aktualnie brak jest również na rynku producentów silników prądu stałego w wykonaniu przeciwybuchowym.

Na podstawie przeprowadzonych analiz i symulacji komputerowych, w aspekcie zużycia energii elektrycznej z baterii akumulatorów, oraz stosowanych silników synchronicznych z magnesami trwałymi oraz silników prądu stałego wykazano, iż zastosowanie dwóch silników synchronicznych z magnesami trwałymi może poprawić znacząco właściwości trakcyjne lokomotywy, przy nieznacznie większym zużyciu energii elektrycznej, w stosunku do stosowanego obecnie silnika prądu

stałego. Badania porównawcze silników prądu przemiennego wykazały przewagę silników z magnesami trwałymi, w stosunku do silników indukcyjnych klatkowych, w zakresie efektywności energetycznej. Na summaryczną sprawność układu „przekształtnik – silnik” w całym cyklu pracy ma wpływ wyższa sprawność samego silnika oraz możliwość odzysku energii w czasie hamowania. W obu przypadkach sprawność układu z silnikiem z magnesami trwałymi w zakresie badanych obciążeń była wyższa. Silnik z magnesami trwałymi posiada dodatkowo mniejszą masę i gabaryty w stosunku do silnika indukcyjnego klatkowego. Jedynym argumentem przemawiającym na jego niekorzyść jest jego obecna cena. Reasumując, należy stwierdzić, że symulacje i badania opisane w niniejszym artykule wykazały jednoznacznie przewagę innowacyjnego napędu z wykorzystaniem dwóch silników synchronicznych z magnesami trwałymi nad rozwiązaniami dotychczas stosowanymi w lokomotywach akumulatorowych. Nowo opracowana koncepcja sterowania wychodzi na przeciw trendom jakie obserwuje się w inteligentnych rozwiązaniach układów napędowych w transporcie górnym.

Literatura

1. Budzyński Z., Gaśior S., Niedworok A., Polnik B.: „Badania wybranych rozwiązań napędu górniczej lokomotywy akumulatorowej”, Maszyny Elektryczne – Zeszyty problemowe nr 91/2011 s. 9. Wydawca: Branżowy Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Maszyn Elektrycznych Komel.
2. Budzyński Z.: „Innowacyjne rozwiązania układów sterowania i napędów elektrycznych kolei szynowych”, Maszyny Górnicze 2010 nr 3-4/2010 s.176.
3. Sprawozdanie z Projektu Rozwojowego nr N R01 0009 06 (nie publikowane). Grudzień 2009.
4. Gierlotka S.: „Rozwój napędu trakcji elektrycznej w górnictwie podziemnym”, Napędy i Sterowanie, 2006 nr 11 s. 44.
5. Hefczyc M., Daniłow J.: „Lokomotywy kopalniane ognioszczelne akumulatorowe. Nowe rozwiązania układów sterowania napędem”, Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1994 nr 10 (292).
6. Dokumentacja fotograficzna Instytutu Techniki Górniczej Komag.

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2011 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Jerzy Świder

Wymagania techniczne dla złączy wtykowych w połączeniach hydraulicznych przewodów giętkich

Streszczenie

Kompatybilność wymiarowa, powtarzalność wykonania oraz ułatwienia w przepływie wyrobów, to kluczowe zagadnienia, mające swoje odzwierciedlenie w przepisach i zastosowanych rozwiązaniach praktycznych. Istotnym instrumentem spełnienia tych elementów są wymagania normalizacyjne, które często w przypadku braku norm europejskich definiowane są na poziomie norm krajowych. Niniejszy artykuł ma na celu przybliżenie czytelnikowi efektów prac Komitetu Technicznego nr 285 ds. Górniczych Maszyn i Urządzeń Dołowych w zakresie zdefiniowania wymagań technicznych dla złączy wtykowych stosowanych w połączeniach hydraulicznych przewodów giętkich.

Summary

Dimensional compatibility, repeatability of manufacturing and facilitations in products circulation are the key problems, which are reflected in regulations and in practical applications. Standard requirements, which in the case of lack of European standards are often defined at the level of Polish standards, are significant instrument to satisfy the above mentioned problems. The paper aims at presenting the reader results of work of Technical Committee No. 285 for Mining Underground Machines and Equipment as regards defining of technical requirements for plug connectors used in hydraulic connections of flexible hoses.

1. Wprowadzenie

Ustawa o normalizacji z dnia 12 września 2002 roku zasadniczo zmieniła system normalizacyjny, dostosowując go przede wszystkim do wymogów unijnych. Krajową jednostką normalizacyjną o statusie państwowej budżetowej jednostki, zgodnie ze wspomnianą ustawą jest Polski Komitet Normalizacyjny (PKN).

Zgodnie z założeniami ustawy oraz uregulowaniami wewnętrznymi Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, jednostka ta stanowi platformę prac normalizacyjnych - nadzoruje organizację prac, przeprowadza ankietę powszechną oraz zatwierdza, publikuje i sprzedaje normy. Polski Komitet Normalizacyjny nie tworzy Polskich Norm i nie jest odpowiedzialny za ich treść merytoryczną.

Zadania bezpośrednio związane z opracowywaniem Polskich Norm i innych dokumentów normalizacyjnych realizują powołane do tego celu komitety techniczne (KT), które samodzielnie decydują o ich treści i mają wyłączność na ich interpretację [4, 6].

W skład komitetów technicznych wchodzi specjaliści delegowani przez organy administracji rządowej oraz organizacje: gospodarcze, pracodawców, konsumenckie, zawodowe oraz środowiska naukowo-techniczne, szkół wyższych. Należy podkreślić, że w strukturach KT przeważają pracownicy jednostek naukowych, którzy często nie są użytkownikami norm, natomiast mało jest przedstawicieli przemysłu, którzy de facto z norm korzystają.

Ponieważ udział w pracach w ramach komitetów technicznych jest dobrowolny, korzystnym byłoby, aby przedstawiciele przemysłu, aktywniej uczestniczyli w pracach normalizacyjnych, formułując konkretne wymagania. Dotyczy to także ankiety powszechnej norm, gdy producenci pomimo możliwości wypowiedzenia się na temat konkretnego projektu normy, rzadko zgłaszają propozycje zmian i uzupełnień do opracowywanych dokumentów.

Obserwując działalność normalizacyjną, można stwierdzić, że stan polskiej normalizacji nie jest zadowalający. Znajomość zagadnień i świadomość korzyści płynących z normalizacji jest na tyle niska, że wiele osób nie zdaje sobie sprawy z tego, że Polskie Normy są obecnie dobrowolne.

Warto zatem podkreślić, iż aczkolwiek normy są dokumentami stosowanymi na zasadzie dobrowolności, to postanowienia w nich zawarte bazują na podstawach naukowych oraz sprawdzonych danych technicznych. Normy uwzględniają aktualny stan wiedzy i poziom techniki oraz zawierają wymagania możliwe do realizacji i są sprawdzalne. Norma jest dokumentem przeznaczonym do dobrowolnego stosowania służącym ułatwieniu i uproszczeniu przepływu towarów i usług pomiędzy rynkami, mogącym stanowić podstawę porozumienia sfery gospodarczej, rządowej i społecznej w spełnieniu określonych warunków bezpieczeństwa i jakości wyrobów i usług.

Wprowadzony do normalizacji system dobrowolności stwarza szerokie możliwości kreowania mecha-

nizmów samoregulacji, w sytuacji gdy wymiana rynkowa charakteryzuje się przewagą podaży nad popytem.

Zaostrzająca się konkurencja między przedsiębiorcami, prowadzi do konieczności podejmowania działań niekonwencjonalnych, związanych między innymi z kreowaniem nowych, zaostrzonych wymagań normalizacyjnych.

2. Tworzenie norm na przykładzie prac Komitetu Technicznego nr 285

Zmiana systemu normalizacyjnego w Polsce doprowadziła do radykalnego zmniejszenia udziału państwa w finansowaniu opracowań norm własnych, a inicjatywa opracowywania norm, również z omawianego obszaru maszyn górniczych została ukierunkowana na producentów, względnie użytkowników tych norm [5].

Zgodnie z zatwierdzonymi przez PKN zasadami wprowadzono dwa tryby opracowywania norm:

- w ramach zobowiązań podjętych przez Polskę na arenie europejskiej i międzynarodowej ze środków budżetowych,
- w ramach zgłaszanych zapotrzebowań przez zainteresowane środowiska, odpłatnie na zamówienie podmiotów lub osób fizycznych.

Drugi tryb postępowania jest związany z bezpośrednim zaangażowaniem się producentów lub użytkowników w proces opracowywania tzw. norm własnych, czyli dokumentów krajowych.

W przypadku branży maszyn i urządzeń górniczych normalizacja opiera się zarówno na normach europejskich, jak i sporej grupie norm własnych [5].

O ile aktualność Norm Europejskich jest zapewniana przez stosowanie przepisów wewnętrznych CEN/CENELEC, zgodnie z którymi istnieje obowiązek przeglądu aktualności wszystkich norm w terminie ustalonym przez europejskie organizacje normalizacyjne, to w przypadku Polskich Norm własnych ocenę aktualności dokumentów gwarantują przeglądy zarządzane przez PKN, których wynikiem jest decyzja o aktualności, nowelizacji lub wycofaniu normy ze zbioru PN.

Można zatem stwierdzić, iż realizowane okresowo przeglądy norm często stają się impulsem do podjęcia decyzji o ewentualnej nowelizacji wybranych dokumentów.

Tak też się stało w przypadku normy PN-G-32000: 1992 „Górnice napędy i sterowania hydrauliczne – Złącza wtykowe – Wymagania”. Stosowana przez użytkowników norma w ciągu ostatnich kilku lat znacznie straciła na swojej aktualności. Bardzo wąski typoszereg wielkości złączy wtykowych, obejmujący zaledwie sześć

wielkości oraz brak wymagań materiałowych spowodował, iż dokument ten przestał odpowiadać współczesnym potrzebom.

Ciągła tendencja do zwiększania mocy maszyn i urządzeń górniczych spowodowała konieczność stosowania układów hydraulicznych o coraz wyższych ciśnieniach oraz o zwiększonych przepływach.

Stąd też, zaistniała potrzeba zastosowania w hydraulicznych przewodach giętkich (wąż określonego typu, połączony ze złączem wtykowym) węży hydraulicznych o konstrukcjach dwu-, cztero- i wieloplotowych.

Obecnie w górnictwie węgla kamiennego stosowane są hydrauliczne przewody giętkie wykonywane na bazie węży typu 2SN, 2ST, 2SC, 4SP, 4SH i R13, zdefiniowanych Normami Europejskimi oraz węży typu R15 o ciśnieniu roboczym 42 MPa.

Warunkiem stosowania takich przewodów hydraulicznych jest możliwość ich łatwego, a zarazem bezpiecznego łączenia z urządzeniami oraz między sobą. Do tego celu służą różnego rodzaju złącza wtykowe. Brak zdefiniowanych wymagań dla złączy, o nowych wielkościach oraz dla zróżnicowanych zakresów ciśnień roboczych stał się poważnym utrudnieniem w relacjach producent-użytkownik. Na rynku zaczęły się pojawiać złącza, o niezdefiniowanych parametrach i własnościach. Problematyczna stała się również ocena zgodności całych hydraulicznych przewodów giętkich.

Przedstawione w dokumencie PN-G-32000 z 1992 roku wymagania wytrzymałościowe, bez sprecyzowania wymagań materiałowych znacznie utrudniły producentowi dokonanie właściwego ich doboru. Zastosowanie nieodpowiedniego materiału mogło doprowadzić do uszkodzenia złącza w trakcie jego pracy, a konsekwencji do tragicznych w skutkach, obrażeń operatora maszyny lub innego pracownika znajdującego się w pobliżu zdarzenia.

Przykładowo w kopalniach w Australii w przeciągu ośmiu ostatnich lat na 159 uszkodzeń przewodów hydraulicznych, 54 zdarzenia dotyczyły bezpośrednio złączy wtykowych. Również pęknięcie przetyczki było przyczyną śmierci górnika w kopalni czeskiej [7].

Przeprowadzane w kraju badania hydraulicznych przewodów giętkich wykazują, że najbardziej zawodnym elementem przewodu jest przetyczka złącza wtykowego. Z uwagi na jej znaczenie i konieczność zagwarantowania pewnego połączenia elementów złącza, postawione jej muszą być wysokie wymagania, szczególnie w zakresie zastosowanych materiałów. Użycie niewłaściwego materiału do produkcji wtyków może skutkować zniszczeniem całego złącza. Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy wtyk ze ściętym kołnierzem, co nastąpiło podczas przeprowadzanego badania złącza, na ciśnienie próbne.



Rys.1. Ścięty kołnierz wtyku podczas badania złącza wtykowego na ciśnienie próbne

Źródło: Dokumentacja fotograficzna KOMAG-u

Tego rodzaju uszkodzenie występuje najczęściej w wyniku zadawania ciśnienia pulsującego i może być efektem zastosowania niewłaściwego (zbyt kruchego) gatunku stali, względnie stali o niedostatecznej wytrzymałości na rozciąganie.

Nawet zastosowany, właściwy pod względem składu chemicznego gatunek stali nie zawsze gwarantuje w pełni osiągnięcie wymaganych własności wytrzymałościowych. Istotny jest również zastosowany proces wytwarzania tej stali, decydujący o ostatecznych właściwościach materiału.

Warto w tym miejscu stwierdzić, że często pomijane badania składu materiałowego stali stosowanej do wytwarzania poszczególnych elementów wtyków mają istotne znaczenie przy kształtowaniu, a także ocenie parametrów wytrzymałościowych.

Opisane powyżej problemy oraz sygnalizowane przez użytkowników i jednostki oceniające, liczne postulaty spowodowały, że zaistniała konieczność nowelizacji normy i dostosowania jej do potrzeb użytkowników oraz aktualnego stanu techniki.

W 2010 roku dzięki zaangażowaniu finansowemu Instytutu Techniki Górniczej KOMAG oraz Ośrodka Badań, Atestacji i Certyfikacji OBAC sp. z o.o., jak również aktywności przedstawicieli firm: AGR Ewa Rojowiec Zakład Pracy Chronionej z Knurowa (producent przewodów hydraulicznych i armatury wysokiego ciśnienia) oraz FPHU BASTAR Mysłowice (producent przetyczek), rozpoczęto prace nad projektem nowej normy PN-G-32000 „Górnice napędy i sterowania hydrauliczne – Złącza wtykowe – Wymagania”, dotyczącej złączy wtykowych, stosowanych głównie w instalacjach hydraulicznych maszyn i urządzeń górniczych.

3. Wymagania dla złączy wtykowych w projekcie nowej normy

Założeniem autorów projektu nowej normy było sformułowanie wymagań opisujących zarówno geome-

tryczne, jak i materiałowe cechy konstrukcyjne złączy wtykowych, które obejmą swoim zakresem wszystkie stosowane we współczesnej technice górniczej typy hydraulicznych przewodów giętkich. Przyjęto, że wymagania wytrzymałościowe, stanowiące podstawę dla przeprowadzenia oceny zgodności dla złączy wtykowych, muszą być spójne z wymaganiami stawianymi przewodom (węzom hydraulicznym), dołączenia których przeznaczone są dane złącza.

W nowej normie przedstawiono wymagania dla złączy wtykowych, stosowanych do połączeń: węży dwuopłotowych według PN-EN 853:1999 oraz PN-EN 857:2002, a także węży cztero- i wieloopłotowych według PN-EN 856:2002 i R15 w pełnym zakresie oraz do ich łączenia z innymi urządzeniami hydraulicznymi, stosowanymi w górnictwie podziemnym [3]. W normie zdefiniowano złącze jako połączenie wtyku i gniazda zabezpieczone przetyczką i uszczelnione pierścieniem uszczelniającym o przekroju kołowym z pierścieniem oporowym oraz poszerzono typoszeręg wielkości złączy wtykowych wprowadzając dziewięć wielkości złączy: DN6, DN10, DN12, DN19, DN25, DN31, DN38, DN51, DN63.

Określono także maksymalne ciśnienia robocze dla złączy wtykowych, przedstawione w tabeli 1.

Tworząc projekt normy autorzy zaproponowali ogólną postać konstrukcyjną złącza wtykowego, co przedstawiono na rysunku 2.

Z uwagi na szereg rozwiązań konstrukcyjnych oraz wykonania złączy wtykowych, w projekcie nowelizowanej normy PN-G-32000 dokonano podziału złączy, ze względu na wykonanie wytrzymałościowe, rozróżniając:

- złącze standardowe,
- złącze w wykonaniu wzmocnionym,
- złącze w wykonaniu ciężkim.

Rozróżniono także odmiany konstrukcyjne poszczególnych elementów złącza:

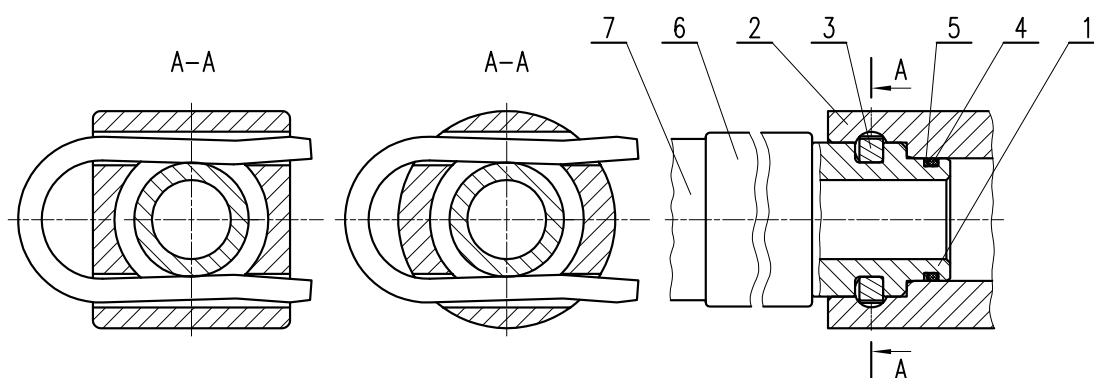
- wtyk:
 - bez rowka demontażowego,
 - z rowkiem demontażowym,
- gniazda:
 - gniazdo o zewnętrznym prostokątnym przekroju poprzecznym,
 - gniazdo o zewnętrznym kołowym przekroju poprzecznym,
- przetyczki:
 - zwykła,
 - dwugniazdowa,
 - czterogniazdowa,
 - typu C,
 - typu H.

Maksymalne ciśnienie robocze, Źródło [3]

Tabela 1

Nominalna średnica otworu węża DN [mm]	Maksymalne ciśnienie robocze [bar] ¹		
	Wykonanie standardowe ²	Wykonanie wzmocnione W ²	Wykonanie ciężkie H ²
6	640	-	-
10	530	-	-
12	500	-	420
19	450	-	
25	400	-	
31	300	350	
38	145	-	
51	130	-	
63	90	-	-

¹ 1bar = 0,1 MPa
² Dla czytelności, w niniejszej tabeli, system określeń wykonania odbiega od podanych w projekcie normy



Rys. 2. Przykładowe złącze wtykowe, Źródło [3]

1 - wtyk, 2 - gniazdo, 3 - przetyczka, 4 - pierścień uszczelniający o przekroju kołowym, 5 - pierścień oporowy, 6 - oprawka zagniatana, 7 - wąż

W porównaniu z wydaniem z 1992 roku, obecny projekt normy został znacznie rozszerzony. Twórcy normy współpracowali z producentami, którzy wnieśli istotne merytoryczne zmiany do projektu normy, omawiane i zaakcentowane przez członków Komitetu Technicznego.

W projekcie normy zdefiniowano podstawowe wymiary wtyków, gniazd, przetyczek, pierścieni uszczelniających i pierścieni oporowych. Dla przetyczek wprowadzono dodatkowy wymiar przekątnej przekroju poprzecznego umożliwiający weryfikację zachowania wymaganego pola powierzchni przekroju.

Mając na uwadze istotny wpływ materiałów użytych do wykonania złączy wtykowych na ich trwałość, w nowo opracowanej normie, sprecyzowano wymagania z tego zakresu.

Dla zagwarantowania jakości wykonania oraz odpowiedniej wytrzymałości złącza ustalono, że [3]:

- wtyk w wykonaniu standardowym powinien być wykonany ze stali automatowej w stanie ciągnionym na zimno 11SMnPb30+C według PN-EN 10277-3:2009 lub stali o nie gorszych właściwościach mechanicznych,
- wtyk w wykonaniu wzmocnionym i ciężkim (w normie oznaczane symbolami H i W), powinien być

wykonany ze stali X14CrMoS17 według PN-EN 10088-3:2007 lub ze stali o nie gorszych właściwościach,

- gniazdo powinno być wykonane ze stali automatowej w stanie ciągnionym na zimno 11SMnPb30+C według PN-EN 10277-3:2007 lub stali o nie gorszych właściwościach mechanicznych,
- przetyczka powinna być wykonana ze stali sprężynowej odpowiadającej gatunkowi SM drutu według PN-EN 10270-1:2004 lub ze stali do ulepszania cieplnego według PN-EN 10083-1:2008, lub ze stali X10CrNi18-8 według PN-EN 10270-3:2004,
- pierścień uszczelniający o przekroju kołowym powinien być wykonany z kauczuku butadienowo-akrylonitowego, NBR według PN-ISO 1629:2005 o twardości Shore A 88±3. Zastosowany do pierścieni materiał powinien być odporny na ciecze hydrauliczne HFA E (emulsje oleju w wodzie), na wodę użytkową oraz na mineralne oleje hydrauliczne grupy H rodzaju HL i HM,
- pierścień oporowy powinien być wykonany z poliamidu, PA 12 według PN-EN ISO 1043-1:2004. Norma nie dopuszcza możliwości stosowania materiałów regenerowanych do produkcji pierścieni.

Maksymalne ciśnienie rozrywające, Źródło [3]

Tabela 2

Nominalna średnica otworu węża DN [mm]	Maksymalne ciśnienie rozrywające [bar] ¹		
	Wykonanie standardowe ²	Wykonanie W ² (wzmocnione)	Wykonanie H ² (ciężkie)
6	1800	-	-
10	1780	-	-
12	1660	-	1680
19	1400	-	
25	1120	-	
31	840	1400	
38	360	-	
51	320	-	
63	225	-	-

¹ 1bar = 0,1 MPa
² Dla czytelności, w niniejszej tabeli system określa wykonania odbiegające od podanych w projekcie normy

Twórcy normy odnieśli się również do sytuacji, gdy wspomniane złącza będą pracować w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, wprowadzając wymagania dotyczące spełnienia ogólnych wymagań dotyczących urządzeń grupy I kategorii M2 według PN-EN 13463-1:2010.

Mając na uwadze trwałość, bezpieczeństwo oraz spójność z wymaganiami stawianymi węzom hydraulicznym, które wraz ze złączami tworzą przewody hydrauliczne, zdefiniowano także wymagania wytrzymałościowe. Określono ciśnienie rozrywające złącza wtykowego, badanego według PN-EN ISO 1402:2010 i odniesiono do poszczególnych nominalnych średnic otworu węża (wartości podano w tabeli 2).

Badane złącza powinny zachować szczelność aż do osiągnięcia wartości ciśnienia rozrywającego.

Odniesiono się również do wszystkich pozostałych aspektów, które były przedmiotem starego wydania normy, uzupełniając dokument o wymagania dotyczące wykonania, zabezpieczeń antykorozyjnych oraz znakowania.

Warto podkreślić, że omawiany projekt normy już na etapie wstępnym spotkał się z dużym zainteresowaniem producentów, z uwagi na konieczność dostosowania produkcji elementów do wymagań nowego dokumentu.

4. Podsumowanie

Tworzenie norm wypływa z potrzeby i doświadczenia zainteresowanych stron i stanowi odpowiedź na wymagania społeczeństwa i postępującego rozwoju technologii. Definiowanie i wprowadzanie do stosowania jednolitych ustaleń w zakresie wymagań technicznych wpływa na likwidację barier technicznych, a działalność normalizacyjna służy uzyskaniu optymalnego stopnia uporządkowania.

Z normalizacji korzystają zarówno użytkownicy, jak i producenci. Z punktu widzenia użytkownika, odniesienie czy też powiązanie wyrobu z normą wzbudza zaufanie i jest jednym z najważniejszych czynników, branych pod uwagę przy jego wyborze. Z punktu widzenia producenta otrzymuje on gwarancję spełnienia przez wyrób ustalonych normą wymagań, natomiast przez udział aktywny w tworzeniu normy producent może bezpośrednio wpływać na ustalenia wymagań i może promować wygodne dla siebie rozwiązanie techniczne.

Dowodem wymiernych korzyści wynikających ze stosowania norm, są m.in. opublikowane wyniki badań przeprowadzonych we Francji, podczas których oceniano korzyści wynikające ze stosowania norm. Przeprowadzone badania obejmujące wybrane przedsiębiorstwa przemysłu motoryzacyjnego wykazały, że zyski wynikające ze stosowania norm wyrażone w procentach, wahają się w przedziale od 0,15% do 3% obrotu – zależnie od przedsiębiorstwa [1].

Tak więc dla całej branży wyniosły od 38 do 55 miliardów dolarów. Przeprowadzone badania potwierdziły także dużą świadomość znaczenia normalizacji – 71,2% respondentów stwierdziło, że udział w przygotowywaniu norm pozwala przewidywać przyszłe wymagania rynkowe, a 61% badanych firm stwierdziło, że zaangażowanie się w procesy normalizacyjne było skuteczną strategią promowania własnych interesów [2].

Efekty pracy Komitetu Technicznego nr 285 są dowodem, że opracowanie Polskiej Normy może wynikać z potrzeby uporządkowania określonej działalności [5].

Mimo trudnej sytuacji ekonomicznej w branży górnictwa kamiennego rośnie świadomość konieczności finansowego wsparcia procesu tworzenia Polskich Norm.

Należy również podkreślić, że aktywne uczestnictwo w procesach normalizacji daje wymierne korzyści przedsiębiorstwom w postaci możliwości:

- uczestnictwa przedsiębiorstw w systemie dobrowolnej normalizacji,
- wpływania na treść norm i przedstawiania własnych rozwiązań,
- wzrostu konkurencyjności przedsiębiorstw.

Obecnie jakość wyrobu jest jednym z głównych czynników determinujących przewagę konkurencyjną rozwijającego się i innowacyjnego przedsiębiorstwa, a normy stają się nie tylko dokumentami technicznymi, ale także ekonomicznymi o znaczeniu strategicznym, pozwalającymi na właściwe zarządzanie przedsiębiorstwem.

Środki zainwestowane w normalizację zwracają się powoli, ale zapewniają stabilną przyszłość oraz ochronę przed nieuczciwą konkurencją, oferującą wyroby nieokreślonej jakości. U udział w pracach normalizacyjnych zapewnia bieżący dostęp do aktualnego stanu wiedzy i informacji oraz stwarza możliwość wpływania na wytyczanie kierunków rozwoju danej dziedziny [6].

Literatura

1. Gerundino D., Hilb M: The ISO Methodology. Assessing the economic benefits of standards. ISO Focus+, s.10 – 16.
2. Peyrat O.: Standardization. A powerful economic lever, ISO Focus+, s. 17 – 19.
3. Projekt normy PN-G-32000 „Górnictwo napędy i sterowania hydrauliczne – Złącza wtykowe – Wymagania”.
4. Ustawa z dnia 12 września 2002 r. o normalizacji. (Dz.U. z 2002 nr 169 poz. 1386),
5. Zajac R., Działalność normalizacyjna w obszarze bezpieczeństwa maszyn i urządzeń górniczych – Potrzeby i oczekiwania – Efekty prac Komitetu Technicznego nr 285, Maszyny Górnicze 2009 nr 3,
6. <http://www.pkn.pl>
7. http://www.dpi.nsw.gov.au/__data/assets/pdf_file/0008/179576/P8---Gary-Nauer.pdf

Artykuł wpłynął do redakcji w maju 2011 r.

Recenzent: dr inż. Antoni Koziel