



# MASZYNY GÓRNICZE

4/2014

KWARTALNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



# MASZYNY GÓRNICZE

4(140)2014

Kwartalnik naukowo-techniczny  
ROK XXXII, grudzień 2014

Zespół Redakcyjny:

**Redaktor Naczelny:**

dr inż. Antoni Koziel

**Z-ca Redaktora Naczelnego:**

dr inż. Edward Pieczora

**Sekretarz Redakcji:**

mgr inż. Romana Zajac

**Redaktor statystyczny:**

dr inż. Jarosław Tokarczyk

**Redaktor językowy:**

mgr Anna Okulińska

**Redaktorzy tematyczni:**

prof. dr hab. inż. Marek Jaszczuk

prof. dr hab. inż. Adam Klich

prof. dr hab. inż. Zdzisław Kłeczek

prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński

prof. dr inż. Włodzimierz Sikora

dr hab. inż. Stanisław Szweda,

prof. nadzw. w Pol. Śl.

prof. dr hab. inż. Teodor Winkler

**Wydawca:**

Instytut Techniki Górniczej KOMAG

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

tel. 32 2374 528

fax 32 2374 304

<http://www.komag.eu>

Redakcja nie zwraca nadsyłanych  
artykułów i nie odpowiada za treść  
ogłoszeń i reklam.

*Wersję papierową wydawanego  
kwartalnika należy traktować jako  
wersję pierwotną.*

**Skład i druk:**

KOMDRUK-KOMAG Sp. z o.o.

ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

tel.: 32 2374 563

Nakład 180 egz.

**PL ISSN 0209-3693**

## *Szanowni Państwo*

*Kolejny rok zbliża się ku końcowi. Jest więc czas na dokonanie podsumowania dwunastu miesięcy. Był to rok trudny dla górnictwa i jego zaplecza. Dekoniunktura na rynkach sprzedaży węgla, spowodowała nadpodaż tego surowca i spadek cen sprzedaży, co było głównym powodem strat polskich producentów węgla. Skutkowało to coraz niższymi nakładami finansowymi na inwestycje w kopalniach, co było odczuwalne również w coraz większym stopniu na zapleczu górnictwa. Wdrożenie wyników szeregu prac badawczych i innowacyjnych rozwiązań, prezentowanych m.in. w naszym kwartalniku, może być zagrożone w związku z trudną sytuacją ich potencjalnych odbiorców.*

*Świadomość, że mimo wszystko są Państwo z nami już tyle lat, sprawia nam ogromną satysfakcję i pozwala wierzyć, że nasz kwartalnik spełnia Państwa oczekiwania.*

*Mamy nadzieję, że również to wydanie Maszyn Górniczych, będzie ciekawą i wartościową lekturą. Zwłaszcza, że nie brakuje w nim interesujących artykułów, z których szczególnie chciałbym polecić ten dotyczący bezpieczeństwa funkcjonalnego układów sterowania maszyn górniczych autorstwa Andrzeja Figla.*

*Zachęcam również Państwa do lektury publikacji Dariusza Michalaka dotyczącej interaktywnych instrukcji obsługi, opracowywanych z pomocą technik komputerowych i programowych, wspomagających bezpieczeństwo użytkowania maszyn i urządzeń. Warto także zapoznać się z artykułami autorów z Wydziału Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej oraz Grupy KOPEX S.A., prezentujących wyniki analiz cech konstrukcyjnych elementów sekcji obudowy zmechanizowanej, jak również przeczytać artykuły przedstawiające wyniki prac badawczych autorstwa Marcina Talarka i Piotra Dobrzanieckiego.*

*Zamieszczamy również krótki raport z konferencji KOMTECH 2014, zorganizowanej przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG, która odbyła się w listopadzie 2014 r. w Kliczkowie.*

*Na koniec zaś, zgodnie z tradycją, w imieniu całego zespołu redakcyjnego kwartalnika Maszyn Górniczych, chcę życzyć Państwu radosnych, rodzinnych i wesołych Świąt Bożego Narodzenia i wielu sukcesów w nadchodzącym roku 2015.*

*Wszystkiego Najlepszego.*

*Redaktor Naczelny  
dr inż. Antoni Koziel*

<b>Spis treści</b>	<b>Contents</b>
<b>PROJEKTOWANIE I BADANIA</b>	<b>DESIGNING AND TESTING</b>
Musioł M., Szweda S.: Wpływ modyfikacji postaci konstrukcyjnej tłoka stojaka hydraulicznego na jego podatność .....	Musioł M., Szweda S.: Impact of modification of hydraulic leg piston design on its yield .....
3	3
Talarek M.: Zastosowanie modelowania komputerowego pola elektrycznego do oceny zagrożeń związanych ze zjawiskiem elektryczności statycznej .....	Talarek M.: Use of computer modelling of electric field for assessment of the hazards associated with static electricity .....
11	11
<b>OBUDOWY ŚCIANOWE</b>	<b>LONGWALL ROOF SUPPORTS</b>
Bukowiecki B., Kościelny A., Mądry M.: Analiza porównawcza cech konstrukcyjnych stropnic sekcji obudowy zmechanizowanej .....	Bukowiecki B., Kościelny A., Mądry M.: Comparative analysis of design features of canopies of powered roof supports .....
15	15
<b>TRANSPORT I Odstawa</b>	<b>TRANSPORT AND CONVEYING SYSTEM</b>
Dobrzaniecki P.: Propozycja wykorzystania momentomierza do analizy układu napędowego lokomotywy typu LDS-100K-EMA .....	Dobrzaniecki P.: Suggestion of use of torque meter for analysis of drive system of LDS-100K-EMA locomotive .....
22	22
<b>BEZPIECZEŃSTWO I ERGONOMIA</b>	<b>SAFETY AND ERGONOMICS</b>
Jaszczyk Ł., Michalak D.: Narzędzia wspomagające bezpieczne utrzymanie ruchu maszyn – część 2. Możliwość rozbudowy systemu INSTO .....	Jaszczyk Ł., Michalak D.: Tools supporting safe operation of machines – Part 2. Possibilities of extension of INSTO system .....
28	28
Figiel A.: Bezpieczeństwo funkcjonalne układów sterowania maszyn górniczych .....	Figiel A.: Functional safety of control systems of mining machines .....
33	33
<b>TARGI, WYSTAWY, KONFERENCJE</b>	<b>FAIR, EXHIBITIONS, CONFERENCES</b>
Pieczora E.: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa Bezpieczeństwo – Efektywność – Niezawodność. KOMTECH 2014 .....	Pieczora E.: Innovative Techniques and Technologies for mining industry Safety – Effectiveness – reliability. KOMTECH 2014.....
40	40
Informacje dla autorów .....	Information for authors .....
43	43
Spis recenzentów w 2014 roku .....	List of the reviewers in 2014 .....
44	44

## Wpływ modyfikacji postaci konstrukcyjnej tłoka stojaka hydraulicznego na jego podatność

### Streszczenie

Analizowano wpływ modyfikacji postaci konstrukcyjnej tłoka stojaka hydraulicznego, polegającej na zwiększeniu objętości przestrzeni podtłokowej, na przebieg czasowy ciśnienia cieczy roboczej oraz współczynnik sprężystości układu. W przypadku niewielkiego wysunięcia rdzennika modyfikacja postaci konstrukcyjnej tłoka skutkuje znaczącą zmianą maksymalnej wartości ciśnienia i wydłużeniem okresu jego drgań.

### Summary

Impact of design modification of the piston of hydraulic leg, consisting in enlarging of annular area of the leg, on time curve of working medium pressure and the coefficient of elasticity of the mechanical system, were analyzed. In case of small advance of upper prop, the design modification of the piston causes significant change of the maximum working medium pressure and extension of pressure oscillation period.

**Słowa kluczowe:** stojak hydrauliczny, podatność stojaka, model matematyczny stojaka, obciążenie dynamiczne stojaka

**Keywords:** hydraulic leg, yield of leg, mathematical model of the leg, dynamic load to the leg

---

## 1. Wprowadzenie

Jedną z często stosowanych metod upodatnienia stojaka polega na pozostawieniu w przestrzeni podtłokowej warstwy cieczy roboczej o określonej grubości. Zgodnie z [6], minimalna wysokość słupa cieczy roboczej pod tłokiem stojaka wynosi 300 mm. Warstwa cieczy pod tłokiem dzięki swojej ściśliwości powoduje bowiem mniejszy przyrost ciśnienia w przestrzeni podtłokowej przy dynamicznym obciążeniu zewnętrznym. Wymaganie to jest jednak szczególnie trudne do spełnienia w przypadku sekcji obudowy zmechanizowanej przeznaczonej do pokładów cienkich. Uzyskanie minimalnej wysokości słupa cieczy pod tłokiem wiąże się bowiem z koniecznością zmniejszenia kąta nachylenia stojaka przy minimalnej wysokości stosowania, co z kolei niekorzystnie wpływa na podporność sekcji i może ograniczać wymiary przejścia.

Wyżej przedstawione przyczyny sprawiły, że w jednym z biur konstrukcyjnych opracowano koncepcję modyfikacji postaci konstrukcyjnej tłoka stojaka, celem zwiększenia objętości cieczy pod tłokiem nie zwiększając wymaganej długości stojaka przy minimalnej wysokości stosowania sekcji.

Celem artykułu jest analiza wpływu zaproponowanych zmian postaci konstrukcyjnej tłoka stojaka hydraulicznego na jego podatność oraz wybrane parametry techniczne.

W niniejszej publikacji wyznaczono podatność stojaka korzystając z metodyki oceny upodatnienia stojaków stosowanej w Głównym Instytucie Górnictwa w Katowicach [6].

## 2. Modelowanie obciążenia dynamicznego stojaka hydraulicznego zmodyfikowanej postaci konstrukcyjnej tłoka

Rozpatrywany model fizyczny stojaka przedstawiono na rysunku 1. Budując model matematyczny stojaka przyjęto, podobnie jak w [1] następujące założenia upraszczające:

- objętość cieczy w przestrzeni podtłokowej, jej moduł sprężystości, gęstość i lepkość nie zmieniają się podczas pracy układu,
- pominięto wpływ sił ciężkości na działanie układu,
- pominięto odkształcenie elementów hydraulicznych,
- pominięto uderzenie hydrauliczne,
- założono, że w układzie nie występuje kawitacja,
- założono, że pomiędzy powierzchniami ruchomymi nie występuje tarcie suche.

Zastosowano model dyskretny o parametrach skupionych, przy czym masę  $m_t$  elementów ruchomych stojaka wyznaczono z zależności [1]:

$$m_t = 0,4 \cdot m_c + m_{tt}$$

gdzie:

- $m_t$  – masa cieczy uczestniczącej w drganiach tłoka, zredukowana do jego środka masy,
- $m_c$  – masa cieczy pod tłokiem,
- $m_{st}$  – masa elementów stojaka biorących udział w ruchu.

W modelu pominięto również elementy układu hydraulicznego, takie jak: rozdzielacz, zawór zwrotny oraz elementy magistrali zasilającej, ponieważ ich wpływ na przebieg czasowy ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka podczas tąpnięcia nie jest znaczący.

## 2.1. Model matematyczny stojaka hydraulicznego [1, 2]

Związek pomiędzy siłami działającymi na stojak hydrauliczny sekcji obudowy zmechanizowanej ma postać wynikającą z zasady d'Alemberta:

$$F(t) - F_{sb} - F_{st} - F_{sh} = 0 \quad (1)$$

gdzie:

- $F(t)$  – siła oddziaływania górotworu,
- $F_{sb}$  – siła bezwładności tłoczyska,
- $F_{st}$  – siła tarcia lepkiego,
- $F_{sh}$  – siła wywierana przez ciśnienie na powierzchnię tłoka.

Równanie różniczkowe ruchu tłoka przyjmuje postać:

$$m_t \ddot{z} = F_d + \frac{\pi d_c^2 p_0}{4} - \frac{\pi d_c^2 p}{4} - c \dot{z} \quad (2)$$

gdzie:

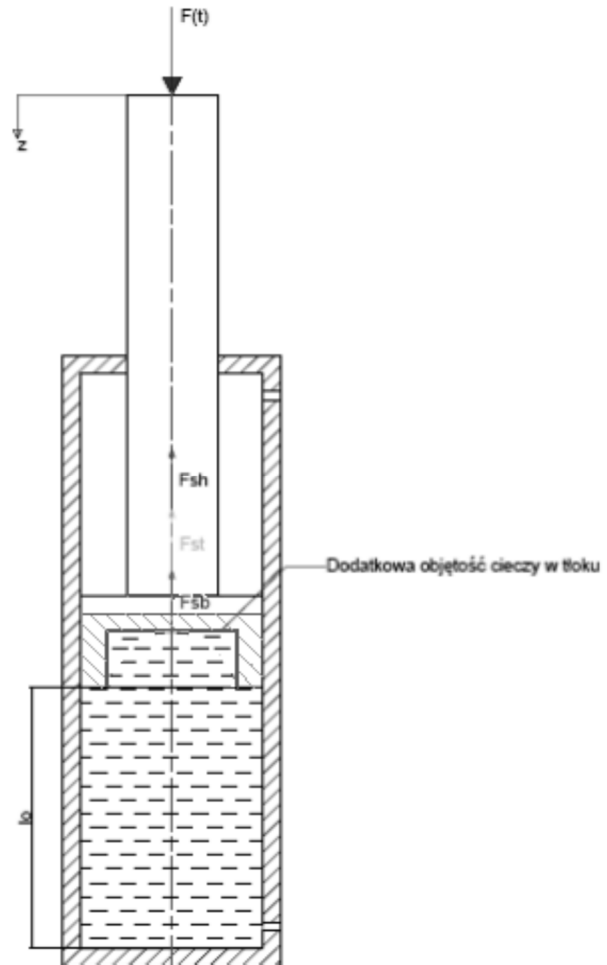
- $m_t$  – masa cieczy uczestniczącej w drganiach, zredukowana do środka masy tłoka,
- $F_d$  – zewnętrzne obciążenie dynamiczne,
- $d_c$  – średnica cylindra,
- $p_0$  – ciśnienie początkowe cieczy roboczej pod tłokiem,
- $p$  – ciśnienie cieczy roboczej, wywołane obciążeniem dynamicznym,
- $c$  – współczynnik tłumienia.

Zmianę ciśnienia w przestrzeni podtłokowej stojaka spowodowaną ściśliwością cieczy roboczej określa wzór [2]:

$$\dot{p} = \frac{B \pi d_c^2 \dot{z}}{4(V_1 + V_d)} \quad (3)$$

gdzie:

- $B$  – moduł sprężystości cieczy,
- $V_1$  – objętość słupa cieczy pod tłokiem,
- $V_d$  – dodatkowa objętość cieczy w tłoku,
- $d_c$  – średnica cylindra.



Rys.1. Model fizyczny stojaka hydraulicznego [3]

Przedmiotem obliczeń jest wyznaczenie przebiegu czasowego ciśnienia w przestrzeni podtłokowej spowodowanego działaniem na stojak obciążenia dynamicznego  $F_d$  o znanej charakterystyce. Poszukiwany przebieg czasowy otrzymuje się rozwiązując układ równań (2) i (3). Celem wyznaczenia funkcji  $p = p(t)$  zastosowano pakiet Simulink programu komputerowego Matlab.

## 2.2. Wyznaczenie przebiegu czasowego ciśnienia cieczy roboczej

Schemat blokowy rozwiązania układu równań (2) i (3) w środowisku Matlab – Simulink [4] przedstawiono na rysunku 2. Siłę dynamiczną  $F_d$  działającą na stojak zapisuje się w przestrzeni roboczej Matlab w postaci dwukolumnowej macierzy, w której pierwsza kolumna zawiera czas, podany w sekundach, a druga wartości siły  $F_d$  w chwili czasowej podanej w kolumnie pierwszej. W przestrzeni roboczej Matlab są one wyznaczone zgodnie ze wzorem [6]:

$$F(t) = F_w + F_d \cdot [1 + k_d \cdot e^{-\delta t} \sin(\omega t - \varphi)] \quad (4)$$

gdzie:

$F_{dd}$  – siła dociążająca stojak,

$F_w$  – podporność wstępna stojaka,

$k_d$  – współczynnik obliczeniowy,  $k_d = \frac{V_0 \omega}{g}$

$t$  – czas,

$\omega$  – częstość układu drgającego górotwór – stojak,

$\delta$  – współczynnik tłumienia układu drgającego,

$\varphi$  – kąt przesunięcia fazowego przebiegu siły w stojaku względem wymuszenia; przyjęto:  $\varphi = 0,45$ .

W przestrzeni roboczej Matlaba zadeklarowano następujące parametry charakteryzujące stojak hydrauliczny:

$F_w$  – podporność wstępna,

$F_r$  – podporność robocza,

$n_{tz}$  – współczynnik dociążenia,

$d_c$  – średnica cylindra stojaka,

$l_0$  – wysokość słupa cieczy pod tłokiem,

$B$  – moduł sprężystości cieczy,

$V_d$  – dodatkowa objętość cieczy w tłoku,

$p_0$  – ciśnienie wstępne,

$m_{tl}$  – masa elementów stojaka biorących udział w ruchu,

$c$  – współczynnik tłumienia.

Parametry te służą następnie do wyznaczania wartości zmiennych i parametrów występujących w poszczególnych blokach programu Simulink. Taki sposób wprowadzania zmiennych do programu umożli-

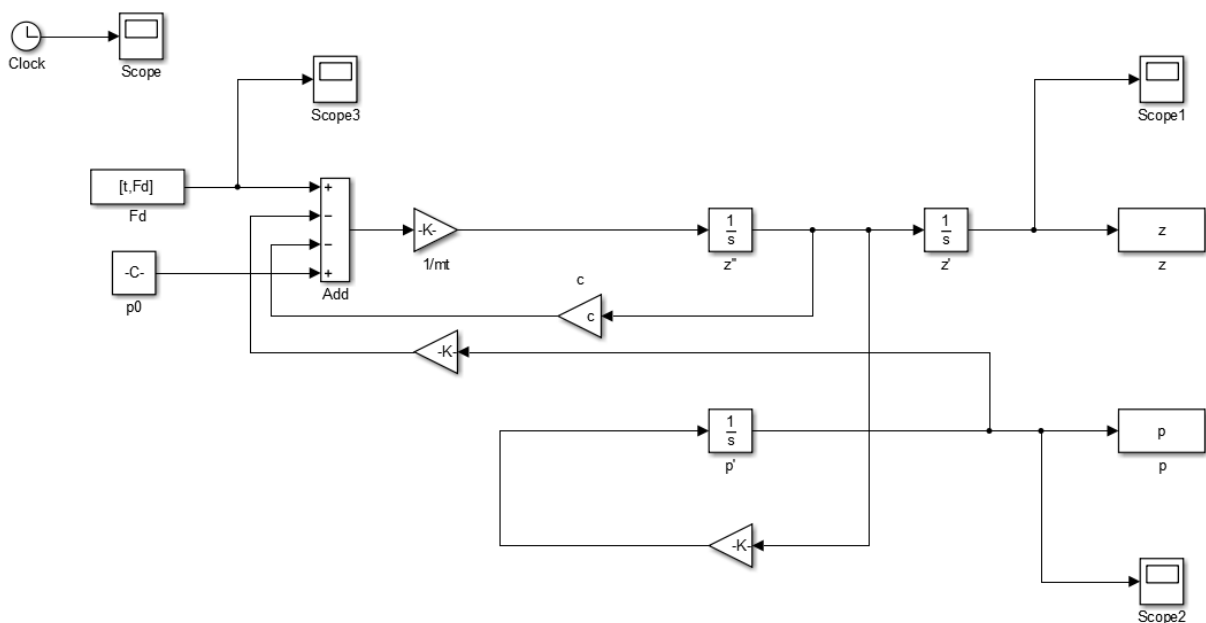
wia łatwą modyfikację parametrów modelu w zależności od cech geometrycznych stojaka. Wyniki obliczeń w postaci plików z zawierającego przemieszczenia tłoka w danej chwili czasu oraz  $p$  zawierającego wartości ciśnienia pod tłokiem w danej chwili czasu przekazywane są do przestrzeni roboczej Matlaba.

### 3. Analiza wrażliwości wybranych parametrów technicznych stojaka na zmiany postaci konstrukcyjnej tłoka

Zagadnienie wpływu zwiększonej objętości cieczy pod tłokiem stojaka przedstawiono na przykładzie stojaka z obudowy typu A o minimalnej wysokości stosowania, wynoszącej 1,6 m. W tabeli 1 zestawiono podstawowe dane techniczne stojaka i parametry umożliwiające wyznaczenie obciążenia dynamicznego, zgodnie ze wzorem (4).

Na rysunku 3 przedstawiono trzy warianty modyfikacji postaci konstrukcyjnej tłoka stojaka skutkujące zwiększeniem objętości cieczy pod tłokiem od 1 l do 7 l.

Symulacje komputerowe obciążenia dynamicznego stojaka przeprowadzono dla różnych wysokości słupa cieczy pod tłokiem i zmieniającej się dodatkowej objętości  $V_d$ . Na rysunkach 4 ÷ 7 przedstawiono wykresy zmian maksymalnego ciśnienia cieczy roboczej w przestrzeni podtłokowej stojaka hydraulicznego według wysokości słupa cieczy pod tłokiem oraz różnych wielkości dodatkowej objętości cieczy  $V_d$ . Wykresy zmian ciśnienia i przemieszczenia przedstawiono dla dwóch wysokości słupa cieczy:  $l_0 = 0,953$  m, wynikającej ze skoku hydraulicznego stojaka oraz dla  $l_0 = 0,1$  m, wynikającej z dolnego zakresu stosowania rozpatrywanej sekcji obudowy zmechanizowanej typu A.

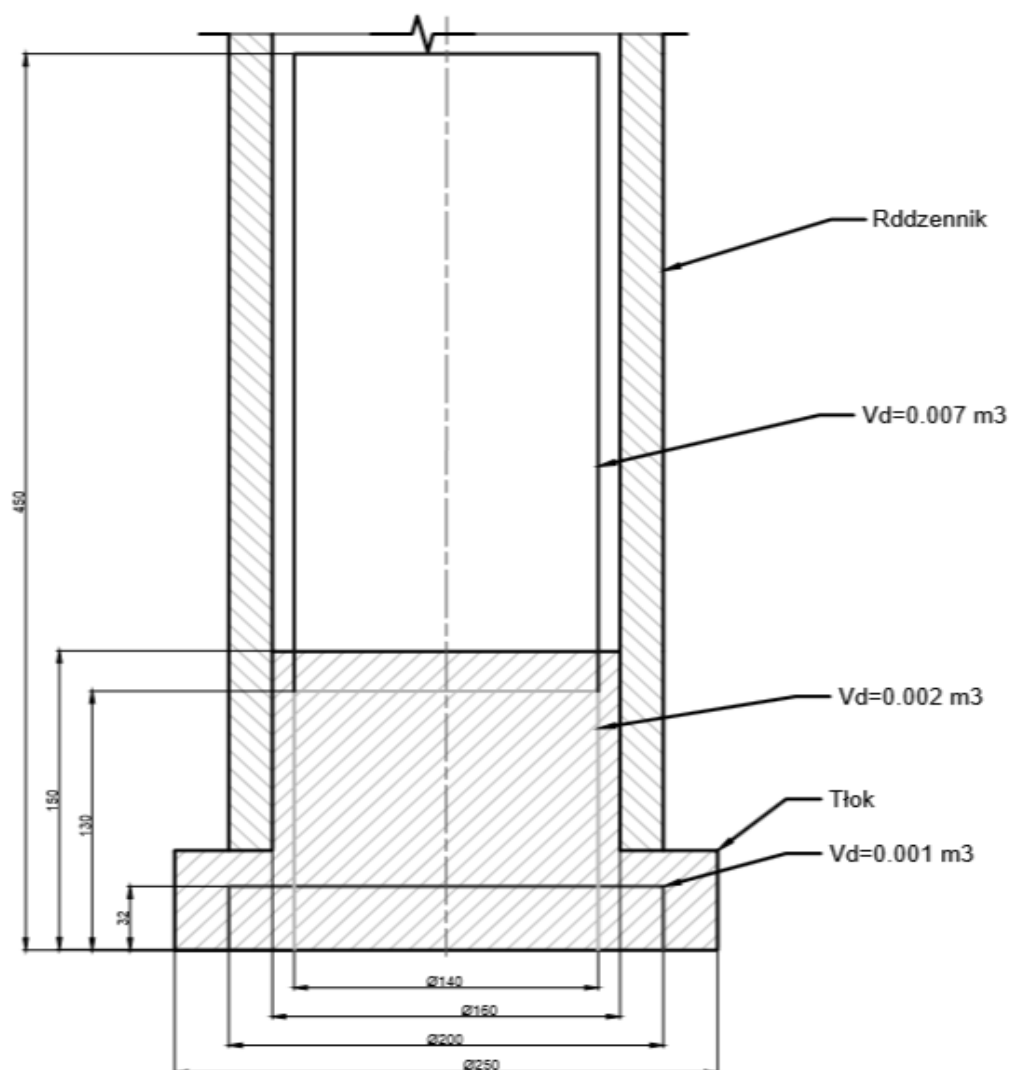


Rys.2. Schemat blokowy układu w programie Matlab - Simulink [3]

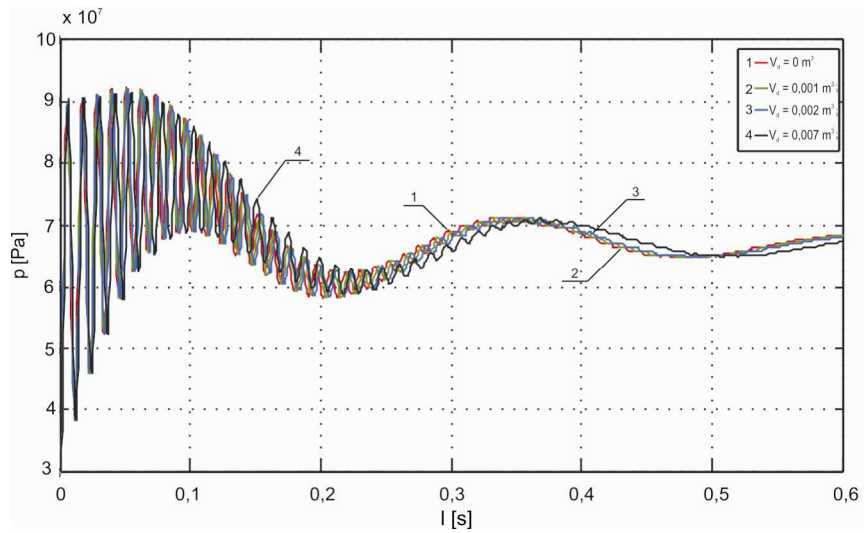
Dane techniczne stojaka

Tabela 1

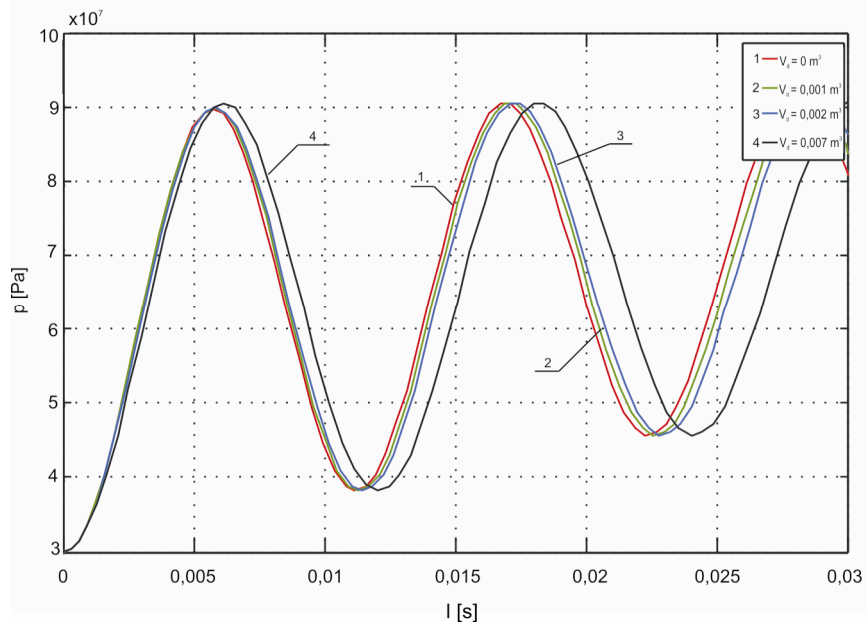
Parametr	Oznaczenie parametru	Wartość parametru
Masa elementów stojaka biorących udział w ruchu	$m_H$	308,8 kg
Ciśnienie wstępne	$p_0$	30 MPa
Współczynnik tłumienia	$c$	8000 kgs <sup>-1</sup>
Średnica cylindra stojaka	$d_c$	0,25 m
Moduł sprężystości cieczy	$B$	2·10 <sup>9</sup> Pa
Gęstość cieczy	$\rho$	1000 kg/m <sup>3</sup>
Współczynnik dociążenia	$n_{tz}$	1,09 (wg [7])
Podporność wstępna	$F_w$	1,47 MN



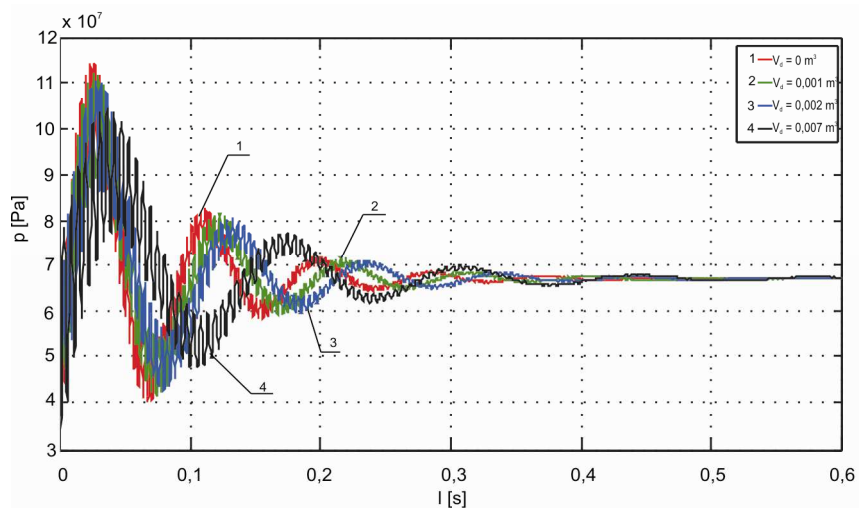
Rys.3. Zmodyfikowana postać konstrukcyjna tłoka [3]



Rys.4. Przebieg czasowy ciśnienia dla wysokości słupa cieczy pod łłokiem 0,953 m [3]

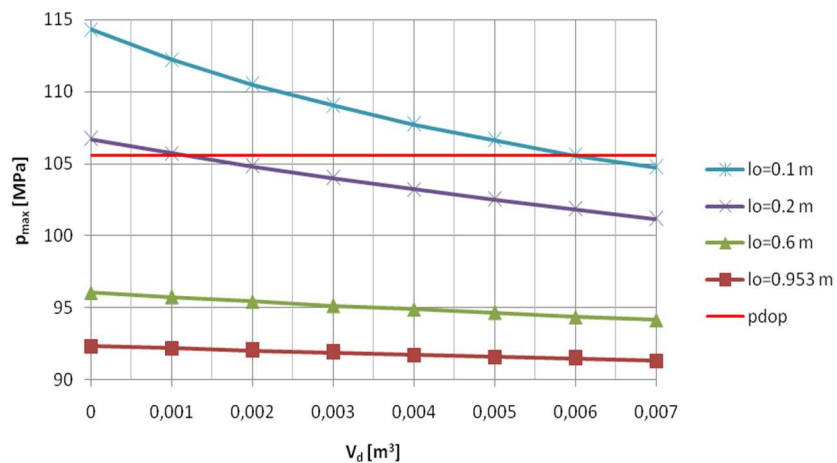


Rys.5. Przebieg czasowy ciśnienia dla wysokości słupa cieczy pod łłokiem 0,953 m dla  $0 < t < 0,03$  s [3]

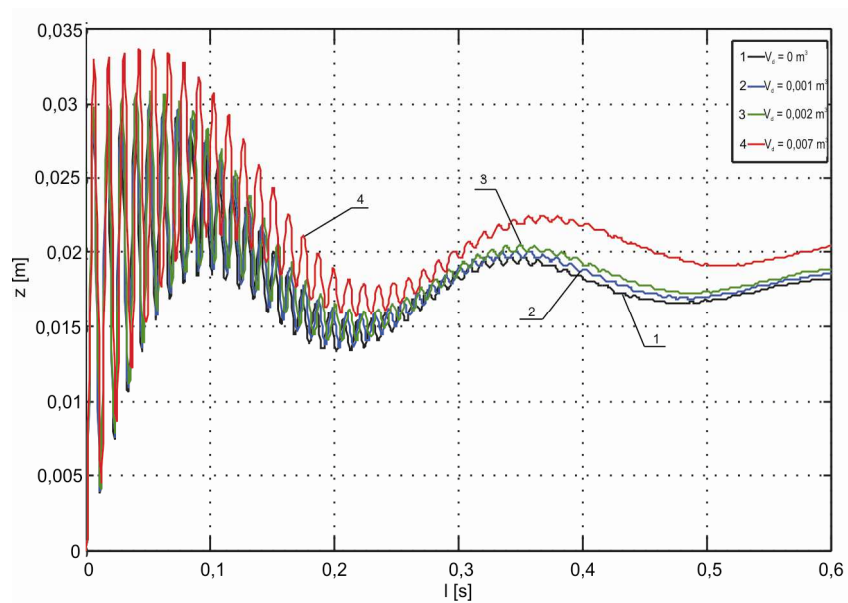


Rys.6. Przebieg czasowy ciśnienia dla wysokości słupa cieczy pod łłokiem 0,1 m [3]

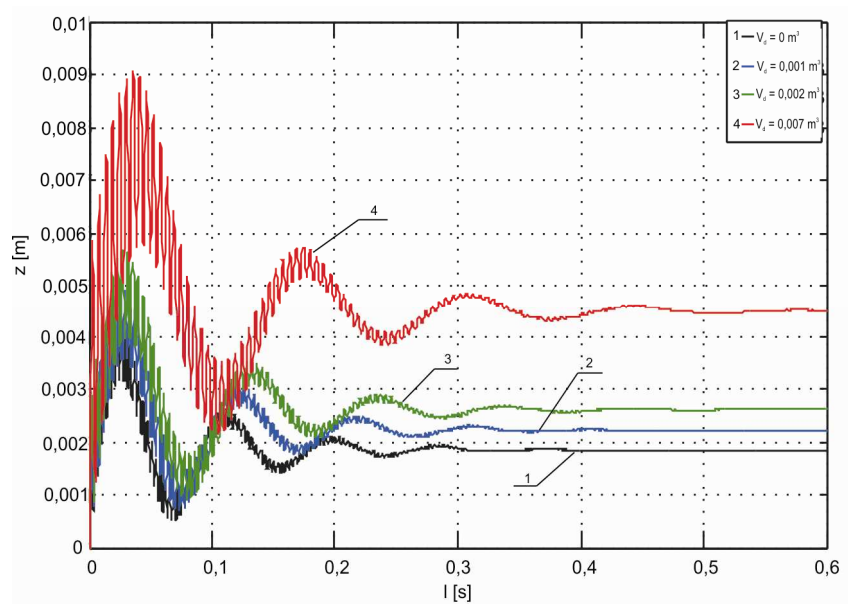




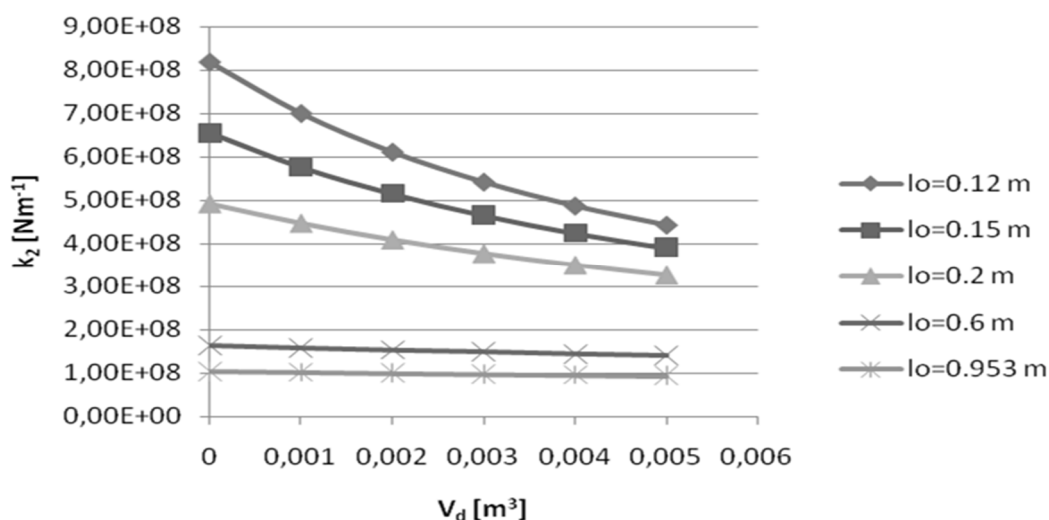
Rys.7. Wartość maksymalnego ciśnienia w zależności od dodatkowej objętości cieczy w tłoku [3]



Rys.8. Przesunięcie tłoka stojaka dla wysokości słupa cieczy 0,953 m [3]



Rys.9. Przesunięcie tłoka stojaka dla wysokości słupa cieczy 0,1 m [3]



Rys.10. Zależność współczynnika sprężystości stojaka od dodatkowej objętości cieczy w tłoku [3]

Z wykresu przedstawionego na rysunku 7 wynika, że dla dużych wysokości słupa cieczy pod tłokiem wpływ dodatkowej objętości  $V_d$  jest niewielki. Dla małych wysokości słupa cieczy jej dodatkowa objętość umożliwia obniżenie ciśnienia poniżej dopuszczalnej wartości  $p_{dop}$ , zaznaczonej na rysunku 7 czerwoną linią, bez konieczności zastosowania zaworu upustowego. Dodatkowa objętość cieczy  $V_d$  wpływa również na zmianę okresu drgań.

Na rysunkach 8 i 9 przedstawiono wykresy maksymalnego przemieszczenia tłoka stojaka dla różnych wysokości słupa cieczy pod tłokiem oraz trzech wielkości dodatkowej objętości cieczy –  $V_d$ .

Różnice w przemieszczeniach statycznych tłoka, wyznaczone dla różnych wartości  $V_d$ , wynikają ze ściśliwości cieczy. Im większa objętość cieczy w przestrzeni podtłokowej tym wahania przemieszczenia tłoka są większe. Dodatkowa objętość cieczy zwiększa również amplitudę przemieszczenia tłoka. Z rysunku 9 wynika jednak, że nawet przy maksymalnej objętości dodatkowej  $V_d$  amplituda przemieszczeń tłoka stojaka jest mniejsza od rozpatrywanej wysokości słupa cieczy pod tłokiem wynoszącej  $l_0 = 0,1$  m. Tak więc nie nastąpi zetknięcie tłoka z dnem cylindra.

W metodzie doboru upodatnienia opracowanej w Głównym Instytucie Górnictwa oceniana jest podatność stojaka i związana z nią możliwość zmniejszenia maksymalnej wartości ciśnienia. Ponieważ obciążenie zewnętrzne rozpatrywanego modelu również zależy od podatności sekcji to przyjęto w uproszczeniu, że miarą tej podatności jest współczynnik –  $k_2$  sprężystości słupa cieczy pod tłokiem. Na rysunku 10 przedstawiono wykres zależności współczynnika sprężystości od dodatkowej objętości cieczy w  $V_d$  dla różnych wysokości słupa cieczy pod tłokiem.

Analizując rysunek 10 można stwierdzić, że dodatkowa objętość cieczy  $V_d$  jest korzystna w przypadku niewielkich wysokości słupa cieczy pod tłokiem,

ponieważ sprężystość stojaka maleje, a wraz z tą zmianą rośnie jego podatność. Na przykład w stojaku, którego wysokość  $l_0 = 0,15$  m dodatkowa objętość cieczy w tłoku wynosząca  $0,024$  m<sup>3</sup> powoduje, że stojak ten charakteryzuje się takim samym współczynnikiem sprężystości  $k_2$  jak stojak o wysokości  $l_0 = 0,2$  m. Dla dużych wysokości słupa cieczy pod tłokiem dodatkowa objętość cieczy ma nieznaczny wpływ na podatność stojaka.

#### 4. Podsumowanie

Elementem sekcji obudowy zmechanizowanej mającym decydujący wpływ na jej upodatnienie, czyli zdolność do przenoszenia obciążenia dynamicznego jest stojak hydrauliczny. W stosowanych obecnie metodach analizy upodatnienia badania ogranicza się wyłącznie do samego stojaka zakładając, że wpływ innych czynników jest pomijalnie mały.

W polskich przepisach prawnych nie ma dokładnie sprecyzowanej procedury oceny upodatnienia sekcji. Dlatego też różne ośrodki naukowo-badawcze opracowały własne metody badań. Jedną z nich jest metoda analityczna opracowana przez K. Stoińskiego w Głównym Instytucie Górnictwa [6]. Analizując wpływ dodatkowej objętości cieczy pod tłokiem na zmianę ciśnienia i przemieszczenia tłoka stojaka wykorzystano metodę analityczną oceny upodatnienia sekcji opracowaną w Głównym Instytucie Górnictwa. W metodzie tej zewnętrzne obciążenie dynamiczne działające na stojak jest uzależnione, zarówno od warunków geologiczno-górnictwowych panujących w wyrobisku charakteryzowanych przez współczynnik  $n_{rz}$ , jak również od podatności stojaka. Stosując tę metodę nie można więc określić upodatnienia stojaka, zdefiniowanego w [8], jako zmiany podatności układu spowodowana zastosowaniem danego środka technicznego. Doświadczalną metodę oceny tak zdefiniowanego upodatnienia opisano w [8]. W pracy [3], stosując symulacje komputerowe badań

---

prowadzonych zgodnie z metodą opisaną w [8], wykazano jednak, że tak rozumianego upodatnienia stojaka nie można uzyskać przy założeniu stałej objętości cieczy roboczej pod tłokiem. Symulacje komputerowe doświadczalnej metody oceny upodatnienia stojaka będą możliwe po uzupełnieniu modelu stojaka, analizowanego w niniejszej pracy o model zaworu upustowego.

Na podstawie obliczeń wykonanych z zastosowaniem modelu matematycznego stojaka przedstawionego w niniejszej pracy stwierdzono, że:

1. Zastosowanie tłoka o zmodyfikowanej postaci konstrukcyjnej jest uzasadnione tylko w przypadku niskich wysokości słupa cieczy pod tłokiem. Przyjęcie takiego rozwiązania może przynieść wymierne korzyści w przypadku pracy sekcji obudowy zmechanizowanej w pokładach cienkich.
2. Dodatkowa objętość cieczy w tłoku wpływa także na wartość maksymalnego przemieszczenia tłoka. Wraz ze wzrostem ilości cieczy wzrasta przemieszczenie tłoka. Jest to zjawisko korzystne ze względu na rozpraszanie energii wstrząsu.
3. Traktując współczynnik sprężystości cieczy pod tłokiem  $k_2$  jako miarę podatności w metodyce stosowanej w Głównym Instytucie Górnictwa można, korzystając z wykresu przedstawionego na rysunku 10 wyznaczyć dodatkową objętość cieczy pod tłokiem sprawiającą, że współczynnik sprężystości stojaka o wysokości słupa cieczy pod tłokiem mniejszej niż wymagana w normie jest równy współczynnikowi sprężystości stojaka o minimalnej wysokości słupa cieczy pod tłokiem zgodnej z wymaganiami normatywnymi.

## Literatura

1. Domagała Z., Marianowski J.: Modelowanie i weryfikacja zjawisk dynamicznych zachodzących w teleskopowych stojakach hydraulicznych. *Cylinder* 2013, str. 219 – 235.
2. Łysik M.: Modelowanie matematyczne zmian ciśnienia w przestrzeni roboczej stojaka hydraulicznego spowodowanych obciążeniem dynamicznym. Praca magisterska, Gliwice 2010. Praca nie publikowana. Biblioteka Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej.
3. Musioł D.: Wpływ modyfikacji postaci konstrukcyjnej tłoka stojaka hydraulicznego na jego upodatnienie. Praca magisterska, Gliwice 2014. Praca nie publikowana. Biblioteka Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej.
4. Regel W.: Przykłady i ćwiczenia w programie Simulink, Mikom, Warszawa 2004.
5. Rozporządzenie Ministra Gospodarki w sprawie BHP § 440 ust. 2 z 2002 roku (Dz. U. nr 139 poz. 1169 z dnia 28. 06. 2002).
6. Stoiński K.: Dobór stojaka hydraulicznego obudowy ścianowej do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. *Archiwum Górnictwa* 1998 nr 3, str.471 – 486.
7. Szweda S.: Identyfikacja parametrów charakteryzujących obciążenie sekcji obudowy zmechanizowanej spowodowane dynamicznym oddziaływaniem górotworu. *Zeszyty Naukowe Pol. Śl.* nr 1648, Gliwice 2004.
8. Uchwała nr 653 Komisji ds. Obudów Wyrobisk Górniczych i Kierowania Stropem przy Prezesie Wyższego Urzędu Górniczego.

*Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2014 r.*

## Zastosowanie modelowania komputerowego pola elektrycznego do oceny zagrożeń związanych ze zjawiskiem elektryczności statycznej

### Streszczenie

Wyładowania elektrostatyczne z powierzchni materiałów nieprzewodzących, mające charakter wyładowań snopiastych, uwalniają energię dostateczną do spowodowania zapłonu szeregu mieszanin wybuchowych, w tym mieszaniny metanu z powietrzem. W artykule omówiono procedurę postępowania podczas oceny bezpieczeństwa stosowania materiałów nieprzewodzących w oparciu o normę PN-EN 13463-1. Zaprezentowano typową sytuację zagrożenia, jaka może wystąpić w kopalni węgla kamiennego. Przedstawiono możliwość zastosowania modelowania komputerowego do oceny zagrożeń związanych ze zjawiskiem elektryczności statycznej na podstawie modelu zagrożenia. Zaprezentowano wyniki symulacji pod kątem jego oceny.

**Słowa kluczowe:** zagrożenia w przestrzeniach zagrożonych wybuchem, wyładowania elektrostatyczne, modelowanie komputerowe

**Keywords:** hazards in the areas threatened by explosion hazard, electrostatic discharges, computer modelling

### Summary

Electrostatic discharge from the surface of non-conductive materials, which has a character of brush discharges, releases the enough energy to cause ignition of explosive mixtures, including the mixture of methane and air. Procedure for assessment of safety of using the non-conductive materials, based on the PN-EN 13463-1 Standard, is discussed. Typical hazardous situation, which can take place in hard coal mine, is given. Possibility of using the computer modelling for assessment of hazards associated with static electricity is given on the example of model of hazard. Results of the simulations are presented in the context of assessment of such a hazard.

## 1. Wprowadzenie

Materiały nieprzewodzące wykonane z tworzyw sztucznych są powszechnie stosowane w przemyśle. W przemyśle górniczym występują samodzielnie oraz jako części składowe urządzeń mechanicznych i elektrycznych. Materiały te są podatne na gromadzenie się na ich powierzchniach ładunku elektrostatycznego, co może powodować wyładowania elektrostatyczne o charakterze wyładowań snopiastych. Takie wyładowania uwalniają energię dostateczną do spowodowania zapłonu mieszaniny metanu z powietrzem [1, 2]. Stanowią zatem potencjalne źródło zapłonu atmosfery wybuchowej w podziemiach kopalń.

Metody oceny bezpieczeństwa stosowania materiałów nieprzewodzących w przestrzeniach zagrożonych wybuchem opracowywano na przestrzeni wielu ostatnich lat na podstawie badań naukowych. W ciągu kolejnych dziesięcioleci zmieniały się i były one ciągle doskonalone [3]. Ulrich von Pidoll w swojej pracy [3] wskazał, że modelowanie komputerowe, oparte na metodach elementów skończonych wraz z automatyzacją procesu badania przeniesionego ładunku, będą stanowić istotne elementy składowe oceny zagrożeń w XXI wieku. Stan obecny w zakresie oceny materiałów nieprzewodzących omówiono w ramach niniejszego artykułu.

Obecnie modelowanie komputerowe stanowi narzędzie, po które coraz częściej sięgają eksperci prowadzący ocenę zagrożeń związanych ze zjawiskiem elektryczności statycznej. Martin Glor w pracy [4] zaprezentował zastosowanie modelowania komputerowego do analizy i oceny zagrożeń dla kilku wybranych przypadków praktycznych. W niniejszym artykule zaprezentowano wyniki modelowania pola elektrycznego, przydatne w ocenie zagrożeń związanych ze zjawiskiem elektryczności statycznej.

## 2. Wytyczne do oceny zagrożeń związanych z elektrycznością statyczną w przestrzeniach zagrożonych wybuchem

Wytyczne do oceny zagrożeń związanych z elektrycznością statyczną w przestrzeniach zagrożonych wybuchem znajdują się w normie PN-EN 13463-1:2010 [5]. W przypadku urządzeń grupy I zakłada się, że jeżeli największe pole powierzchni rzutu materiału nieprzewodzącego, na której potencjalnie może zostać zgromadzony ładunek, nie przekracza  $100 \text{ cm}^2$ , wówczas zagrożenie nie występuje. Dla pozostałych sytuacji należy spełnić następujące wymagania:

- rezystancja powierzchniowa materiału nie powinna przekraczać wartości  $10^9 \Omega$ ,
- rozmiar, kształt i układ jest taki, że wystąpienie ładunków elektrostatycznych nie jest prawdopodobne,

- c) nieprzewodzący materiał może stanowić powłokę na uziemionym metalu o grubości nie większej niż 2 mm.

Wymaganie b) mówiące, że rozmiar, kształt i układ jest taki, że wystąpienie ładunków elektrostatycznych nie jest prawdopodobne, weryfikuje się poprzez wykonanie badania przeniesionego ładunku. Sposób postępowania opisano w załączniku D do normy [5]. Badanie polega na rozładowaniu naelektryzowanej próbki materiału badanego elektrodą kulistą do kondensatora o znanej pojemności i na pomiarze występującego na nim napięcia. Pozwala to na obliczenie wartości przeniesionego ładunku,  $Q$  na podstawie zależności (1):

$$Q = C \cdot U_C \quad (1)$$

gdzie:

- $C$  – pojemność kondensatora,  
 $U_C$  – napięcie na kondensatorze.

Tak obliczona wartość przeniesionego ładunku zostaje porównana z wartością krytyczną, która dla mieszaniny metanu z powietrzem wynosi 60 nC i na tej podstawie dokonana zostaje ocena zagrożenia. Wyniki badania przeniesionego ładunku cechuje jednak duży rozrzut, uzyskiwany w badaniach międzylaboratoryjnych [6, 7], co jest istotną wadą opisywanej metody.

W Instytucie Techniki Górniczej KOMAG podjęte zostały prace badawcze mające na celu opracowanie metody badań, która pozwalałaby oszacować wartość przeniesionego ładunku w sposób bardziej dokładny i powtarzalny [8].

### 3. Model zagrożenia w środowisku górnictwem

W ramach niniejszego artykułu, zaprezentowano następującą typową sytuację zagrożenia: górnik trzymający w lewej dłoni pręt, przebywający

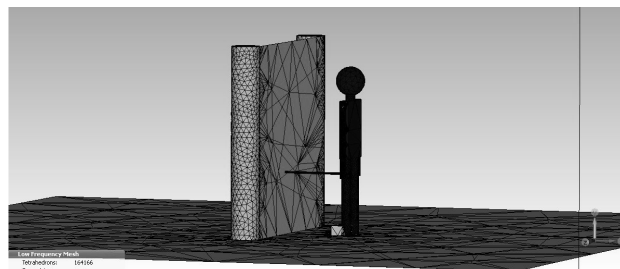


Rys.1. Widok tamy zamontowanej w kopalni węgla kamiennego [9]

w bezpośredniej bliskości tamy z tkaniny wykonanej z tworzywa sztucznego. Widok tamy zaprezentowano na rysunku 1.

### 4. Zastosowanie modelowania pola elektrycznego do oceny zagrożeń

Celem przeprowadzenia oceny zagrożenia z zastosowaniem metod komputerowych zbudowano model analizowanej sytuacji, służący do modelowania pola elektrycznego, który został zaprezentowany na rysunku 2.



Rys.2. Model analizowanej sytuacji: górnik z prętem w dłoni przebywający w bezpośredniej bliskości tamy [10]

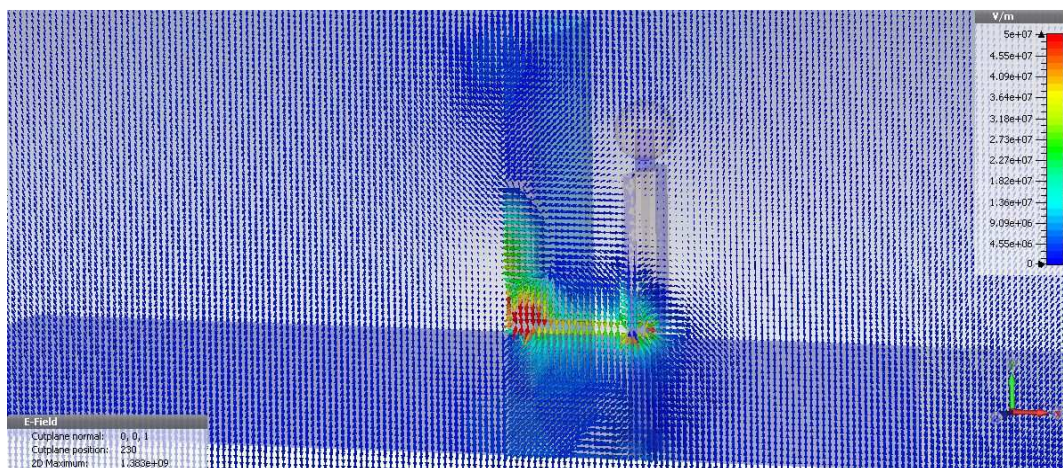
Potencjalne zagrożenie wynika z faktu zgromadzenia ładunku na powierzchni materiału nieprzewodzącego. Ładunek ów stanowi źródło pola elektrycznego. Wprowadzenie pręta do tego pola elektrycznego spowoduje lokalny wzrost natężenia pola w okolicy końcówki pręta. W momencie, gdy natężenie pola między końcówką pręta a powierzchnią tkaniny przekroczy wartość wytrzymałości dielektrycznej powietrza, może nastąpić wyładowanie elektrostatyczne. Wytrzymałość dielektryczna powietrza, przy ciśnieniu atmosferycznym w temperaturze 0°C, pomiędzy płaskimi elektrodami wynosi 32 kV/cm [11]. Wartość tą przyjęto jako kryterium oceny do dalszych analiz. Widok rozkładu natężenia pola elektrycznego całego modelu zaprezentowano na rysunku 3.

Prowadzone analizy miały za zadanie wykazać, przy jakiej wartości gęstości powierzchniowej ładunku na powierzchni tkaniny, wytrzymałość dielektryczna powietrza między końcówką pręta a powierzchnią tkaniny nie zostanie przekroczona. Założono, że odległość między końcówką pręta a powierzchnią tkaniny wynosi 10 mm. Gęstość powierzchniową ładunku,  $\rho$  zmieniano w zakresie od 5  $\mu\text{C}/\text{m}^2$  do 0,1  $\mu\text{C}/\text{m}^2$ . Wyniki symulacji zaprezentowano na rysunku 4.

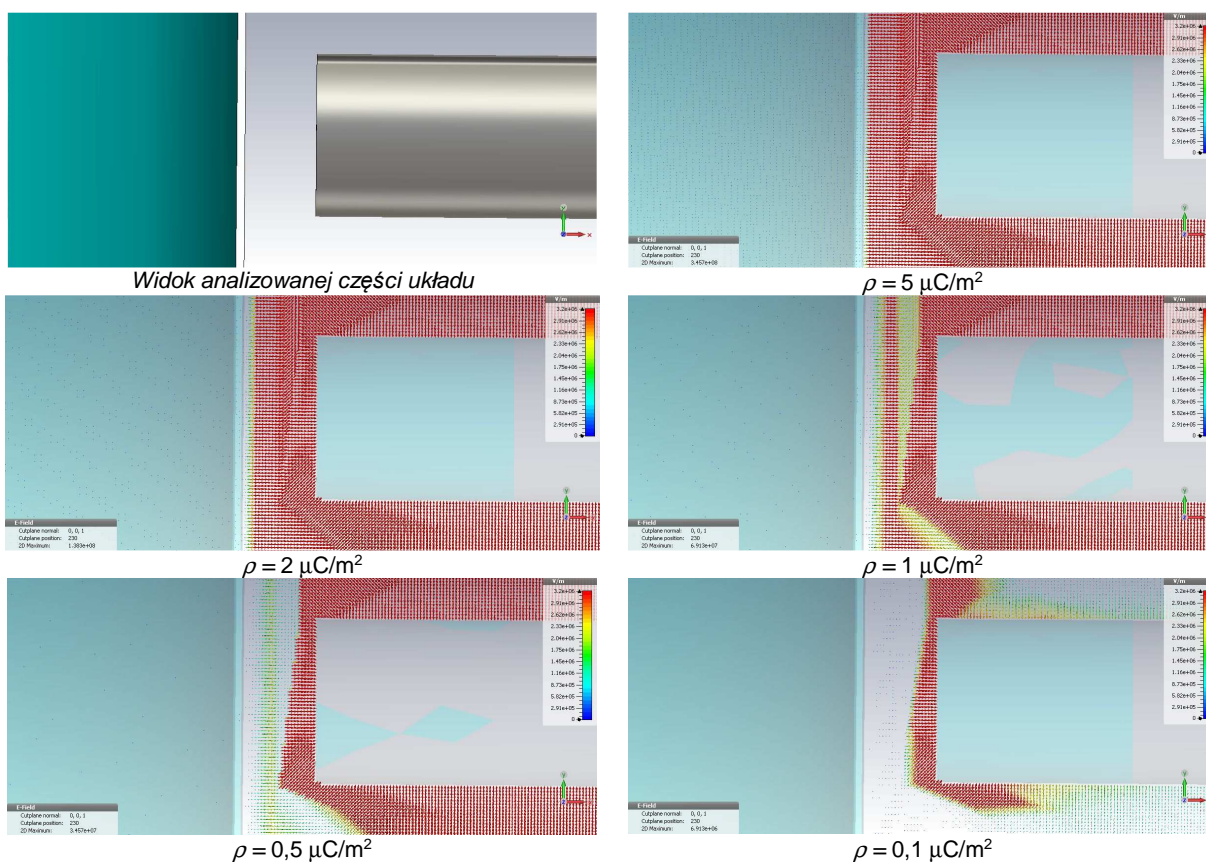
Można zauważyć, że dla gęstości powierzchniowej ładunku wynoszącej co najmniej 2  $\mu\text{C}/\text{m}^2$  wytrzymałość dielektryczna powietrza została przekroczona w całej długości szczeliny między końcówką pręta a powierzchnią tkaniny, stąd wniosek że wyładowanie elektrostatyczne wystąpi dla takich wartości gęstości powierzchniowej ładunku. W przypadku wartości 1  $\mu\text{C}/\text{m}^2$  wprawdzie wytrzymałość dielektryczna powietrza nie została

przekroczona w całej długości szczeliny, niemniej może utworzyć się „ścieżka”, widoczna na rysunku, powodująca przebite powietrza i w konsekwencji wystąpienie wyładowania elektrostatycznego. Dopiero dla gęstości powierzchniowej ładunku wynoszącej  $0,5 \mu\text{C}/\text{m}^2$  założono, że wyładowanie elektrostatyczne nie wystąpi, gdyż wytrzymałość dielektryczna powietrza nie została przekroczona w całej długości szczeliny oraz nie ma możliwości utworzenia się „ścieżki” powodującej przebite powietrza.

Badanie gęstości powierzchniowej ładunku, jaka może zostać wygenerowana na powierzchni materiału można przeprowadzić na stanowisku badawczym w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG. Pozwala ono na pomiar potencjału powierzchniowego materiału nieprzewodzącego, metodą bezkontaktową w zakresie  $\pm 20\text{kV}$  z dokładnością  $\pm 0,1\%$  zakresu pomiarowego. Sposób obliczenia gęstości powierzchniowej ładunku na podstawie pomiaru potencjału powierzchniowego omówiono w [12].



Rys.3. Rozkład natężenia pola elektrycznego w płaszczyźnie równoległej do osi x w osi symetrii pręta trzymanego w lewej dłoni



Rys.4. Zmiana natężenia pola elektrycznego podczas zmniejszania gęstości powierzchniowej ładunku na powierzchni tkaniny

## 5. Podsumowanie i wnioski

Modelowanie komputerowe jest użytecznym narzędziem wspomagającym ocenę zagrożenia związanego ze zjawiskiem elektryczności statycznej w strefach zagrożonych wybuchem. W artykule zaprezentowano wyniki symulacji rozkładu natężenia pola elektrycznego w typowej sytuacji zagrożenia mogącej wystąpić w kopalni węgla kamiennego.

Kryterium wystąpienia wyładowania elektrostatycznego przyjęto na podstawie wartości wytrzymałości dielektrycznej powietrza. Przeprowadzone symulacje pozwoliły ocenić bezpieczną gęstość powierzchniową ładunku na powierzchni tkaniny, wynoszącą w analizowanym przypadku  $0,5 \mu\text{C}/\text{m}^2$ . Pomiar gęstości powierzchniowej ładunku można przeprowadzić na stanowisku badawczym w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG. Modelowanie komputerowe pozwala również na zlokalizowanie w układzie potencjalnego miejsca niebezpiecznego w bardziej złożonych układach.

Uzyskane wyniki symulacji należy traktować jako orientacyjne, ponieważ wartość wytrzymałości dielektrycznej powietrza wynoszącą  $32 \text{ kV}/\text{cm}$  została wyznaczona dla układu płaskich elektrod w ściśle określonych warunkach atmosferycznych. Dopiero po zwalidowaniu modelu na drodze porównania wyników symulacji komputerowych z badaniami laboratoryjnymi możemy potwierdzić skuteczność metody. Na tym etapie pracy model nie został zwalidowany, będzie to przedmiotem przyszłych prac prowadzonych w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG.

Wyniki symulacji, zaprezentowane w artykule, uzyskano z pomocą oprogramowania CST EM STUDIO wersja edukacyjna, dostarczonego przez CST – Computer Simulation Technology AG.

## Literatura

1. Trenczek S.: Inicjatywa zapłonu metanu w aspekcie poziomu zagrożenia metanowego. Przegląd Górniczy 2007, nr 3, s. 39-44.
2. Trenczek S., Wojtas P.: Zagrożenia techniczne w aspekcie możliwości inicjacji wybuchu w kopalniach. W: Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa KOMTECH 2014, ITG KOMAG, Gliwice 2014, s.275-289.
3. Pidoll U.: Helmut Krämer memorial lecture: Electrostatic assessment of products and processes – A view backwards and forwards, J. Electrostatics 71 (2013) 586-590.
4. Glor M., Pey A.: Modelling of electrostatic ignition hazards in industry examples of improvements of hazards assessment and incident investigation, J. Electrostatics 71 (2013) 362-367.
5. Polska Norma PN-EN 13461-1:2010 Urządzenie nielektryczne w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Część 1: Podstawowe założenia i wymagania.
6. Talarek M., Orzech L.: Results of an interlaboratory comparison on the measuring of transferred charges, W: Electrostatics 2013, 12<sup>th</sup> European Conference on Electrostatics.
7. Orzech Ł., Talarek M.: Badania międzylaboratoryjne z zakresu właściwości elektrostatycznych materiałów nieprzewodzących stosowanych w górnictwie, Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa. 2012 Nr 1 s. 29-34.
8. Talarek M.: Badania energii wyładowań elektrostatycznych z powierzchni materiałów nieprzewodzących pod kątem oceny ich zapalności, ITG KOMAG Gliwice 2014, praca nie publikowana.
9. Dokumentacja fotograficzna ITG KOMAG Gliwice.
10. Talarek M., Lesiak K.: Modelowanie pola elektrycznego w procesie analizy zagrożeń związanych ze zjawiskiem elektryczności statycznej w przestrzeniach zagrożonych wybuchem pyłów i gazów, ITG KOMAG Gliwice 2014, praca nie publikowana.
11. Antoniewicz J.: Własności dielektryków, Wydawnictwa Naukowo Techniczne, Warszawa 1971.
12. Talarek M.: Badania rozkładu potencjału elektrostatycznego na powierzchni dielektryków stałych, Maszyny Górnicze Nr 2 (2012) s. 22-26.

*Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2014 r.*

## **Analiza porównawcza cech konstrukcyjnych stropnic sekcji obudowy zmechanizowanej**

### *Streszczenie*

W artykule przedstawiono opis metodyki umożliwiającej przeprowadzenie analizy porównawczej stropnic sekcji obudowy zmechanizowanej. Zdefiniowano potrzebę jej wprowadzenia oraz przedstawiono zastosowanie procedury wyznaczania parametrów służących do oceny projektu postaci konstrukcyjnej stropnicy. Przedstawiono cztery zależności umożliwiające porównawczą ocenę postaci konstrukcyjnej stropnic. Dwie pierwsze przedstawiają wartość ekwiwalentnego momentu bezwładności w zależności od podporności stojaków i jednostkowej masy, natomiast w dwóch pozostałych przedstawiono wartości wskaźników kryterialnych. Spośród zaproponowanych postaci funkcji wybrano funkcję kryterialną charakteryzującą się największym współczynnikiem dopasowania liniowej funkcji trendu do wyników analizy porównawczej postaci konstrukcyjnej 34 stropnic.

**Słowa kluczowe:** sekcje obudowy zmechanizowanej, cechy konstrukcyjne stropnicy, obciążenia stropnicy, analiza porównawcza stropnic

**Keywords:** powered roof supports, design features of canopy, loads to canopy, comparative analysis of canopies

### *Summary*

Methodology enabling comparative analysis of canopies of powered roof supports is presented. The need of its implementation is specified and use of procedure for determination of parameters used for assessment of canopy design is explained. Four correlations enabling comparative assessment of design of canopies are presented. The first two relationships present the value of equivalent inertia in relation to load bearing capacity of the legs and unit weight, while the values of criterial indices are presented in the other two relationships. Criterial function of the highest matching coefficient of the linear trend function to the results of comparative analysis of design of 34 canopies was selected from the suggested forms of function.

## **1. Wprowadzenie**

Potrzeby przemysłu wydobywczego wymuszają konieczność stosowania sekcji obudowy zmechanizowanej o zróżnicowanych parametrach technicznych. Podstawowymi parametrami jakimi różnią się pomiędzy sobą użytkowane sekcje obudowy są: podziałka, podporność, zakres wysokości stosowania, system pracy, typ sekcji oraz jej cechy konstrukcyjne. Wymogi techniczne dotyczące kompletu sekcji obudowy zmechanizowanej definiowane przez stronę Zamawiającą każdorazowo różnią się od siebie, przez co wymuszają indywidualne podejście do każdego zamówienia. Wynika to między innymi z warunków górniczo-technicznych i geologiczno-górnicych eksploatowanych złóż węglowych. Istotnym czynnikiem, który należy uwzględnić przy projektowaniu nowego kompletu obudowy jest również kompatybilność nowo zamawianego sprzętu z już użytkowanym. Wymusza to projektowanie sekcji o określonej konfiguracji technicznej.

W celu sprostania warunkom jakie narzuca Zamawiający, niejednokrotnie podczas trybu ofertowego występuje konieczność szybkiego opracowania

szczegółowego modelu oferowanego wyrobu, między innymi celem przeprowadzenia procedury sprawdzającej przydatność oferowanych rozwiązań. Chcąc sprostać temu zadaniu producenci sekcji obudowy zmechanizowanej usiłują typizować swoje wyroby lub projektować je, zachowując duży stopień podobieństwa. Związane jest to nie tylko z minimalizacją kosztów, chociażby wynikających z zastosowania już wcześniej wybranej, najkorzystniejszej technologii produkcji, oraz z większym prawdopodobieństwem poprawnego zaprojektowania nowej sekcji, gdyż zastosowane w niej będą węzły konstrukcyjne z powodzeniem już użytkowane w warunkach panujących w wyrobisku ścianowym. Konfigurowanie sekcji obudowy zmechanizowanej z wcześniej zaprojektowanych elementów lub zaprojektowanych z częściowym zachowaniem podobieństwa geometrycznego nie gwarantuje jednak zaprojektowania konstrukcji o najkorzystniejszych parametrach technicznych.

Ponieważ elementy sekcji, nawet o porównywalnej postaci konstrukcyjnej, zaprojektowane dla różnych typów sekcji przenoszą różne siły wewnętrzne, wynikające z podporności stojaków i postaci geometrycznej



łańcucha kinematycznego sekcji i często są wykonane z materiałów o różnej wytrzymałości, to ich porównanie w aspekcie wyężenia i osiągniętych parametrów technicznych jest bardzo trudne ze względu na konieczność uwzględnienia wielu czynników.

Istnieje zatem potrzeba sformułowania syntetycznego kryterium porównawczego umożliwiającego, już na wstępnym etapie projektowania, ocenę sekcji pod kątem poprawności doboru cech konstrukcyjnych i podstawowych parametrów technicznych. Z jednej strony umożliwiłoby ono jakościową ocenę postaci konstrukcyjnej danego elementu sekcji w porównaniu z wcześniej zaprojektowanymi podstawowymi elementami sekcji. Z drugiej strony funkcja wynikająca z opracowanego kryterium porównawczego, umożliwiłaby wstępne szacunkowe określenie niektórych parametrów projektowanego elementu sekcji, takich jak np.: masa jednostkowa danego elementu sekcji.

W niniejszej publikacji, na przykładzie stropnicy sekcji obudowy zmechanizowanej przedstawiono metody wyznaczania ekwiwalentnych parametrów charakteryzujących jej postać konstrukcyjną. Omówiono również metodykę wyznaczania funkcji kryterialnej umożliwiającej ocenę jakości doboru cech konstrukcyjnych stropnicy.

## 2. Analiza cech konstrukcyjnych i obciążenia stropnicy

W celu opracowania narzędzia umożliwiającego porównanie nowo projektowanej konstrukcji stropnicy z rozwiązaniami już funkcjonującymi, zestawiono zbiór informacji opisujących charakterystyczne cechy konstrukcyjne 34 stropnic stosowanych w różnych typach sekcji obudowy zmechanizowanej [3].

Ponieważ zarówno cechy konstrukcyjne stropnicy, jak i również przenoszone przez nią obciążenie są uzależnione od parametrów technicznych całej sekcji, to zbiór wielkości fizycznych poddanych analizie obejmował ponad dwadzieścia parametrów charakteryzujących każdą spośród 34 analizowanych stropnic. Najistotniejszymi analizowanymi parametrami są:

- podporność stojaków,
- podziałka sekcji,
- masa jednostkowa stropnicy,
- typ stropnicy,
- maksymalny moment zginający,
- wymiary gabarytowe,
- promień bezwładności przekroju poprzecznego stropnicy,
- cechy materiałowe np. wytrzymałość na granicy plastyczności,
- inne.

Zbiór informacji charakteryzujących stropnice sekcji obudowy zmechanizowanej, zaprojektowane w FMIU TAGOR S.A. w latach 2004-2013 jest obszerny. Analizowane stropnice posiadają zróżnicowane cechy konstrukcyjne, np. wymiary geometryczne, przeznaczenie (do stosowania w sekcjach z krokiem wstecz lub bez kroku wstecz), wartość przenoszonych sił wewnętrznych, liczba cykli zmęczeniowych w trakcie badań stanowiskowych, użyte rodzaje materiału. Biorąc pod uwagę przedział czasowy w jakim były produkowane stropnice i idące z tym w parze, zmieniające się wymagania użytkowników co do funkcjonalności, konstrukcje różniły się również pod kątem sposobu ich projektowania. Istotne różnice pomiędzy obecnie projektowanymi stropnicami, a tymi sprzed kilku lat to przede wszystkim ograniczenia dotyczące wysokości przekroju, miejsca mocowania elementów oświetleniowych i hydrauliki sterowniczej czy konieczność stosowania podgięcia przedniej części dla zapewnienia bezkolizyjnego przejazdu maszyny urabiającej. Zebrane informacje umożliwiły wieloaspektowe analizowanie charakterystycznych parametrów stropnicy. Na przykład: wielkością charakteryzującą konstrukcję stropnicy w sposób syntetyczny jest jej masa jednostkowa –  $m_j$ , wyznaczana jako iloraz masy stropnicy i jej długości. Parametr ten ma niebagatelne znaczenie na wstępnym etapie opracowania oferty. Z kolei umożliwienie przeniesienia obciążenia zewnętrznego charakteryzuje wskaźnik  $W_{ip}$  – względnego promienia bezwładności przekroju, wyznaczany z zależności:

$$W_{ip} = i_{ek} \cdot R^{-1} \quad (1)$$

gdzie:

$i_{ek}$  – ekwiwalentny promień bezwładności przekroju,

$R$  – wypadkowa podporność stojaków.

Sposób wyznaczenia ekwiwalentnych parametrów charakteryzujących cechy konstrukcyjne stropnicy przedstawiono poniżej.

### 2.1. Metodyka wyznaczania ekwiwalentnych parametrów określających cechy konstrukcyjne stropnicy

Wielkościami fizycznymi charakteryzującymi cechy konstrukcyjne stropnicy, wpływające na jej wyężenie są: moment bezwładności, promień bezwładności, pole przekroju, odległość skrajnych włókien od osi obojętnej, wyznaczone dla przekroju poprzecznego. Ponieważ przekrój poprzeczny zmienia się na długości stropnicy, to jej cechy konstrukcyjne będą charakteryzowane przez ekwiwalentne wielkości fizyczne, których wartością będzie uzależniona od zmienności postaci konstrukcyjnej wzdłuż stropnicy. Celem wyznaczenia ekwiwalentnych parametrów konstrukcyjnych stropnicy na długości każdej ze stropnic wyróżniono dziesięć charakterystycznych przekrojów poprzecznych, różniących się

istotnie cechami geometrycznymi. Ponadto do dalszej analizy kwalifikowano te przekroje, w których jak to wynikało z dotychczas zebranych doświadczeń, mogą wystąpić odkształcenia trwałe lub pęknięcia. Przykładowo na rysunku 1 przedstawiono sposób wyboru rozpatrywanych przekrojów poprzecznych stropnicy zasadniczej sekcji typu TAGOR-22/45-POz, ich kształt oraz tabelaryzowane wartości momentu bezwładności –  $I$ , wyznaczone dla każdego rozpatrywanego przekroju.

Na podstawie tak wyznaczonych parametrów każdego analizowanego przekroju, stosując metodę trapezów [1] obliczono ekwiwalentne parametry charakteryzujące rozpatrywaną stropnicę. Przykładowo sposób wyznaczania ekwiwalentnego promienia bezwładności –  $i_{ek}$  stropnicy sekcji typu TAGOR-12/31-POz przedstawiono na rysunku 2.

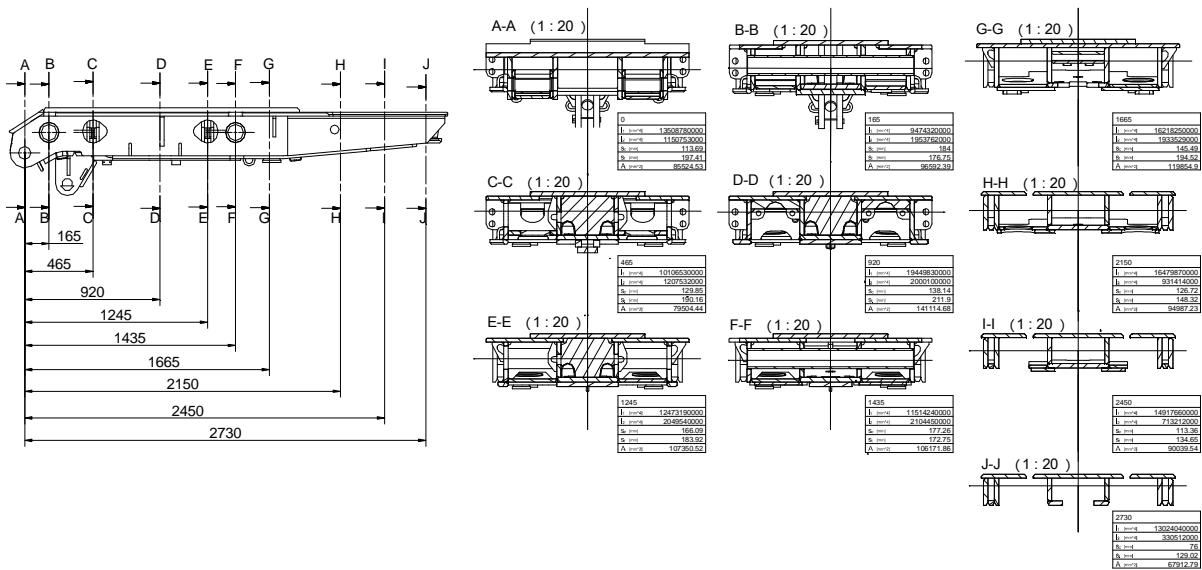
W analogiczny sposób wyznaczano dla każdej rozpatrywanej stropnicy: ekwiwalentne pole przekroju, ekwiwalentny moment bezwładności oraz ekwiwalentną odległość skrajnego włókna od osi obojętnej

przekroju. Wyżej wymienione wielkości, charakteryzujące cechy konstrukcyjne rozpatrywanych 34 stropnic wykorzystano poszukując postaci funkcji kryterialnej, umożliwiającej porównawczą ocenę nowo projektowanej stropnicy.

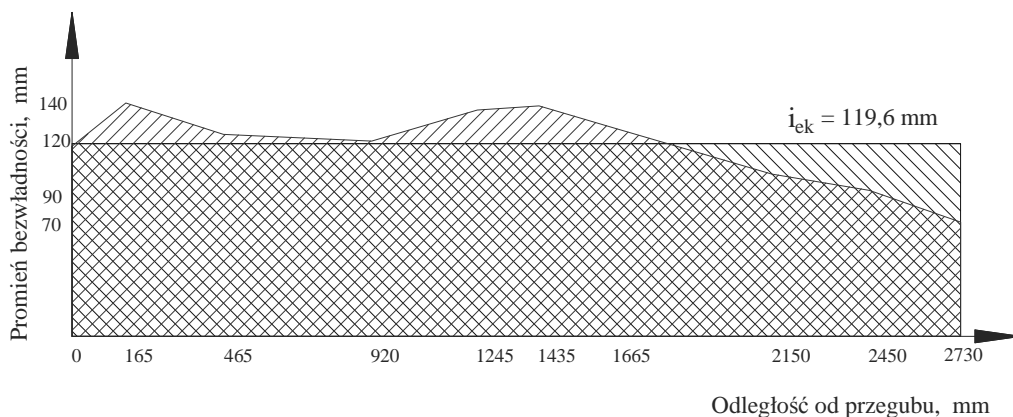
## 2.2. Metodyka wyznaczania ekwiwalentnych parametrów charakteryzujących cechy materiałowe

Każdy przekrój poprzeczny analizowanej stropnicy zbudowany jest z różnej grubości blach wykonanych ze stali o zróżnicowanej wytrzymałości na granicy plastyczności, wynoszącej  $275 \div 890$  MPa.

Cechy materiałowe stropnicy należą do jednego z istotniejszych parametrów wykorzystywanych do analizy porównawczej. Przyjęto, że cechy te będzie charakteryzowała ekwiwalentna wytrzymałość blach stropnicy na granicy plastyczności –  $R_{e,ek}$ , równa średniej ważonej wytrzymałości na granicy plastyczności, przy czym jako współczynnik wagowy  $k_i$  przyjęto udział masy –  $m_i$ , blach o wytrzymałości  $R_{e,i}$  w całkowitej masie stropnicy.



Rys.1. Charakterystyczne przekroje poprzeczne stropnicy zasadniczej



Rys.2. Wyznaczanie ekwiwalentnego promienia bezwładności stropnicy sekcji typu TAGOR-12/31-POz

$$R_{e,ek} = \sum_{i=1}^n R_{e,i} \cdot k_i \quad (2)$$

gdzie:

$R_{e,i}$  – wytrzymałość na granicy plastyczności  $i$ -tego gatunku blachy,

$k_i$  – współczynnik wagowy.

$$k_i = \frac{m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (3)$$

gdzie:

$m_i$  – masa blach  $i$ -tego gatunku użyta do budowy stropnicy,

$n$  – liczba gatunków blach zastosowanych w stropnicy.

W tabeli 1 zestawiono dane niezbędne do wyznaczenia ekwiwalentnej wytrzymałości na granicy plastyczności w przypadku trzech przykładowo wybranych stropnic.

W dalszych analizach porównawczych ekwiwalentne wytrzymałości blach stropnicy  $R_{e,ek}$  traktowano jako syntetyczny parametr charakteryzujący jej wytrzymałość.

### 2.3. Metodyka wyznaczania parametrów charakteryzujących obciążenie zewnętrzne stropnicy

Wielkościami charakteryzującymi obciążenie zewnętrzne stropnicy, wykorzystywanymi w analizie porównawczej są maksymalne wartości sił wewnętrznych w stropnicy. Wyznaczono je na podstawie analizy wyników obliczeń obciążenia statycznego sekcji, wykonanych za pomocą specjalistycznego programu

Przykładowe dane i wyniki obliczeń ekwiwalentnej wytrzymałości blach stropnicy –  $R_{e,ek}$

Tabela 1

Symbol stropnicy	Masa blach ze stali gatunku, kg						$R_{e,ek}$ MPa
	S355N	S420N	S460N	S690QL	L35GS	L20HGSNM	
S1	8,72	198,4	0	6735,4	56	765,6	699,1
S2	638,38	2119,8	0	0	0	0	431,0
S3	0	1750,6	191,0	383,8	0	0	430,8

DANE	Obciążenie	500						0											
	Wsp. tarcia	0			0.30			-0.30			0			0.30			-0.30		
	Obciążenie	Robocze		Wstępne		Robocze		Wstępne		Robocze		Wstępne		Robocze		Wstępne			
	Stojaki [kN]	5937	5937	4241	4241	5937	5937	4241	4241	5937	5937	4241	4241	5937	5937	4241	4241		
	Podpora str. [kN]	Siła ciągnąca		Siła pochająca		Siła ciągnąca		Siła pochająca		Siła ciągnąca		Siła pochająca		Siła ciągnąca		Siła pochająca			
	539	-703	367	-603	539	-703	367	-603	539	-703	367	-603	539	-703	367	-603			
Wariant	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16			
Stropnica	Mgmax	-3669	-4040	-2626	-2916	-3839	-4191	-2509	-2814	-3669	-4040	-2626	-2916	-3844	-4196	-2505	-2809		
	Mg(x=900)	-3669	-4040	-2626	-2916	-3839	-4191	-2509	-2814	-3669	-4040	-2626	-2916	-3844	-4196	-2505	-2809		
	Mg(x=1550)	-2862	-3151	-2049	-2275	-2982	-3255	-1966	-2205	-2862	-3151	-2049	-2275	-2985	-3259	-1963	-2201		
	Mg(x=1800)	-2551	-2809	-1828	-2028	-2651	-2894	-1757	-1970	-2551	-2809	-1828	-2028	-2654	-2897	-1754	-1967		

Sekcja obudowy typu A

DANE	Obciążenie	600						0											
	Wsp. tarcia	0			0.30			-0.30			0			0.30			-0.30		
	Obciążenie	Robocze		Wstępne		Robocze		Wstępne		Robocze		Wstępne		Robocze		Wstępne			
	Stojaki [kN]	6594	6594	5147	5147	6594	6594	5147	5147	6594	6594	5147	5147	6594	6594	5147	5147		
	Podpora str. [kN]	Siła ciągnąca		Siła pochająca		Siła ciągnąca		Siła pochająca		Siła ciągnąca		Siła pochająca		Siła ciągnąca		Siła pochająca			
	662	-1099	481	-814	662	-1099	481	-814	662	-1099	481	-814	662	-1099	481	-814			
Wariant	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16			
Stropnica	Mgmax	-3814	-4891	-3002	-3794	-3938	-4960	-2963	-3774	-3801	-4877	-2988	-3780	-3928	-4948	-2938	-3759		
	Mg(x=1098)	-3809	-4886	-2998	-3790	-3933	-4955	-2949	-3770	-3795	-4873	-2984	-3776	-3923	-4944	-2934	-3755		
	Mg(x=1790)	-2968	-3806	-2336	-2952	-3049	-3840	-2310	-2951	-2958	-3795	-2326	-2942	-3041	-3832	-2298	-2839		
	Mg(x=2490)	-2108	-2703	-1659	-2097	-2146	-2702	-1655	-2115	-2101	-2696	-1652	-2089	-2140	-2696	-1646	-2106		

Sekcja obudowy typu B

Rys.3. Fragменты raportów z wynikami obliczeń maksymalnego momentu zginającego w stropnicy sekcji typu A i B

komputerowego [2], dla 16 wariantów obciążenia zewnętrznego sekcji różniących się między sobą:

- wartością podporności stojaków (wstępnej lub nominalnej),
- zwrotem i wartością siły w podporze stropnicy (siła pchająca lub siła ciągnąca),
- wartością i modelem obciążenia osłony naciskiem zawału (obciążenie równomiernie rozłożone lub siła skupiona),
- wartością współczynnika tarcia stropnicy o strop.

Przykładowo na rysunku 3 przedstawiono fragmenty raportu generowanego przez program komputerowy, zawierającego wyniki obliczeń maksymalnej wartości momentu zginającego w stropnicy sekcji typu A i sekcji typu B.

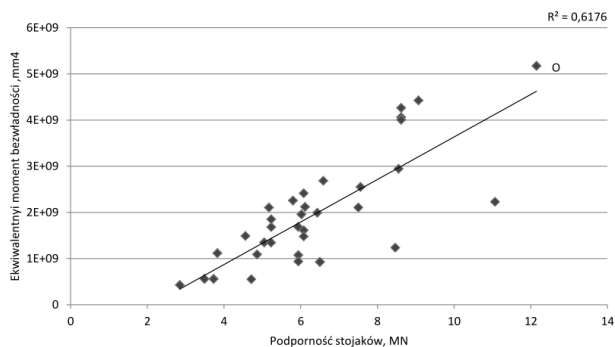
Na rysunku 3 kolorem czerwonym wyróżniono obliczoną maksymalną wartość momentu zginającego. Maksymalne wartości sił wewnętrznych przy różnie skonfigurowanych warunkach obciążenia, zależą od indywidualnych cech geometrycznych sekcji obudowy oraz od przyjętych parametrów charakteryzujących jej obciążenie. Z tego względu konieczne jest rozpatrzenie dla każdej sekcji wszystkich 16 przypadków obciążenia zewnętrznego, gdyż dla niektórych stropnic wartość maksymalna momentu zginającego –  $M_{g_{max}}$  występowała przy działaniu podporności nominalnej, siły pchającej w podporze stropnicy i występującej sile nacisku zawału na osłonę. W przypadku innej stropnicy  $M_{g_{max}}$  występuje przy podporności wstępnej stojaków i sile ciągnącej podpory stropnicy.

### 3. Analiza porównawcza stropnic

Zebrane informacje w postaci ekwiwalentnych parametrów charakteryzujących cechy geometryczne sekcji, parametry konstrukcyjne stropnic jej cechy materiałowe i obciążenie wykorzystano do opracowania wskaźnika kryterialnego charakteryzującego zaprojektowaną stropnicę. Poniżej przedstawiono kolejne wersje definicji wskaźnika służącego do porównywania analizowanych stropnic. Jednym z istotnych parametrów charakteryzujących złożoność i parametry stropnicy jest podporność stojaków sekcji. Na rysunku 4 przedstawiono zależność ekwiwalentnego momentu bezwładności  $I_e$  stropnicy od podporności stojaków  $R$ .

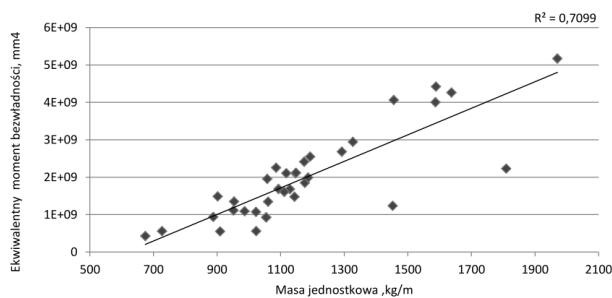
Zbiór punktów odpowiadających wyżej wymienionym parametrom każdej z 34 stropnic aproksymowano funkcją trendu w postaci prostej. Współczynnik dopasowania ekwiwalentnego momentu bezwładności do podporności stojaków wynosi  $R^2 = 0,6176$ . Wartość współczynnika wynosząca 0,6176 określa w jakim stopniu zmienną objaśnianą – ekwiwalentny moment bezwładności można objaśnić za pomocą podporności stojaków. Linia trendu przedstawiona na rysunku 4 charakteryzuje zależność pomiędzy ekwiwalentnym

momentem bezwładności, a podpornością w przypadku projektów konstrukcyjnych stropnic, które można traktować jako standardowe. Zwracają uwagę punkty odbiegające od standardowej zależności np. punkt oznaczony „O”, określający ekwiwalentny moment bezwładności stropnicy i podporność stojaków sekcji o podziałce, wynoszącej 2 m.



Rys.4. Zależność ekwiwalentnego momentu bezwładności  $I_e$  stropnic od podporności stojaków  $R$

Na rysunku 5 przedstawiono związek pomiędzy ekwiwalentnym momentem bezwładności, a masą jednostkową stropnicy –  $m_j$ .



Rys.5. Związek pomiędzy ekwiwalentnym momentem bezwładności przekroju, a masą jednostkową stropnicy

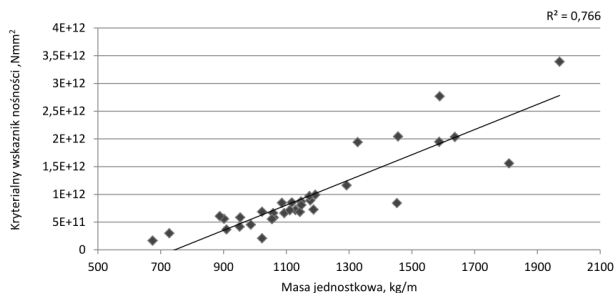
Istotne znaczenie przy projektowaniu stropnicy ma rodzaj zastosowanego materiału. Celem oszacowania wielkości przenieszonego obciążenia wyznaczono kryterialny wskaźnik nośności  $W_{KN}$ , określany wzorem:

$$W_{KN} = I_{ek} \cdot Re_{ek}, \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (4)$$

gdzie:

- $I_{ek}$  – ekwiwalentny moment bezwładności,
- $Re_{ek}$  – ekwiwalentna wytrzymałość na granicy plastyczności.

Na rysunku 6 przedstawiono zależność wartości kryterialnego wskaźnika nośności  $W_{KN}$ , wyrażonej w  $\text{N} \cdot \text{mm}^2$  od masy jednostkowej stropnicy. Jak wynika ze wstępnego opracowania zebranych danych, związek pomiędzy kryterialnym wskaźnikiem nośności  $W_{KN}$ , a masą jednostkową stropnicy opisuje liniowa funkcja trendu, charakteryzowana przez współczynnik dopasowania, wynoszący 0,766. Wartość kryterialnego wskaźnika nośności można więc w ponad 70% przypadków stropnic opisać poprzez masę jednostkową stropnicy.



Rys.6. Związek pomiędzy kryterialnym wskaźnikiem nośności, a masą jednostkową stropnicy

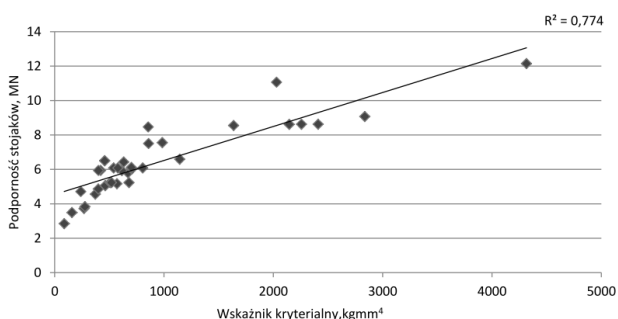
Ocenę cech konstrukcyjnych projektu stropnicy można oprzeć nie tylko o jej masę jednostkową czy ekwiwalentną wytrzymałość na granicy plastyczności, ale również o wielkość przenoszonego obciążenia. Na podstawie analizy wyżej wymienionych parametrów wyznaczonych dla 34 stropnic zdefiniowano wskaźnik kryterialny -  $K_{str}$ , dany wzorem:

$$K_{str} = m_j \cdot i_{ek} \cdot Mg_{max} \cdot (R_{e,ek} \cdot 10^6)^{-1}, \text{ kg} \cdot \text{mm}^4 \quad (5)$$

gdzie:

- $m_j$  – masa jednostkowa stropnicy,
- $i_{ek}$  – ekwiwalentny promień bezwładności,
- $Mg_{max}$  – maksymalny moment zginający,
- $R_{e,ek}$  – ekwiwalentna wytrzymałość na granicy plastyczności.

Na rysunku 7 przedstawiono zależność pomiędzy wskaźnikiem kryterialnym –  $K_{str}$ , a wypadkową podpornością stojaków.



Rys.7. Zależność pomiędzy kryterialnym wskaźnikiem, a wypadkową podpornością stojaków

Wskaźnik kryterialny  $K_{str}$  w sposób syntetyczny uwzględnia, z jednej strony charakterystyczne parametry zależne od cech geometrycznych stropnicy, jej masy jednostkowej, wytrzymałości blach na granicy plastyczności zastosowanych blach, a z drugiej wielkości charakteryzujące obciążenie stropnicy. Równocześnie należy stwierdzić, że wskaźnik  $K_{str}$  scala charakterystyczne parametry stropnic, w istotnym stopniu wpływające na koszt ich wytworzenia.

Celem porównania jakości dopasowania zmiennych przedstawionych na rysunku 7 z dopasowaniem zmiennych na rysunkach 5 i 6 wyznaczono również liniową funkcję trendu, dla której współczynnik dopasowania –  $R^2$ , wynosi 0,774.

Przedstawione powyżej opracowanie zależności pomiędzy parametrami technicznymi i wskaźnikami, charakteryzującymi postać konstrukcyjną stropnicy, traktowanymi jako zmienne losowe, ma wstępny charakter. Dotychczas uzyskane wyniki upoważniają jedynie do stwierdzenia, że można zdefiniować wskaźnik kryterialny stropnicy –  $K_{str}$ , skorelowany z podpornością stojaków, przy czym problem istotności tej zależności korelacyjnej wymaga szczegółowego opracowania.

#### 4. Podsumowanie

Wskaźniki kryterialne, zdefiniowane powyżej oraz linie trendu przedstawione na rysunkach 6 i 7 mogą być wykorzystane jako narzędzie porównawcze zaprojektowanych stropnic. Znajomość związku np.: pomiędzy podpornością stojaków, a kryterialnym wskaźnikiem stropnicy –  $K_{str}$  może być przydatna przy szacunkowym ustalaniu charakterystycznych parametrów oferty na projekt i wykonanie kompletu obudowy zmechanizowanej. Można bowiem przyjąć, że w przypadku stropnic o standardowych cechach konstrukcyjnych punkty, np.: na wykresie  $R = R(K_{str})$  odpowiadające ich właściwościom, leżą w otoczeniu linii trendu. Jeżeli cechom stropnicy odpowiada na wykresie punkt znacznie odbiegający od linii trendu, to świadczy to o nieszablonowej postaci konstrukcyjnej stropnicy, odbiegającej od typowych rozwiązań. Szczegółowe zaprojektowanie postaci konstrukcyjnej sekcji z taką stropnicą wymaga od projektanta uważnego przeanalizowania wszystkich aspektów projektowanej sekcji.

Zaprezentowane w niniejszym artykule zależności po zestawieniu istotnych parametrów charakteryzujących rozwiązania techniczne można w analogiczny sposób wykorzystać w odniesieniu do osłon odzawałowych i spągnic sekcji obudowy zmechanizowanej.

#### Literatura

1. Olszowski B.: Wybrane metody numeryczne. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2007.
2. Jaszczuk M. i inni: Moduł. Zestawienie programu OStO v 3.1. Instrukcja obsługi. Materiały nie publikowane FMiU TAGOR S.A. Tarnowskie Góry 2008.
3. Dokumentacja techniczna sekcji obudowy zmechanizowanej typu: Tagor-22/45-POz, Tagor-18/37-POz, Tagor-11/22-POz, Tagor-12/28-POz, Tagor-8600-22/45-POz, Tagor-22/46-POz, Tagor-11/26-POz, Tagor-08/23-POz, Tagor-09,5/17-POz, Tagor-14/32,5-POz, Tagor-24/50-POz, Tagor-15/32-POz, Tagor-18/36-POz, Tagor-22/50-POz, Tagor-09,5/18-POz, Tagor-23/54-POz, Tagor-17/35-POz, Tagor-22/44-POz, Tagor-14/34-POz,

---

Tagor-4800-17/35-POz, Tagor-12/31-POz, Tagor-14/35-POz, Tagor-23/46-POz, Tagor-14/25-POz, Tagor-19/36-POp, Tagor-13/34-POz, Tagor-16/33-POz, TAGOR-4870-12/28-POz, Tagor-24/53-POz,

Tagor-08/22-POz, Tagor-16/36-POz, Tagor-22/45-POz, Tagor-09/23-POz-St, Tagor-14/32-POz.  
Materiały nie publikowane FMIU TAGOR S.A.  
Tarnowskie Góry 2004 - 2013.

*Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2014 r.*

## **Propozycja wykorzystania momentomierza do analizy układu napędowego lokomotywy typu LDS-100K-EMA**

### **Streszczenie**

Identyfikacja i rejestracja parametrów pracy układu przeniesienia napędu, umożliwi wykorzystanie ich w procesie diagnostyki, np. wyznaczania trendu awarii w zależności od obciążenia układu napędowego. Bezpośredni pomiar momentu obrotowego w układach napędowych maszyn roboczych nie jest spotykany. Związane to jest z potencjalnymi problemami podczas zabudowy urządzenia pomiarowego w łańcuchu kinematycznym oraz z podwyższoną ceną maszyny. Naprzeciw ekonomicznych konsekwencji rozbudowy układu pomiarowego pojazdu warto jednak postawić korzyści, wynikające ze znajomości przebiegu podstawowego parametru trakcyjnego, od którego wprost zależy wartość siły pociągowej. W artykule omówiono budowę typowego układu przeniesienia napędu w górniczym pojeździe szynowym, zaproponowano zastosowanie dodatkowego urządzenia pomiarowego w układzie przeniesienia napędu, a także przedstawiono sposób wykorzystania otrzymanych danych pomiarowych z użyciem dostępnych narzędzi programistycznych.

**Słowa kluczowe:** lokomotywa górnicza spalinowa, układ napędowy lokomotywy, system sterowania lokomotywy, moment obrotowy, system rejestracji parametrów pracy

**Keywords:** mine diesel locomotive, drive system of locomotive, control system of locomotive, torque, system for recording the operational parameters

---

### **Summary**

Identification and recording of operational parameters of drive transmission system enable their use in diagnostics process, e.g. in determination of failure trend depending on load to drive system. Direct measurement of torque in drive systems of machines is not used. It is associated with potential problems during installation of measuring device in kinematic chain and with increased price of the machine. However, it is worth to compare cost of extending the measuring system and benefits resulting from the knowledge of time process of basic traction parameter, which directly affects the value of pulling force. The design of typical drive transmission system in mine rail vehicle is discussed, use of additional measuring device in drive transmission system is suggested and method for taking advantage of the obtained measuring data with use of available programming tools is presented.

## **1. Wstęp**

Projektowanie układów napędowych wymaga informacji dotyczących charakteru pracy maszyny. Istotne są przede wszystkim cykle obciążeń, jakim może być poddawany pojazd w trakcie eksploatacji, w tym informacje dotyczące realizowanych zadań transportowych i zapotrzebowania na moc silnika. Określenie obciążenia silników napędów elektrycznych nie stanowi większego problemu technicznego. Wymagana jest znajomość napięcia oraz natężenia prądu zasilającego silnik. Współczesne układy sterujące - zasilające napędów elektrycznych dają możliwość określenia tych parametrów w funkcji czasu pracy maszyny i pozwalają na określenie rzeczywistego obciążenia układu napędowego. W przypadku napędów spalinowych określenie rzeczywistego obciążenia silnika napotyka na trudności z uwagi na znajomość jedynie prędkości obrotowej silnika. Należy dodać, że silniki spalinowe ZS ze sterowaniem elektronicznym, wyposażone w system zasilania *common rail*, są dopiero stopniowo wprowadzane do

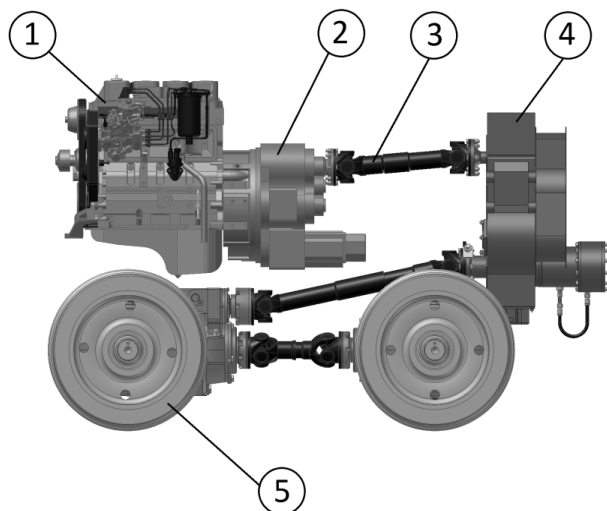
nowych konstrukcji. Na ogół stosowane są silniki wyposażone w układ UPS (ang. *unit pump system*) tłumaczone jako zespół pompa-przewód-wtryskiwacz [1]. Przyczyny tego należy upatrywać w trudnościach, wynikających z konieczności zapewnienia iskrobezpieczeństwa oryginalnym układom elektronicznym, sterującym pracą silnika eksploatowanego w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego.

W przypadku elektronicznego sterowania pracą pompy paliwowej istnieje możliwość określenia dawki paliwa i obliczenia wartości momentu obrotowego rozwijanego przez silnik. W artykule przedstawiono propozycję wyposażenia układu napędowego w momentomierz, pozwalający na identyfikację stanu obciążenia układu napędowego. Uzyskane dane pomiarowe, dotyczące momentów sił, mogą mieć również walor diagnostyczny – w przypadku uszkodzenia układu przeniesienia napędu można będzie potwierdzić lub wykluczyć przeciążenie lub określić charakter obciążeń.

## 2. Układ napędowy lokomotywy typu Lds-100K-EMA

Z uwagi na to, że omówione wcześniej problemy z identyfikacją stanu obciążenia układu napędowego dotyczą rozwiązań technicznych, bazujących na silniku spalinowym, rozważany problem został przedstawiony na przykładzie powszechnie stosowanej lokomotywy typu Lds-100K-EMA, przeznaczonej do pracy w strefach zagrożonych wybuchem.

W lokomotywie typu Lds-100K-EMA stosowany jest układ napędowy przedstawiony na rysunku 1.



Rys.1. Schemat układu napędowego lokomotywy Lds-100K-EMA [2]; 1 – silnik spalinowy, 2 – przekładnia hydrokinetyczna, 3 – wał przegubowy, 4 – przekładnia rewersyjna, 5 – zestawy kołowe

Przedstawiony układ napędowy jest powszechnie stosowany w lokomotywach zarówno w podziemiach, jak i na powierzchni zakładów górniczych. Silnik osiąga moc rzędu 80÷100 kW (w zależności od wymagań odbiorcy). Napęd przekazywany jest na jezdnię za pośrednictwem przekładni hydrokinetycznej, przekładni rewersyjnej oraz przekładni kątowych, współpracujących z zestawami kołowymi. Poszczególne zespoły układu napędowego połączone są ze sobą za pomocą wałów przegubowych. Należy wspomnieć, że przekładnie zestawów kołowych nie posiadają mechanizmów różnicowych, zatem układ jest sztywny – wszystkie jego elementy posiadają jednakową, proporcjonalną do przełożeń prędkość obrotową. Maksymalną wartość momentu obrotowego, transmitowanego przez poszczególne zespoły wyznaczono na podstawie obliczeń analitycznych. Doświadczenie projektowo-konstrukcyjne wykazuje, że istnieje konieczność określania rzeczywistych wartości obciążeń panujących w układzie napędowym, zwłaszcza w stanach nieustalonych pracy maszyny, pomocnych w określeniu newralgicznych punktów łańcucha kinematycznego w aspekcie jego uszkodzeń. Informacja o rzeczywistych wartościach obciążeń w układzie napędowym może być źródłem dodatkowych danych, niezbędnych

w pracach o charakterze optymalizacyjnym, dotyczących postaci konstrukcyjnej układu napędowego z uwagi na jego trwałość i niezawodność. Współczesne systemy sterowania i monitorowania maszyny roboczej (lokomotywy) pozwalają określać następujące parametry pracy silnika: temperaturę czynnika chłodzącego, temperaturę i ciśnienie oleju silnikowego oraz prędkość obrotową silnika i układu napędowego. Z punktu widzenia oceny parametrów trakcyjnych, znaczenie mają jedynie informacje dotyczące prędkości obrotowej. Chcąc określić pracę zespołu silnik spalinowy-przekładnia hydrokinetyczna, wymagane są dane dotyczące prędkości obrotowej na wejściu i wyjściu przekładni hydrokinetycznej oraz o wartości momentu obrotowego rozwijanego przez silnik spalinowy, a także momentu obrotowego transmitowanego przez układ napędowy za przekładnią hydrokinetyczną. Takie podejście, oprócz możliwości określenia parametrów pracy układu napędowego, pozwala również na analizę współpracy silnika z przekładnią hydrokinetyczną. Z uwagi na brak możliwości określenia momentu obrotowego rozwijanego przez silnik, który jest stosowany w obecnych konstrukcjach układów napędowych, w pracach badawczych skoncentrowano się na części układu napędowego za przekładnią hydrokinetyczną.

## 3. Momentomierz w układzie napędowym lokomotywy – zabudowa oraz propozycja wykorzystania danych pomiarowych

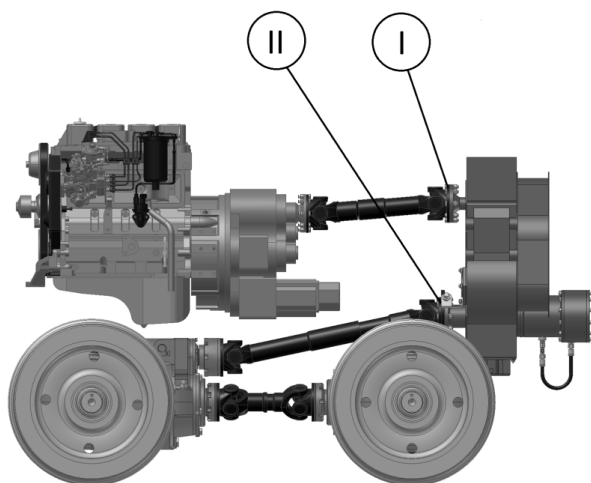
System sterowania i kontroli lokomotywy dołowej spalinowej, uzupełniony o możliwość rejestracji obciążenia jej układu napędowego, może dostarczyć szeregu cennych informacji, przydatnych podczas procesów jej projektowania, konstruowania, diagnostyki i serwisowania. Identyfikacja obciążeń układu napędowego maszyny podczas cykli roboczych umożliwiłaby prowadzenie analiz:

- stopnia wykorzystania zainstalowanej mocy maszyny,
- ilości szkodliwych substancji emitowanych w spalinach,
- przeciążenia układu napędowego,
- trakcyjnych stanów niepożądanych – np. poślizgu w fazie ruszania.

Opracowanie skutecznego pomiaru obciążenia układu napędowego, pomogłoby w opracowaniu systemu, który byłby wyposażony w aktywne mechanizmy, dostosowujące parametry pracy silnika spalinowego do bieżącego zapotrzebowania na moc. Korzyści wynikające z chwilowego ograniczenia mocy silnika, skutkowałyby zmniejszeniem zużycia paliwa, a tym samym zmniejszeniem masy spalin emitowanych do środowiska pracy maszyny, jak również zwiększenia żywotności układu napędowego w efekcie ograniczenia przeciążeń.



W celu identyfikacji wartości momentu obrotowego w układzie napędowym, konieczne jest zamontowanie momentomierza o odpowiednim zakresie pomiarowym. Dostępne są momentomierze różnych producentów, m.in.: [5, 6]. Maksymalny obliczeniowy moment obrotowy w układzie napędowym można wyznaczyć z iloczynu momentu obrotowego rozwijanego przez silnik spalinowy, maksymalnej wartości przełożenia dynamicznego  $i_k$  przekładni hydrokinetycznej oraz przełożeń pozostałych przekładni. Należy jednak zwrócić uwagę na możliwość występowania większych wartości momentu obrotowego transmitowanego przez układ napędowy na skutek zjawisk trakcyjnych o charakterze dynamicznym, takich jak poślizg lub hamowanie ze ślizganiem. Zainstalowanie momentomierza w układzie napędowym pojazdu jest ograniczone wymiarami gabarytowymi urządzenia pomiarowego. Po analizie zaproponowano przestrzeń oznaczoną rzymską cyfrą I lub II na rysunku 2.



Rys.2. Proponowane miejsca zabudowy momentomierza w układzie napędowym lokomotywy

Zmiany konstrukcyjne układu napędowego pociągają za sobą modyfikacje istniejącego układu sterowania lokomotywy. Konieczne jest połączenie nowego elementu z wolnym kanałem pomiarowym, kompatybilnym z zastosowanym przetwornikiem w odniesieniu do wartości sygnałów pomiarowo-zasilających.

Po rozszerzeniu układu sterującego lokomotywy o momentomierz, dostępne będą następujące dane:

- prędkość obrotowa silnika spalinowego  $n_s$ ,
- prędkość obrotowa w układzie napędowym, za przekładnią hydrokinetyczną  $n_u$ ,
- moment obrotowy w układzie napędowym, za przekładnią hydrokinetyczną  $M_u$ .

Rejestracja tych danych w funkcji czasu pozwoli sporządzić graficzny obraz obciążeń, jakim poddawany jest układ napędowy i umożliwi identyfikację stopnia wykorzystania mocy maszyny w określonym przedziale czasu. Dodatkową korzyścią jest możliwość oceny

pracy przekładni hydrokinetycznej, a tym samym porównania danych pomiarowych z wynikami obliczeń.

Dokonując podziału układu napędowego pomiędzy wirnikiem pompy a wirnikiem turbiny przekładni hydrokinetycznej, co schematycznie pokazano na rysunku 3, jak również uwzględniając równowagę mocy w obu częściach układu i znając zależność opisującą przebieg sprawności w funkcji przełożenia kinematycznego przy pominięciu strat, a także uwzględniając informacje zawarte w [3, 4], można określić następujące zależności:

$$N_s = N_u \quad [kW] \quad (1)$$

$$N_s = \frac{M_s \cdot n_s}{9549,3} \quad [kW] \quad (2)$$

$$N_u = \frac{M_u \cdot n_u}{9549,3} \quad [kW] \quad (3)$$

gdzie:

$N_s$  – moc rozwijana przez silnik spalinowy [kW],

$N_u$  – moc w układzie napędowym [kW],

$M_s$  – moment obrotowy rozwijany przez silnik spalinowy [Nm],

$M_u$  – moment obrotowy w układzie napędowym [Nm],

$n_s$  – prędkość obrotowa silnika spalinowego [ $\text{min}^{-1}$ ],

$n_u$  – prędkość obrotowa układu napędowego za przekładnią hydrokinetyczną [ $\text{min}^{-1}$ ].

Podstawiając (2) i (3) do równania (1) otrzymuje się:

$$\frac{M_s \cdot n_s}{9549,3} = \frac{M_u \cdot n_u}{9549,3} \quad (4)$$

Przekształcając równanie (4) otrzymuje się:

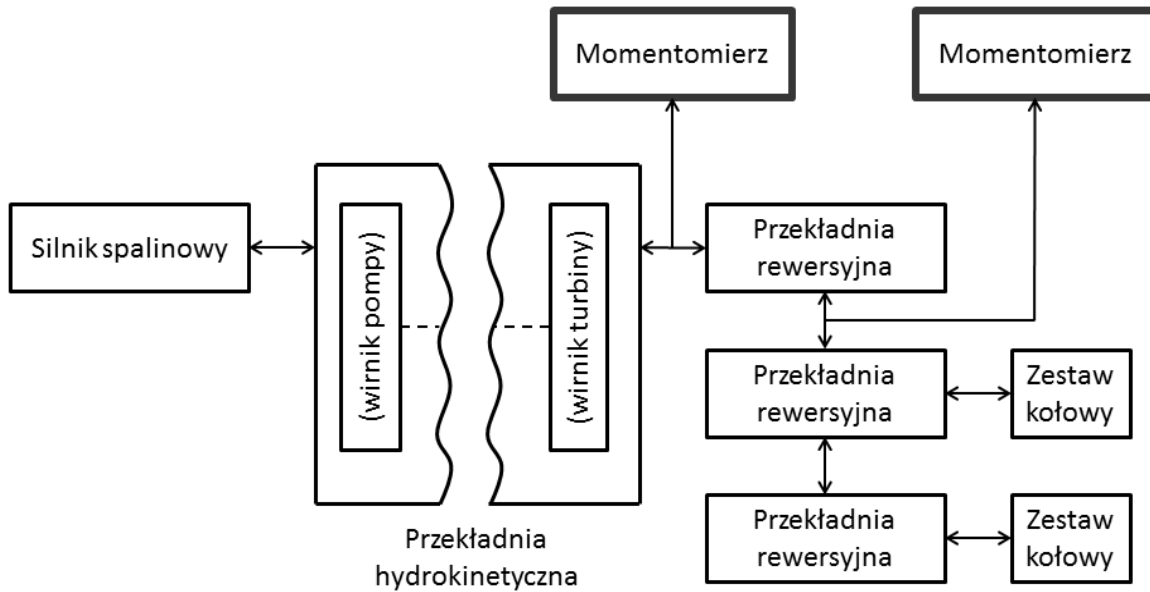
$$M_s = \frac{M_u \cdot n_u}{n_s} \quad (5)$$

Zależność (5) pozwala określić wartość momentu obrotowego rozwijanego przez silnik przy założeniu, że są dostępne dodatkowe dane dotyczące przełożenia dynamicznego  $i_d$  przekładni hydrokinetycznej w odniesieniu do wartości przełożenia kinematycznego  $i_k$ .

Przełożenie kinematyczne można określić na podstawie zależności (6):

$$i_k = \frac{n_u}{n_s} \quad (6)$$

natomiast przełożenie dynamiczne  $i_d(i_k)$  jest możliwe do wyznaczenia na podstawie charakterystyki przekładni hydrokinetycznej, przedstawionej na rysunku 4.

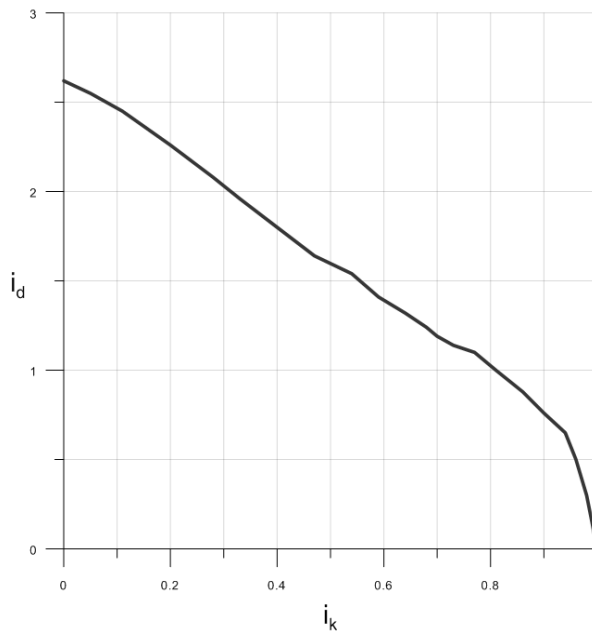


$N_s, M_s, n_s$

$i_k, i_d$

$N_u, M_u, n_u$

Rys.3. Podział układu napędowego lokomotywy Lds-100K-EMA



Rys.4. Charakterystyka  $i_d=f(i_k)$  przekładni hydrokinetycznej [2]

Uwzględniając wyznaczoną z zależności (6) wartość  $i_k$ , odczytując z charakterystyki przedstawionej na rysunku 4 wartość  $i_d$  w odniesieniu do wcześniej wyznaczonego przełożenia kinematycznego  $i_k$  oraz wykorzystując przekształconą ze względu na  $M_s$  zależność (7):

$$M_u = M_s \cdot i_d \rightarrow M_s = \frac{M_u}{i_d} \quad (7)$$

można ostatecznie przyjąć, że:

$$M_s = \frac{M_u}{i_d(i_k)} \quad (8)$$

Znając wartość momentu obrotowego w układzie napędowym oraz dysponując charakterystyką przekładni hydrokinetycznej można przeprowadzić analizę stopnia wykorzystania mocy silnika spalinowego oraz dokonać oceny dopasowania przekładni do silnika. Dotychczas nie było takiej możliwości ze względu na brak odpowiedniego urządzenia pomiarowego w układzie napędowym.

#### 4. Wykorzystanie narzędzi programistycznych do analizy zgromadzonych danych pomiarowych

W celu przeprowadzenia analizy pracy maszyny dane pomiarowe, dotyczące momentu obrotowego i prędkości obrotowej, muszą być zarejestrowane w funkcji czasu. Istotne jest również, by podstawa czasu była dla wszystkich mierzonych i rejestrowanych wielkości taka sama.

Przebieg procesu, związanego z akwizycją, pozyskaniem oraz obróbką danych pomiarowych, a także przewidywanych rodzajów opracowania wyników przedstawiono na rysunku 5.

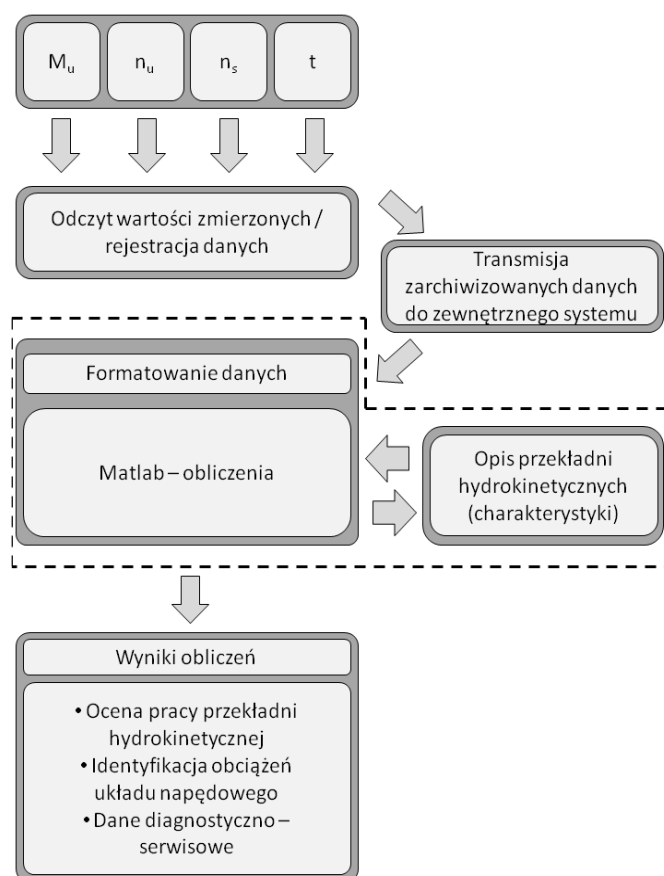
Transmisja zarejestrowanych danych do zewnętrznego systemu, polegać będzie na transmisji pliku z danymi. Środowisko programistyczne, np. Matlab, ułatwia procedurę importu, odczytu i organizacji danych w postaci zmiennych, jak również zaprogramowania zależności, według których zostaną przeprowadzone obliczenia. Ostatnim krokiem będzie obróbka wyników w postaci wykresów obrazujących otrzymane zależności. Import danych do komputerowego środowiska służącego prowadzeniu obliczeń stwarza szereg możliwości ich analizy, wykraczających poza zakres niniejszego artykułu. Opis pracy przekładni hydrokine-

tycznej, w postaci charakterystyki  $i_d = f(i_k)$ , sporządzony na podstawie danych producenta, nie jest ograniczony do wybranych wartości  $i_k$ . Łatwo można znaleźć aproksymację posiadanych danych w postaci np. wielomianu lub za pomocą funkcji sklepanej (ang. *spline*). Można wówczas uzyskać dostęp do kompletnego zestawu wartości przełożenia dynamicznego, w całym zakresie zmienności przełożenia kinematycznego.

Poza oceną pracy przekładni hydrokinetycznej, kluczowe będą informacje dotyczące stanu obciążenia układu przeniesienia napędu lokomotywy.

#### 5. Podsumowanie

Tworzenie nowych konstrukcji maszyn roboczych powiązane jest z wykorzystaniem technik kontroli i sterowania. Tradycyjne wskaźniki wypierane są przez dotykowe panele, które łączą w sobie funkcję urządzeń, które zarówno informują o stanie pojazdu, jak również pozwalają na sterowanie pracą maszyny. Rozbudowane możliwości sterowania i komunikacji, a także rejestracji wybranych parametrów pracy stwarzają warunki do zwiększania elastyczności i funkcjonalności układów odpowiedzialnych za nadzór i sterowanie maszyną. Połączenie tych dwóch aspektów w jeden kompletny system wpływa korzystnie nie tylko



Rys.5. Propozycja przebiegu procesu obróbki zarejestrowanych danych pomiarowych i przykładowe efekty analizy danych

---

na pracę samej maszyny, ale oddziałuje również na poszczególne etapy życia produktu, tj. projektowanie, budowę, diagnostykę i serwis. Znajomość stanów obciążenia maszyny dostarcza również informacji o znaczeniu logistyczno-organizacyjnym, umożliwiając optymalizację całego procesu transportu ze względu na zastosowane urządzenia oraz ich parametry trakcyjne, charakterystyczne dla ich środowiska pracy. Dotychczasowe doświadczenia związane z potrzebą określania cykli obciążenia środków transportowych wskazują na brak tego typu danych. Wprowadzenie zaprezentowanej w niniejszym artykule koncepcji do rozwiązań proponowanych przez producentów maszyn roboczych, np. lokomotyw górniczych, pozwoli istotnie poszerzyć zakres wiedzy o cyklach i wartościach obciążenia układu przeniesienia napędu podczas realizacji zadań transportowych. W przypadku omawianego napędu określenie obciążenia układu wymaga pomiaru momentu obrotowego. Identyfikacja siły napędowej w układzie o innej postaci konstrukcyjnej może być uzyskana poprzez pomiary parametrów pracy, takich jak: ciśnienie w układzie hydraulicznym, napięcie lub natężenie prądu elektrycznego. Propozycja rozwiązania technicznego, przedstawiona w niniejszym artykule, może stanowić wstęp do podjęcia prac mających na celu opracowanie układu napędowego oraz układu sterowania i kontroli pracy

maszyny, które umożliwiłyby określenie obciążeń układu, jakim jest poddawany podczas pracy.

## Literatura

1. BOSCH. Informator techniczny. Sterowanie silników ZS, Wydanie 2011.
2. Mężyk A., Dobrzaniecki P.: Modelowanie charakterystyk trakcyjnych napędów na przykładzie pojazdów górnictwa węglowego. Projekt badawczy N N524 354838 (materiały nie publikowane). Gliwice 2010-2011.
3. Szydelski Z.: Sprzęgła i przekładnie hydrokinetyczne, WNT Warszawa 1965.
4. Zając M.: Układy przeniesienia napędu samochodów ciężarowych i autobusów, WKŁ Warszawa 2003.
5. [www.ktr.com](http://www.ktr.com) (strona producenta oferującego elementy układów przeniesienia napędu).
6. [www.hbm.com.pl](http://www.hbm.com.pl) (strona producenta oferującego przetworniki pomiarowe, w tym przetworniki momentu obrotowego).

*Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2014 r.*

## **Narzędzia wspomagające bezpieczne utrzymanie ruchu maszyn – część 2. Możliwość rozbudowy systemu INSTO**

### *Streszczenie*

*W artykule przedstawiono możliwości modyfikacji i rozbudowy zasobów systemu INSTO wspomagającego bezpieczne utrzymanie ruchu maszyn. Omówiono rozwiązania programowe zwiększające funkcjonalność systemu, pozwalające na modyfikację i rozbudowę zawartości repozytorium wiedzy o dodatkowe treści.*

### *Summary*

*Possibility of modification and extension of resources of INSTO system, which supports safe operation of the machines, is presented in the paper. Programme solutions increasing functionality of the system enabling modification and extension of knowledge repository by the additional files are discussed.*

**Słowa kluczowe:** *INSTO, interaktywne instrukcje obsługi, utrzymanie ruchu, repozytorium wiedzy*

**Keywords:** *INSTO, interactive user's manual, maintenance, knowledge repository*

---

### **1. Wprowadzenie**

Utrzymanie sprawności eksploatacyjnej maszyn jest jednym z głównych elementów wpływających na efektywność procesu technologicznego. Wiele z produkowanych obecnie maszyn charakteryzuje duża złożoność oraz zindywidualizowana konstrukcja. Wymaga to od użytkowników odpowiedniej wiedzy, przede wszystkim z zakresu bezpiecznych metod pracy oraz prawidłowych sposobów realizacji czynności obsługi czy konserwacji. Opracowany w ITG KOMAG system INSTO jest rozwiązaniem, które pozwala w łatwy i szybki sposób na udostępnianie zasobów wiedzy nt. czynności naprawczych, konserwacyjnych [1]. Z badań prowadzonych w ramach projektu INERG dofinansowanym z Narodowego Centrum Badań i Rozwoju, realizowanym przez konsorcjum: ITG KOMAG, KOPEX Machinery S.A. oraz KOPEX Electric wynika, że oczekują oni rozwiązania, które pozwoliłoby gromadzić i udostępniać wiedzę eksploatacyjną dotyczącą większej grupy maszyn oraz umożliwiłoby jego rozbudowę przez użytkownika, w zakresie konserwacji i napraw maszyn dostępnych w parku maszynowym. Stąd opracowano rozwiązanie pozwalające na dostosowanie systemu INSTO do ww. potrzeb użytkowników [2]. Producenci maszyn, w tym górniczych, nie oferują obecnie rozwiązań zawierających interaktywne instrukcje obsługi. Stosowane formy instrukcji obsługi również nie spełniają w pełni oczekiwań klientów. Firmy informatyczne świadczące usługi w zakresie interaktywnych materiałów szkoleniowych opracowują jednak materiały, które w coraz większym stopniu wykorzystywane są przez producentów, jak i przyszłych użytkowników. Wyposażanie środków technicznych w interaktywne instrukcje

obsługi staje się jednym z elementów wzmacniającym przewagę producenta na rynku [3].

### **2. Charakterystyka systemu INSTO**

System Interaktywnych Instrukcji Obsługi INSTO umożliwia użytkownikowi dostęp do informacji dotyczących bezpiecznego użytkowania maszyny. Dotyczą one kolejności prowadzenia czynności konserwacyjnych i naprawczych, z uwzględnieniem czynności przygotowawczych, jakie należy wykonać, aby w sposób bezpieczny i skuteczny je zrealizować [4]. Podstawowa wersja systemu INSTO zawiera następujące elementy:

- interaktywne procedury obsługi,
- interaktywne schematy (hydrauliczne, elektryczne),
- wykaz części,
- instrukcje związane z pierwszym montażem maszyny u użytkownika,
- instrukcje związane z przeglądami okresowymi.

W odpowiedzi na zidentyfikowane potrzeby użytkowników systemu, opracowano moduł rozszerzający funkcjonalność systemu INSTO w zakresie:

- dodawania do systemu nowych maszyn, dostępnych w parku maszynowym użytkownika systemu,
- dodawanie informacji związanych z danym zespołem czy podzespołem maszyny tj.: instrukcje obsługi, zdjęcia, filmy wideo.

Rozbudowując system INSTO przyjęto założenie, że powinien on umożliwiać osobom nie posiadającym specjalistycznej wiedzy informatycznej wprowadzanie zmian w strukturze. W tym celu opracowano aplikację

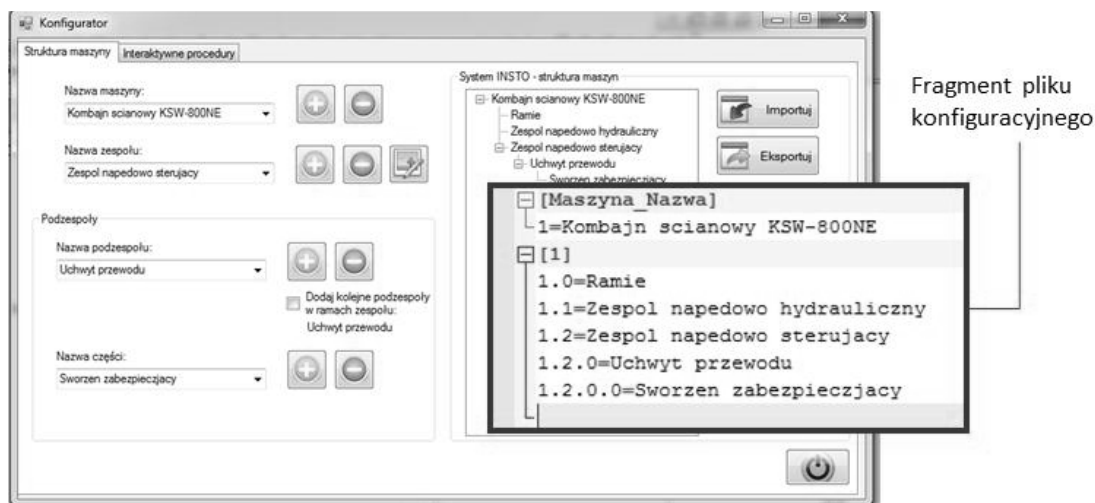
INSTO – Creator, umożliwiającą wprowadzanie informacji o nowych maszynach w oknie programu przeznaczonym dla administratora systemu.

## 2.1. Rozszerzona struktura systemu INSTO

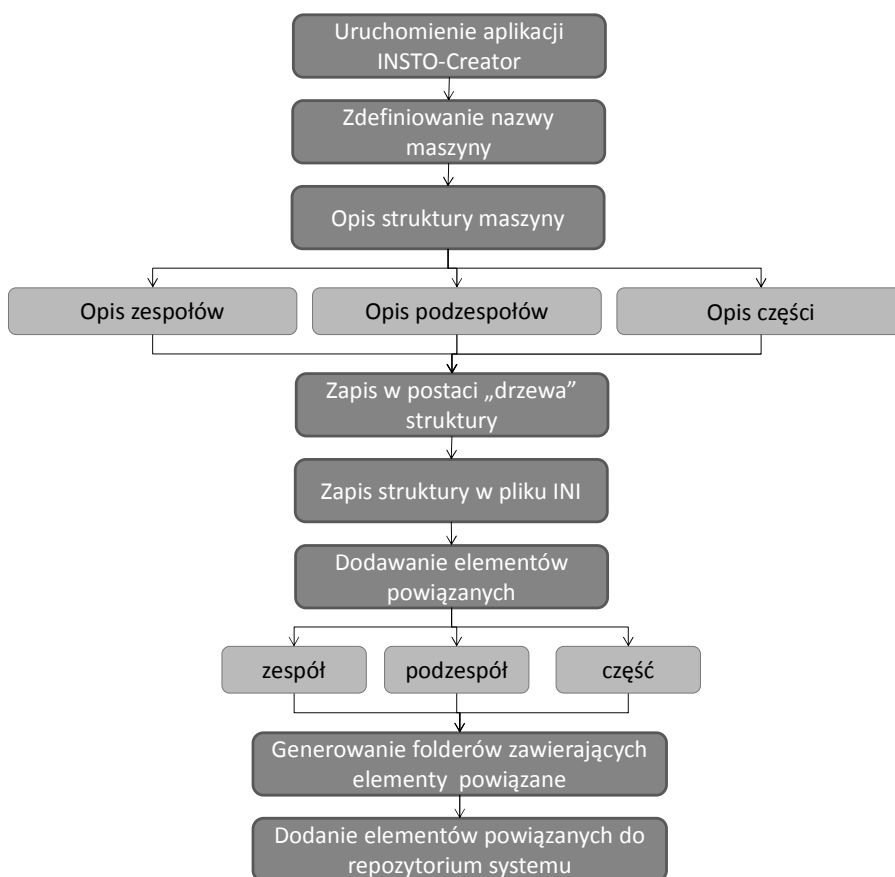
Aplikacja INSTO – Creator, stanowiąca jeden z modułów systemu, pozwala na definiowanie struktury maszyny i tworzenie powiązań pomiędzy jej poszczególnymi zespołami i podzespołami, elementami a związanymi z nimi takimi elementami wiedzy, jak:

interaktywne instrukcje oraz filmy. Definiowanie struktury maszyny, w oknie programu (rys. 1), powoduje generowanie pliku konfiguracyjnego, który jest następnie wykorzystywany w systemie INSTO do zarządzania zasobami wiedzy powiązanymi z daną maszyną.

Pliki konfiguracyjne systemu INSTO służą do zmiany ustawień programu komputerowego odnoszących się do sposobu wyświetlania zespołów maszyny i elementów z nimi powiązanych. Pozwalają na



Rys.1. Struktura repozytorium systemu INSTO [1]



Rys.2. Algorytm rozbudowy systemu INSTO - opis struktury maszyn [1]

zapisanie konfiguracji programu, która może być później modyfikowana w prosty sposób.

Wykorzystywany do zapisu danych wejściowych plik konfiguracyjny typu INI jest złożony z sekcji i kluczy [5]. Każda sekcja zawiera następnie kilka kluczy (klucz zawsze musi być powiązany z sekcją, której nazwa znajduje się w pliku przed tym kluczem). Zawartość jednej sekcji kończy się wprowadzeniem następnej sekcji. Nazwa klucza znajduje się zawsze w samodzielnym wierszu i posiada powiązaną wartość przypisaną za pomocą znaku "=".

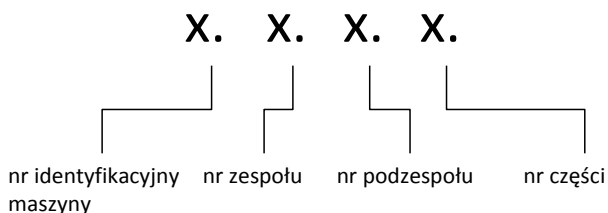
W przypadku systemu INSTO, wraz z zapisem struktury maszyny w pliku konfiguracyjnym tworzone są w repozytorium systemu foldery zawierające elementy powiązane z danym zespołem (rysunki, zdjęcia, filmy, schematy, instrukcje montażu/demontażu).

Dodawanie informacji o nowych maszynach do systemu INSTO realizowane jest zgodnie z algorytmem przedstawionym na rysunku 2.

Plik konfiguracyjny zawierający opis struktury maszyny składa się z następujących elementów:

- nazwy sekcji, zawierającej listę maszyn dostępnych w systemie,
- klucza zawierającego nazwę maszyny, wraz z numerem maszyny,
- sekcji stanowiącej opis struktury maszyny (numer sekcji odpowiada numerowi maszyny),
- kluczy zawierających opis struktury maszyny (rys. 3):

- x.x. – zespół maszyny,
- x.x.x. – podzespół maszyny,
- x.x.x.x – część maszyny.



Rys.3. Kodowanie opisu struktury maszyny w pliku konfiguracyjnym [1]

Użytkownik systemu INSTO po określeniu struktury maszyny może dokonać przypisania elementów powiązanych dla danego zespołu. Aplikacja w sposób automatyczny dodaje elementy do repozytorium systemu.

## 2.2. Repozytorium zasobów wiedzy systemu INSTO

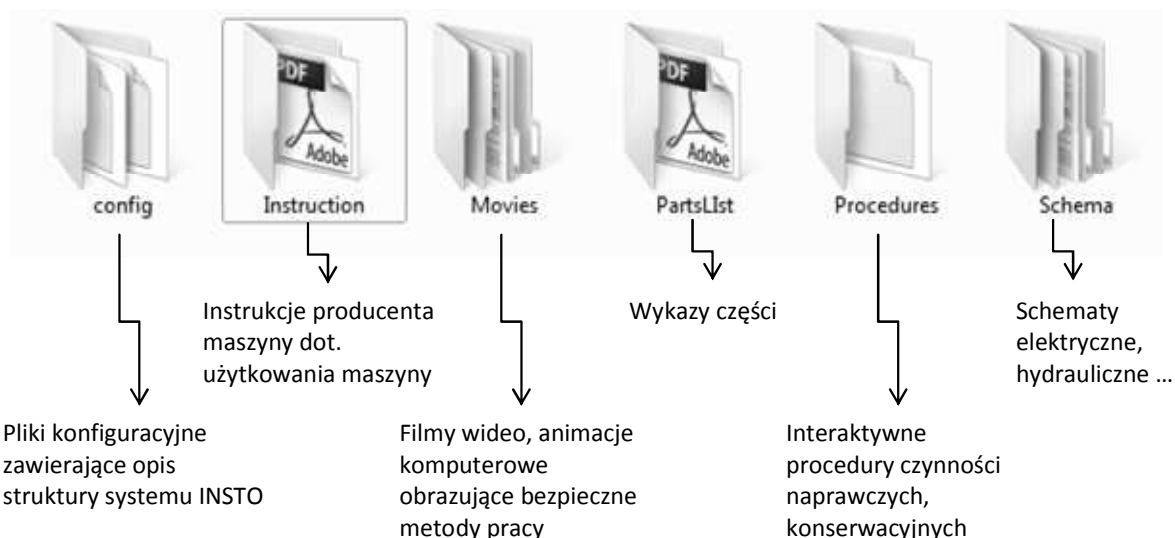
Repozytorium systemu bazuje na strukturze katalogowej i tworzone jest dynamicznie w momencie opisu struktury maszyny i dodawania elementów powiązanych. Na rysunku 4 przedstawiono strukturę repozytorium systemu INSTO.

Repozytorium systemu INSTO przeznaczone jest do przechowywania następujących elementów wiedzy:

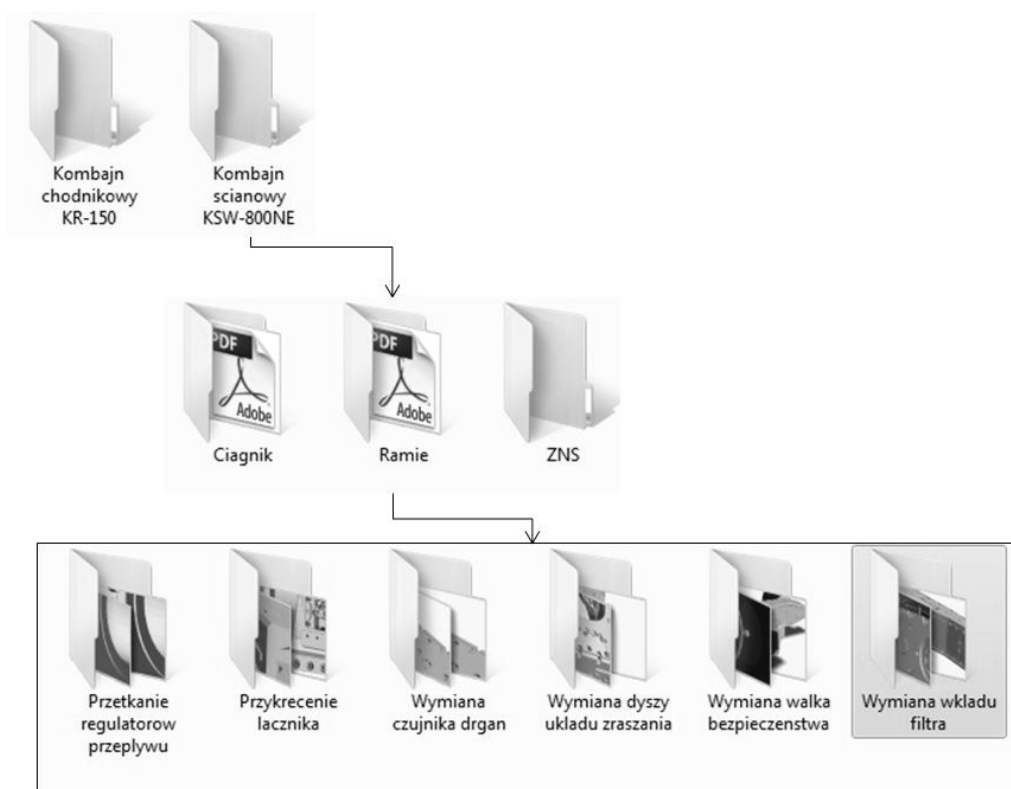
- plików konfiguracyjnych, zawierających opis struktury maszyny,
- instrukcji producenta dotyczących bezpiecznego użytkowania maszyny,
- filmów wideo i animacji komputerowych obrazujących sposób wykonywania czynności przez pracowników obsługujących maszynę,
- wykazów części,
- interaktywnych procedur czynności konserwacyjnych i naprawczych,
- schematów elektrycznych i hydraulicznych.

Dodawanie do systemu nowych maszyn powoduje utworzenie w repozytorium folderu z ich nazwą. Folder zawiera strukturę katalogów, stanowiącą odwzorowanie struktury maszyny. W repozytorium przechowywane są jedynie foldery zawierające elementy powiązane z danym zespołem, podzespołem oraz częścią maszyny. Na rysunku 5 przedstawiono przykładową strukturę katalogów w repozytorium, w odniesieniu do kombajnu ścianowego.

Repozytorium, w formie struktury katalogowej, umożliwia użytkownikowi łatwe edytowanie i modyfikowanie zasobów, zarówno z poziomu systemu INSTO, jak i poprzez interfejs systemu Windows. System INSTO umożliwia dynamiczne tworzenie interfejsu użytkownika na podstawie danych zgromadzonych w repozytorium. Tworzone są przyciski umożliwiające uruchomienie zgromadzonych w repozytorium plików. Takie podejście pozwala użytkownikowi dostosować system INSTO do własnych potrzeb, bez konieczności wprowadzania zmian w kodzie programu. Użytkownik uzyskuje dostęp do zasobów powiązanych z różnymi maszynami dostępnymi w systemie i może dokonywać wyboru maszyny w trakcie użytkowania programu. Interfejs systemu jest odświeżany po każdej zmianie maszyny, a aktualne informacje powiązane z danym obiektem są wyświetlane.



Rys.4. Struktura repozytorium systemu INSTO [1]



Rys.5. Struktura katalogów w repozytorium systemu INSTO kombajnu ścianowego [1]

### 3. Wnioski

W niniejszym artykule przedstawiono rozwiązanie mające na celu zwiększenie funkcjonalności systemu interaktywnych instrukcji INSTO poprzez rozbudowę zasobów systemu o informacje dotyczące kolejnych maszyn zarówno przez producenta, jak i użytkownika.

Dostępne obecnie na rynku rozwiązania w zakresie interaktywnych instrukcji obsługi tworzone są w odniesieniu do konkretnych typów maszyn. Brak jest

możliwości modyfikacji elementów wchodzących w skład aplikacji odpowiedzialnej za udostępnianie instrukcji. Proponowane rozwiązanie pozwala użytkownikom (posiadającym uprawnienia do modyfikacji systemu) na samodzielną modyfikację zasobów programu i tworzenie nowych punktów dostępu powiązanych z maszyną.

Zaletą rozwiązania jest możliwość modyfikacji interfejsu systemu INSTO przez osoby nie posiadające wiedzy informatycznej. Interfejs dostosowuje się



---

automatycznie, na podstawie modyfikacji zasobów zgromadzonych w repozytorium.

## Literatura

1. Jaszczuk Ł., Michalak D.: System interaktywnych instrukcji obsługi INSTO. Opracowanie standardu zapisu struktury systemu interaktywnych instrukcji obsługi INSTO. Zwiększenie funkcjonalności systemu. ITG KOMAG, Gliwice, 2014.
2. Michalak D., Rozmus M., Lesisz R., Jaszczuk Ł.: Interaktywne formy kształtowania bezpieczeństwa pracy w górnictwie. KOMTECH 2010, Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność - niezawodność, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010 s. 163-169.
3. Michalak D., Jaszczuk Ł.: Oparte na wiedzy narzędzia wspomagające bezpieczne utrzymanie ruchu maszyn. W: Naukowe aspekty techniki uzbrojenia i bezpieczeństwa, IX Międzynarodowa Konferencja Uzbrojeniowa, Pułtusk, 25-28.09.2012 s. 612-628.
4. Michalak D., Jaszczuk Ł., Rozmus M., Wołczyk W.: System interaktywnych instrukcji obsługi INSTO - implementacja modułu pozyskiwania wiedzy eksploatacyjnej. Materiały na konferencję: XVI Międzynarodowa Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania, Wytwarzania i Eksploatacji, Jurata, 14-18 maja 2012 r. Mechanik 2012 nr 7 s. 501-510.
5. Kazienko P., Gwiazda K.: XML na poważnie. Wydawnictwo HELION, Gliwice 2002.

*Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2014 r.*

## Bezpieczeństwo funkcjonalne układów sterowania maszyn górniczych

### Streszczenie

Maszyna, we wszystkich fazach swojego cyklu życia, stwarza szereg zagrożeń. Redukcja ryzyka związanego z danym zagrożeniem może być osiągnięta poprzez zastosowanie układu sterowania, który realizując funkcję bezpieczeństwa nie dopuszcza do osiągnięcia niedozwolonego stanu pracy maszyny. W artykule zaprezentowano, na przykładzie górniczego przenośnika taśmowego, zapewnienie bezpieczeństwa funkcjonalnego układu sterowania maszyny górniczej.

### Summary

Machine causes many hazards in all its life stages. Risk related to a given hazard can be reduced by using the control system with the safety function which does not allow reaching not acceptable state of the machine operation. Functional safety of the control system of mining machine is presented on the example of mine belt conveyor.

**Słowa kluczowe:** bezpieczeństwo maszyn, poziom bezpieczeństwa, identyfikacja zagrożeń, szacowanie ryzyka, poziom nienaruszalności SIL

**Keywords:** safety of machines, safety level, identification of hazards, risk estimation, Safety Integrity Level (SIL)

## 1. Wprowadzenie

Maszyny muszą być tak zaprojektowane, aby ryzyko związane z każdym zidentyfikowanym zagrożeniem było ograniczone do akceptowalnego poziomu. Przy podejmowaniu decyzji o sposobie ograniczenia ryzyka należy kierować się zasadą, że pierwszeństwo mają rozwiązania konstrukcyjne bezpieczne same w sobie, następnie techniczne i uzupełniające środki ochronne (zmiana konstrukcji, kontrolowanie potencjalnych źródeł ryzyka poprzez wprowadzenie dodatkowych środków zabezpieczających), a w dalszej kolejności działania organizacyjne (projektowanie bezpiecznych metod pracy, zapewnienie sprzętu ochrony osobistej). Redukcja ryzyka poprzez zastosowanie układu sterowania (elektrycznego, elektronicznego, elektronicznego programowalnego, hydraulicznego, pneumatycznego) skutkuje koniecznością uwzględnienia zagrożenia związanego z jego ewentualnym, wadliwym działaniem [2]. Takie podejście wynika z dyrektywy maszynowej 2006/42/WE [4], zgodnie z którą układy sterowania należy projektować i wykonać tak, aby:

- zapewniały bezpieczeństwo oraz zapobiegały sytuacji zagrożenia,
- defekty sprzętu komputerowego i oprogramowania układu sterowania nie prowadziły do powstawania sytuacji niebezpiecznych,
- były odporne na obciążenia wynikające z zamierzonego zastosowania oraz na wpływ czynników zewnętrznych,

- błędy w układach logicznych nie doprowadziły do sytuacji niebezpiecznych,
- możliwe do przewidzenia błędy ludzkie nie doprowadziły do powstania sytuacji niebezpiecznych.

Układy sterowania maszyn powinny realizować założone funkcje sterownicze nawet w warunkach uszkodzeń lub zakłóceń, w przewidywalny sposób i z określoną niezawodnością, przez cały cykl życia maszyny. Podjęte środki minimalizujące prawdopodobieństwo wystąpienia takich uszkodzeń lub zakłóceń i ich zakres zależy od poziomu ryzyka związanego z określoną funkcją sterowniczą np. zrealizowaną w technice elektrycznej [5].

Istotne jest jednak pytanie, kto i w oparciu o jakie przesłanki, określa poziom niezawodności (odporności na uszkodzenia i zakłócenia) funkcji bezpieczeństwa realizowanych przez układy sterowania maszyn górniczych? W niniejszym artykule autor przedstawia odpowiedź na to pytanie.

## 2. Identyfikacja funkcji bezpieczeństwa

Układy sterowania maszyn realizują zarówno funkcje sterownicze związane z normalnym działaniem maszyny np. załączenie i wyłączenie napędu, jak i funkcje bezpieczeństwa. Przez funkcję bezpieczeństwa należy rozumieć funkcję maszyny, której uszkodzenie (brak realizacji) skutkuje bezpośrednim wzrostem ryzyka.

**Funkcje bezpieczeństwa realizowane przez układ sterowania przenośnika taśmowego**

Tabela 1

Lp.	Funkcja bezpieczeństwa	Potencjalne skutki braku realizacji funkcji po jej przywołaniu
1.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne inicjowane z pulpitu sterowniczych oraz z trasy przenośnika za pomocą wyłączników awaryjnych linkowych.	Nieodwracalne uszkodzenie ciała, utrata życia.
2.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne po przekroczeniu dopuszczalnej temperatury zespołu napędowego, wysięgnika, zwrotni, stacji napinającej.	Pożar - zapalenie się taśmy przenośnika wskutek nieprawidłowego prowadzenia taśmy (tarcia taśmy o elementy konstrukcyjne zespołu napędowego, wysięgnika, zwrotni i stacji napinającej). Zagrożenie utraty życia wielu osób.
3.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne po obniżeniu prędkości taśmy poniżej 0,7 prędkości znamionowej, utrzymującej się przez okres dłuższy od 3 s (poślizg) lub przy wzroście prędkości powyżej 1,2 prędkości znamionowej.	Pożar – zapalenie się taśmy przenośnika wskutek jej poślizgu na bębnach lub niekontrolowany ruch taśmy z urobkiem (praca na upadzie). Zagrożenie utraty życia wielu osób.
4.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne w przypadku spiętrzenia urobku na przesypie.	Pożar – tarcie taśmy o urobek oraz utrudnienie przewietrzania wyrobiska wskutek zmniejszenia przekroju wyrobiska. Zagrożenie utraty życia wielu osób.
5.	Wyłączenie zasilania energią elektryczną przenośnika w przypadku uruchomienia instalacji do samoczynnego gaszenia pożarów.	Porażenie w następstwie zalania wodą urządzeń elektrycznych będących pod napięciem. Nieodwracalne uszkodzenie ciała, utrata życia.
6.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne w przypadku braku potwierdzenia zwolnienia hamulców przenośnika, podczas jego pracy.	Pożar. Możliwość pracy napędu przenośnika przy załączonym hamulcu. Zagrożenie wielu osób.
8.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne po przejechaniu przez osobę jadącą na taśmie przenośnika pomostu do wysiadania.	Nieodwracalne uszkodzenie ciała, utrata życia.

Przykładowymi funkcjami bezpieczeństwa, według PN-EN ISO 13849-1:2008 [6] są:

- funkcja zatrzymania, inicjowana przez osłony ryglowane lub urządzenia zabezpieczające przed przekroczeniem dopuszczalnej prędkości, temperatury lub ciśnienia,
- ręczne resetowanie funkcji,
- załączenie i ponowne załączenie,
- funkcja sterowania lokalnego,
- funkcja czasowego zawieszenia funkcji bezpieczeństwa (funkcja muting),
- sterowanie podtrzymaniem niebezpiecznego ruchu,
- sterowanie zezwalające,
- zabezpieczenie przed niezamierzonym uruchomieniem,
- ucieczka i ratowanie uwięzionych osób,
- odłączenie (izolowanie) od zasilania i rozpraszanie energii,
- wybór rodzaju pracy,
- wzajemne oddziaływanie pomiędzy podzespołami systemu sterowania,
- monitorowanie wejściowych parametrów związanych z bezpieczeństwem,
- funkcja zatrzymania awaryjnego (uzupełniający środek ochronny).

O tym, czy dana funkcja sterownicza jest funkcją bezpieczeństwa, decyduje wynik szacowania ryzyka (elementu procesu analizy i oceny ryzyka), podczas którego uwzględnia się wymierne skutki rozważanego zagrożenia i prawdopodobieństwo zaistnienia zdarzenia zagrażającego. Jeżeli skutki braku realizacji funkcji sterowniczej są ciężkie i wystąpienie zdarzenia zagrażającego jest możliwe, to mamy do czynienia z nieakceptowalnym ryzykiem, które powinno być zminimalizowane za pomocą funkcji bezpieczeństwa. Układy sterowania realizujące funkcje bezpieczeństwa należy zaprojektować zgodnie z wymaganiami norm dotyczących bezpieczeństwa funkcjonalnego [6, 8], rozumianego, jako część bezpieczeństwa maszyny, która zależy od poprawnego działania układu sterowania oraz zewnętrznych środków redukcji ryzyka [2], a następnie dokonać ich walidacji [7, 8].

Zakładając, że bezpieczeństwo użytkownika maszyny zależy przede wszystkim od prawidłowego działania układu sterowania, w tabeli 1 wymieniono przykładowe funkcje bezpieczeństwa dla przenośnika taśmowego.

Po zidentyfikowaniu funkcji bezpieczeństwa należy określić wszystkie, specyficzne wymagania, tak aby były realizowane niezawodnie w przewidywanym środowisku pracy. Należy m.in. określić warunki otoczenia i działania (zakres napięcia zasilania, środowisko elektromagnetyczne, temperaturę otoczenia, stopień zanieczyszczenia, zakres wilgotności, maksy-

malne wartości wibracji, odporność na udary mechaniczne), wymagania dotyczące przywołania (inicjowania) funkcji (zakres pomiarowy, dokładność i czas reakcji), wymagania dotyczące obsługi i wymagania dotyczące poszczególnych elementów układu sterowania (czujnik, urządzenie sterownicze, urządzenie testujące, urządzenie wykonawcze).

### 3. Wymagany poziom bezpieczeństwa

Podstawowym krokiem analizy bezpieczeństwa funkcjonalnego jest przypisanie każdej, zidentyfikowanej funkcji bezpieczeństwa dopuszczalnego poziomu ryzyka, wyrażonego, zgodnie z normą PN-EN ISO 13849-1:2008 [6], wymaganym poziomem bezpieczeństwa PL<sub>r</sub> (required performance level) (tabela 2) lub, zgodnie z normą PN-EN 62061:2008 [8], poziomem nienaruszalności bezpieczeństwa SIL (safty integrity level) (tabela 3). Projektowany układ sterowania realizujący funkcję bezpieczeństwa powinien się charakteryzować poziomem bezpieczeństwa nie gorszym, od poziomu wymaganego, określonego na podstawie wyżej wymienionych norm. W nielicznych przypadkach, w normach dotyczących danego rodzaju maszyn, określono minimalny wymagany poziom bezpieczeństwa elementów układów sterowania oraz jego elementów. Przykładem może być norma PN-EN 12111:2014-07 [9], zgodnie z którą elementy związane z bezpieczeństwem systemów sterowania kombajnów chodnikowych i maszyn do urabiania ciągłego powinny spełniać wymagania co najmniej poziomu PL c.

W normie PN-EN ISO 13849-1:2008 [6] oraz PN-EN 62061:2008 [8] poziomy zapewnienia/nienaruszalności bezpieczeństwa są wyrażone w wartościach prawdopodobieństwa niebezpiecznych uszkodzeń na godzinę (PFH<sub>D</sub>) – tabela 2 i 3.

**Poziom bezpieczeństwa (PL) według PN-EN ISO 13849-1:2008 [6]**

Tabela 2

PL	Prawdopodobieństwo niebezpiecznych uszkodzeń na godzinę (PFH <sub>D</sub> )
a	$\geq 10^{-5}$ do $< 10^{-4}$
b	$\geq 3 \times 10^{-6}$ do $< 10^{-5}$
c	$\geq 10^{-6}$ do $< 3 \times 10^{-6}$
d	$\geq 10^{-7}$ do $< 10^{-6}$
e	$\geq 10^{-8}$ do $< 10^{-7}$

**Poziom nienaruszalności bezpieczeństwa (SIL) według PN-EN 62061:2008 [8]**

Tabela 3

SIL	Prawdopodobieństwo niebezpiecznych uszkodzeń na godzinę (PFH <sub>D</sub> )
3	$\geq 10^{-8}$ do $< 10^{-7}$
2	$\geq 10^{-7}$ do $< 10^{-6}$
1	$\geq 10^{-6}$ do $< 10^{-5}$

Podczas szacowania ryzyka rozważa się sytuację poprzedzającą przywołanie (inicjację) rozpatrywanej funkcji bezpieczeństwa, uwzględniając wszystkie zastosowane techniczne środki redukcji ryzyka, inne niż układ sterowania (np. osłony mechaniczne), lub dodatkowe funkcje bezpieczeństwa.

Wymagany poziom PL<sub>r</sub>/SIL każdej funkcji bezpieczeństwa zależy od ciężkości szkody (urazu) oraz prawdopodobieństwa jej wystąpienia. Prawdopodobieństwo powstania szkody określa się na podstawie częstotliwości i czasu ekspozycji osób na zagrożenie, możliwości uniknięcia zagrożenia lub ograniczenia szkody oraz dodatkowo, tylko przy określaniu poziomu SIL, możliwości wystąpienia zdarzenia niebezpiecznego.

Na podstawie wyżej wymienionych parametrów, zgodnie z Załącznikiem A normy PN-EN ISO 13849-1:2008 [6], każdej funkcji bezpieczeństwa przypisuje się jeden wymagany poziom bezpieczeństwa. Rozróżnia się pięć poziomów bezpieczeństwa PL<sub>r</sub>, od PL<sub>r</sub> a do PL<sub>r</sub> e (tabela 5), różniących się udziałem danej funkcji w redukcji ryzyka (PL<sub>r</sub> a – najmniejszy udział w redukcji ryzyka, PL<sub>r</sub> e – największy udział w redukcji ryzyka). Oznacza to, że im wyższy poziom bezpieczeństwa, tym większe znaczenie funkcji bezpieczeństwa i wyższe wymagania dotyczące niezawodności.

Podczas określania wymagań dla układów sterowania realizujących funkcje bezpieczeństwa można wykorzystać metodę szacowania ryzyka i przypisywania poziomu nienaruszalności bezpieczeństwa SIL opisaną w Załączniku A normy PN-EN 62061:2008 [8]. W metodzie tej ciężkość uszkodzenia ciała lub szkody na zdrowiu (Se) można oszacować z uwzględnieniem odwracalnych uszkodzeń, nieodwracalnych uszkodzeń i śmierci (tabela 6).

Klasa prawdopodobieństwa wystąpienia szkody jest wyrażona liczbą (CI), będącą sumą liczb przypisanych na podstawie klasyfikacji częstotliwości i czasu trwania ekspozycji (Fr – tabela 7), klasyfikacji prawdopodobieństwa wystąpienia niebezpiecznego zdarzenia (Pr – tabela 8) oraz prawdopodobieństwa uniknięcia lub ograniczenia szkody (Av – tabela 9).

Miejsce przecięcia wiersza ciężkości (Se) z odpowiednią kolumną (CI) wskazuje na SIL przypisany danej funkcji (obszar czarny) realizowanej przez układ sterowania. Kolorem szarym zaznaczono ryzyko związane z danym zagrożeniem, które może być zaakceptowane pod warunkiem zastosowania, innych środków bezpieczeństwa (OM - Other Means), np. kategorii B według PN-EN ISO 13849-1.

**Wymagany poziom bezpieczeństwa PL<sub>r</sub> (opracowanie własne na podstawie [6])**

Tabela 4

PL <sub>r</sub>	Ciężkość urazu	Częstotliwość i czas ekspozycji na zagrożenie	Możliwość uniknięcia lub ograniczenia szkody
	S	F	P
PL <sub>r</sub> a	S1	F1	P1
PL <sub>r</sub> b	S1	F1	P2
PL <sub>r</sub> b	S1	F2	P1
PL <sub>r</sub> c	S1	F2	P2
PL <sub>r</sub> c	S2	F1	P1
PL <sub>r</sub> d	S2	F1	P2
PL <sub>r</sub> d	S2	F2	P1
PL <sub>r</sub> e	S2	F2	P2
Objaśnienia	S1 - uraz lekki, odwracalny np. posiniaczenie, zranienie S2 - uraz ciężki np. amputacja kończyny lub nieodwracalny		
	F1 - rzadko, niezbyt często i/lub krótkotrwała ekspozycja na zagrożenie F2 - często, ciągle i/lub długotrwała ekspozycja na zagrożenie		
	P1 - możliwość uniknięcia zagrożenia lub ograniczenia szkody pod pewnymi warunkami, P2 - uniknięcie lub ograniczenia szkody mało prawdopodobne		

**Przypisanie poziomu nienaruszalności SIL funkcji bezpieczeństwa [8]**

Tabela 5

Konsekwencje	Ciężkość szkody (Se)	Klasa prawdopodobieństwa szkody (CI)				
		3-4	5-7	8-10	11-13	14-15
Nieodwracalne: śmierć, utrata oka, ręki	4	SIL 2	SIL 2	SIL 2	SIL 3	SIL 3
Nieodwracalne: złamania, utrata palca	3		(OM)	SIL 1	SIL 2	SIL 3
Odwracalne: interwencja lekarza	2			(OM)	SIL 1	SIL 2
Odwracalne pierwsza pomoc	1				(OM)	SIL 1

**Klasyfikacja częstotliwości i czasu trwania ekspozycji (Fr) [8]**

Tabela 6

Fr	
Częstotliwość ekspozycji	Czas > 10 min.
≤ 1 h	5
> 1 h do ≤ 1 dzień	5
> 1 dzień do ≤ 2 tygodnie	4
> 2 tygodnie do ≤ 1 rok	3
> 1 rok	2

**Klasyfikacja prawdopodobieństwa wystąpienia niebezpiecznego zdarzenia (Pr) [8]**

Tabela 7

Pr	
Prawdopodobieństwo wystąpienia	Prawdopodobieństwo (Pr)
Bardzo wysokie	5
Prawdopodobne	4
Możliwe	3
Rzadkie	2
Pomijalne	1

**Klasyfikacja prawdopodobieństwa uniknięcia lub ograniczenia szkody (Av) [6]**

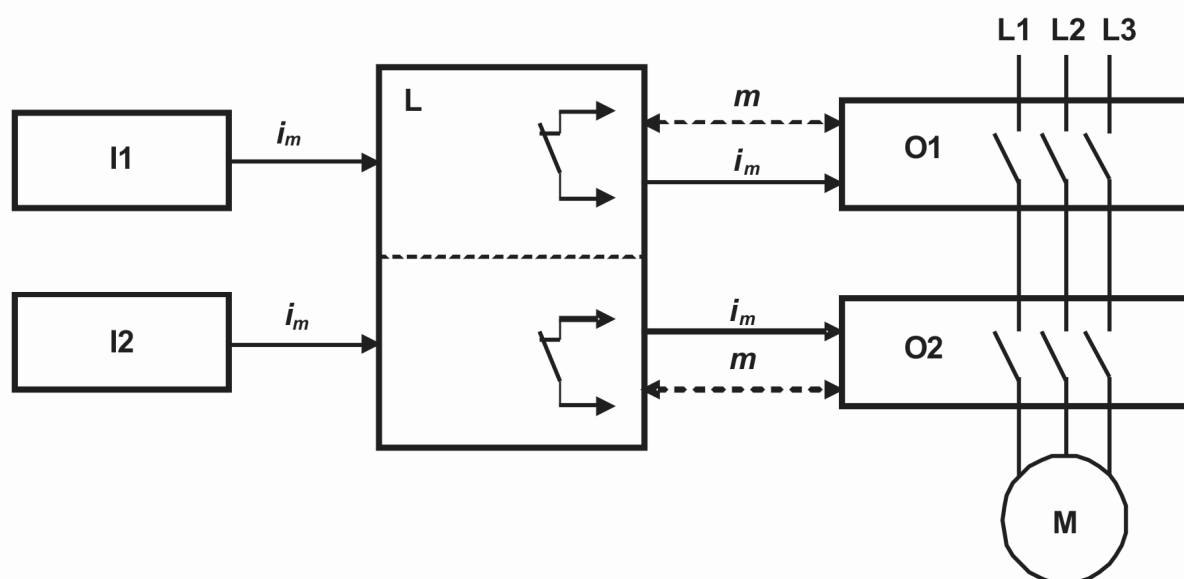
Tabela 8

Av	
Prawdopodobieństwo uniknięcia lub ograniczenia szkody (Av)	
Nieosiągalne	5
Rzadkie	3
Prawdopodobne	1

**Wymagany poziom PL<sub>r</sub> / SIL funkcji bezpieczeństwa realizowanych przez układ sterowania przenośnika taśmowego**

Tabela 9

Lp.	Funkcja bezpieczeństwa	Wymagany poziom	
		PL <sub>r</sub>	SIL
1.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne inicjowane z pulpitu sterowniczego oraz z trasy przenośnika za pomocą wyłączników awaryjnych linkowych.	PL <sub>r</sub> d	SIL 2
2.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne po przekroczeniu dopuszczalnej temperatury zespołu napędowego, wyciągnika, zwrotni, stacji napinającej.	PL <sub>r</sub> c	SIL 2
3.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne po obniżeniu prędkości taśmy poniżej 0,7 prędkości znamionowej, utrzymującej się przez okres dłuższy od 3 s (poślizg) lub przy wzroście prędkości powyżej 1,2 prędkości znamionowej.	PL <sub>r</sub> c	SIL 2
4.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne w przypadku spiętrzenia urobku na przesypie.	PL <sub>r</sub> c	SIL 2
5.	Wyłączenie zasilania energią elektryczną przenośnika w przypadku uruchomienia instalacji do samoczynnego gaszenia pożarów.	PL <sub>r</sub> c	SIL 2
6.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne w przypadku braku potwierdzenia zwolnienia hamulców przenośnika, podczas jego pracy.	PL <sub>r</sub> c	SIL 2
8.	Wyłączenie i zatrzymanie awaryjne po przejechaniu przez osobę jadącą na taśmie przenośnika pomostu do wysiadania.	PL <sub>r</sub> d	SIL 2



Rys.1. Przykład architektury układu sterowania realizującego funkcję bezpieczeństwa z poziomem SIL 2 (Oznaczenia:  $I_1$ ,  $I_2$  – urządzenie wejściowe/czujniki;  $L$  – moduł bezpieczeństwa;  $O_1$ ,  $O_2$  – urządzenie wyjściowe (styczniki główne);  $m$  – monitoring;  $i_m$  – powiązanie pomiędzy elementami układu;  $M$  – silnik napędowy)

Parametrem decydującym o poziomie ryzyka, jest przede wszystkim ciężkość szkody, jaka może wystąpić wskutek braku realizacji funkcji bezpieczeństwa, po jej przywołaniu. Konsekwencje braku wykonania przykładowych funkcji bezpieczeństwa przENOŚNIKA TAŚMOWEGO, prawie zawsze są poważne dla zdrowia i życia osób obsługujących maszynę, a także przebywających w jej otoczeniu. Wymagany poziomem bezpieczeństwa PL<sub>d</sub>/poziom nienaruszalności bezpieczeństwa SIL układu sterowania realizującego przykładowe funkcje bezpieczeństwa przENOŚNIKA TAŚMOWEGO przedstawiono w tabeli 9.

Na podstawie powyższej tabeli można stwierdzić, że stosując metodę opisaną w PN-EN ISO 13849-1:2008 [6] oraz w PN-EN 62061:2008 [8] nie uzyskano identycznych wyników, co jest niewątpliwie ich wadą, którą należy usunąć podczas nowelizacji norm z zakresu bezpieczeństwa funkcjonalnego. Zmniejszenie wymaganego poziomu bezpieczeństwa jest możliwe tylko przez zmniejszenie ekspozycji osób na zagrożenie i/lub zastosowanie środków, które umożliwiają jego uniknięcie lub ograniczają potencjalną szkodę.

Zaprojektowanie układu sterowania dla realizacji wyżej wymienionych funkcji bezpieczeństwa, z poziomem nienaruszalności bezpieczeństwa SIL 2, nie jest zadaniem prostym. Osiągnięcie poziomu SIL 2 za pomocą prostej architektury jednokanałowej, bez funkcji diagnostycznych, nie jest możliwe [1, 3]. Stosunkowo łatwo zapewnić wysoki poziom nienaruszalności bezpieczeństwa podsystemu z elementami wejściowymi (czujnikami) oraz podsystemu przetwarzającego sygnały (przełączniki bezpieczeństwa). Zapewnienie niezawodnej realizacji funkcji bezpieczeństwa przez urządzenia wykonawcze jest możliwe, ale wymaga zastosowania dwukanałowej architektury podsystemu wykonawczego (rys.1).

#### 4. Podsumowanie

Redukcja ryzyka z wykorzystaniem układu sterowania staje się coraz bardziej powszechna. Nie zawsze jednak projektanci układów sterowania i producenci maszyn są świadomi obowiązku zapewnienia bezpieczeństwa funkcjonalnego. Jednym z podstawowych problemów jest konieczność zidentyfikowania funkcji bezpieczeństwa. W tym zakresie pomocne są normy zharmonizowane, które w nielicznych przypadkach określają funkcje bezpieczeństwa oraz wymagany poziom nienaruszalności bezpieczeństwa. W zdecydowanej większości przypadków, funkcje bezpieczeństwa są identyfikowane na podstawie oceny ryzyka, dotyczącej

wszystkich zagrożeń stwarzanych przez maszynę, we wszystkich fazach cyklu jej życia. Nieprawidłowe oszacowanie parametrów decydujących o poziomie ryzyka związanego z rozpatrywanym zagrożeniem może skutkować poważnymi konsekwencjami w dalszych działaniach. „Łagodne” podejście może spowodować, że zastosowane środki techniczne redukują ryzyko, ale do poziomu, który nie odpowiada aktualnemu poziomowi wiedzy technicznej. Natomiast zbyt „rygorystyczne” podejście może prowadzić do braku technicznych możliwości wykonania redundantnego układu sterowania z wysokim poziomem bezpieczeństwa, np. ze względu na dysponowanie jednym stycznikiem wykonawczym w obwodzie zasilania silnika napędowego maszyny. Dane wejściowe do projektowania powinny zawierać m.in. wykaz funkcji bezpieczeństwa oraz wymagania dla każdej funkcji, co ma szczególne znaczenie przy podzleceniu projektowania wyspecjalizowanej firmie. Ze względu na wagę problemu, ocenę ryzyka oraz ocenę bezpieczeństwa funkcjonalnego układów sterowania realizujących funkcje bezpieczeństwa, można zlecić wyspecjalizowanym, kompetentnym jednostkom zewnętrznym, takim jak ITG KOMAG.

#### Literatura

1. Figiel A., Krzystolik M.: Projektowanie maszyn górniczych z uwzględnieniem wymagań dotyczących systemów sterowania realizujących funkcje bezpieczeństwa. W: Innowacyjne, bezpieczne oraz efektywne techniki i technologie dla górnictwa. Człowiek – Maszyna – Środowisko. KOMTECH 2009. ISBN 978-83-60708-38-5, Gliwice 2009.
2. Figiel A., Krzystolik M.: Systemy sterowania maszyn górniczych realizujące funkcje bezpieczeństwa. Bezp. Pr. Ochr. Śr. Gór. 2010 nr 8 s. 8-14.
3. Figiel A.: Ograniczanie zagrożeń. Systemy sterowania maszyn realizujące funkcje bezpieczeństwa. Służby utrzymania ruchu 2(22)/2010, ISSN 1896-0677, Poznań 2010.
4. Dyrektywa nr 2006/42/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie maszyn, zmieniająca dyrektywę 95/16/WE (MD).
5. PN-EN 60204-1:2010. Bezpieczeństwo maszyn. Wyposażenie elektryczne maszyn. Część 1: Wymagania ogólne.
6. PN-EN ISO 13849-1:2008. Bezpieczeństwo maszyn. Elementy systemów sterowania związane z bezpieczeństwem. Część 1: Ogólne zasady projektowania.

- 
7. PN-EN ISO 13849-2:2013-04. Bezpieczeństwo maszyn. Elementy systemów sterowania związane z bezpieczeństwem. Część 2: Walidacja.
  8. PN-EN 62061:2008. Bezpieczeństwo maszyn. Bezpieczeństwo funkcjonalne elektrycznych, elektronicznych i elektronicznych programowalnych systemów sterowania związanych z bezpieczeństwem.
  9. PN-EN 12111:2014-07. Maszyny do drążenia tuneli. Kombajny chodnikowe i maszyny do urabiania ciągłego. Wymagania bezpieczeństwa.

*Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2014 r.*



## **Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa Bezpieczeństwo – Efektywność – niezawodność. KOMTECH 2014**

### *Streszczenie*

*W artykule przedstawiono sprawozdanie z XV Międzynarodowej konferencji Naukowo-Technicznej KOMTECH 2014, poświęconej innowacyjnym technikom i technologiom dla górnictwa w aspekcie bezpieczeństwa, efektywności i niezawodności*

### *Summary*

*A report of the 15<sup>th</sup> KOMTECH 2014 International Technical and Scientific Conference on innovative techniques and technologies for the mining industry in the aspect of safety, effectiveness and reliability is presented in the paper.*

Tegoroczna konferencja z cyklu KOMTECH, zorganizowana przez Instytut KOMAG, odbyła się w dniach 19 do 21 listopada w Zamku Kliczków k. Bolesławca.

Tradycyjnie poświęcona była innowacyjnym technikom i technologiom dla górnictwa w aspekcie bezpieczeństwa, efektywności i niezawodności. Patronat honorowy nad konferencją objęli: Minister Gospodarki oraz Prezes Wyższego Urzędu Górniczego.

Patronat medialny nad konferencją sprawowały: czasopisma: naukowo-techniczne: „Napędy i Sterowanie”, „Inżynieria Górnicza”, Powder&Bulk, Trybuna Górnicza i jej portal internetowy oraz branżowy portal internetowy „Przemysł Skalny”.

Konferencja stanowiła forum wymiany doświadczeń między naukowcami, projektantami, producentami oraz użytkownikami innowacyjnych rozwiązań dla górnictwa.

Podczas ośmiu sesji wygłoszono 47 artykułów przedstawiających rozwiązania maszyn i urządzeń wyposażonych w inteligentne systemy sterowania, monitoringu i diagnostyki, a także rozwiązania techniczne i organizacyjne zwiększające efektywność wydobywania oraz poprawiające bezpieczeństwo i warunki pracy załóg górniczych. Zaprezentowano nowoczesne narzędzia komputerowe wspomagające procesy projektowania, eksploatacji i szkolenia operatorów maszyn górniczych. Przedstawiono wyniki badań maszyn. Wiele uwagi poświęcono zagrożeniom technicznym, w tym: wymaganiom prawnym, identyfikacji oraz ocenie ryzyka.

W wystąpieniu wprowadzającym Dyrektor Departamentu Energomechanicznego w Wyższym Urzędzie Górniczym Józef Koczvara przedstawił wybrane

aspekty stanu bezpieczeństwa pracy w górnictwie węgla kamiennego. Zwrócił uwagę na utrzymującą się od 2010 r. liczbę wypadków śmiertelnych oraz na ponad trzykrotny wzrost liczby wypadków ciężkich w roku 2014, w stosunku do 2013 r.

Mając na uwadze niedawną katastrofę w KWK Mysłowice-Wesoła (5 ofiar śmiertelnych oraz 15 poszkodowanych ciężko i 10 lekko) dyrektor J. Koczvara omówił zaistniałe w latach 2010 ÷ 2014 katastrofy, których przyczyną było zapalenie metanu. Zginęło w nich 67 górników (w tym kilku ratowników), 80 osób uległo wypadkom ciężkim, a 81 lekkim. Charakter i liczba ofiar oraz osób poszkodowanych w tych zdarzeniach świadczy o skali występującego problemu, polegającego na potrzebie ciągłego poszukiwania rozwiązań poprawiających bezpieczeństwo pracy i eliminujących przyczyny wskazane w trakcie prowadzonych ekspertyz. Przypomniał, że na wniosek Prezesa WUG-u Narodowe Centrum Badań i Rozwoju uruchomiło strategiczny projekt badawczy pt.: „Poprawa bezpieczeństwa pracy w kopalniach”, w ramach którego realizowane są zadania i projekty dotyczące wniosków Komisji powypadkowych (skierowanych głównie do jednostek naukowo-badawczych), a także poruszające problem zatrudnienia pracowników w warunkach zagrożenia klimatycznego.

Ważnym procesem omawianym w trakcie konferencji był transport podziemny i jego wpływ na efektywność pracy górników. Dyrektor J. Koczvara podkreślił, że jazda ludzi przenośnikami taśmowymi stanowi najbardziej efektywne rozwiązanie pozwalające na skrócenie czasu dotarcia załóg górniczych do miejsca i stanowisk pracy oraz zmniejszenie związanego z tym wydatku energetycznego pracowników.

Wskazał na konieczność podjęcia działań przez przedsiębiorców, dotyczących opracowania i wdrożenia programów sukcesywnego zastosowania przenośników taśmowych do prowadzenia jazdy ludzi.

Podczas konferencji dyskutowano o możliwości zwiększenia prędkości jazdy kolejek podwieszonych

z napędem własnym. Firma Becker-Warkop Sp. z o.o. przedstawiła opracowane, przy współpracy z Instytutem KOMAG, innowacyjne rozwiązanie lokomotywy zębatej spalinowej LZS-150, z dwubiegowym napędem hydraulicznym. Pierwszy egzemplarz lokomotywy jest obecnie eksploatowany w jednej kopalni w Chinach.



Rys.1. Sala obrad



Rys.2. Prezentacja nowych rozwiązań wciągników (hydraulicznego i elektrycznego)

Konferencja była także okazją do zaprezentowania wyników projektów badawczych o akronimach INERG i ICON. Rezultatem projektu INERG jest innowacyjne rozwiązanie kombajnu KWS-800NE. Cechuje go modułowa budowa oraz zastosowanie podsystemów: zraszania powietrzno-wodnego, kontroli warunków pracy, wibrodiagnostyki, automatycznego czyszczenia wkładów filtra rewersyjnego i bezprzewodowego odczytu danych z pamięci kombajnu. Kombajn zasilany jest kompaktowym zespołem dwóch przemienników częstotliwości z oddawaniem energii do sieci. Przedstawiono dotychczasowe wyniki badań stanowiskowych kombajnu oraz prowadzonych w podziemiach KWK Murcki-Staszic.

Celem projektu ICON jest opracowanie, wykonanie i badania innowacyjnego mechatronicznego systemu regulacji obciążeń napędów wysoko wydajnego przenośnika zgrzeblowego, z zastosowaniem przekształtnika energoelektronicznego sterownika nadrzędnego oraz ze specjalnym, teleskopowym napędem zwrotnym. Wyniki zrealizowanych zadań potwierdziły osiągnięcie założonych celów. Nowe rozwiązanie zmniejszy liczbę awarii, zwiększy stopień wykorzystania zainstalowanej mocy przenośnika oraz spowoduje wzrost trwałości głównych jego podzespołów (rynien, bębnow napędowych, kadłubów napędów). Aktualnie, w ramach fazy przygotowania do wdrożenia, w KWK Marcel realizowane są badania funkcjonalne przenośnika.

Liderem obu wyżej wymienionych projektów jest Instytut KOMAG, a współwykonawcami KOPEX-Machinery S.A. oraz Elgór+Hansen S.A. Współwykonawcą projektu ICON jest również Politechnika Śląska: Wydział Górnictwa i Geologii.

Na konferencji zaprezentowano także dotychczasowe wyniki projektu mającego na celu opracowanie nowatorskiego systemu posuwu kombajnu ścianowego o zwiększonej trwałości i niezawodności. Projekt ten o akronimie FLEXTRACK koordynowany jest przez ITG KOMAG, przy współpracy z AGH (Wydział Inżynierii

Mechanicznej i Robotyki) oraz Instytutem Odlewnictwa i firmą SPECODLEW Sp. z o.o.

W trakcie poszczególnych sesji dużym zainteresowaniem cieszyły się artykuły przygotowane przez przedstawicieli kopalń wchodzących w skład Kompanii Węglowej S.A., KWK Marcel, KWK Ziemowit i Zakładu Remontowo-Produkcyjnego w Bieruniu.

Uzupełnieniem wygłaszanych artykułów był specjalnie zorganizowany pokaz wybranych i omawianych rozwiązań. Na dziedzińcu zamku zaprezentowano nowe rozwiązania wciągników (hydraulicznego oraz elektrycznego), będące efektem współpracy KOMAG-u z firmą OMAG Sp. z o.o. w Oświęcimiu. Zaprezentowano także, będący rezultatem współpracy ITG KOMAG z firmą Gabrypol Sp. J., zespół ZS-1, do zasilania wciągника elektrycznego, eliminujący konieczność stosowania rewersyjnych wyłączników stycznikowych.

W demonstratorium można było zapoznać się z opracowanymi w KOMAG-u rozwiązaniami informatycznymi: programem doboru parametrów technologicznych przenośników zgrzeblowych, modułowym systemem kształtowania bezpieczeństwa w transporcie dołowym oraz dotychczasowymi rezultatami projektu PROF1, którego celem jest opracowanie programu diagnostyczno-profilaktycznego, ukierunkowanego na poprawę stanu bezpieczeństwa w obszarze użytkowania środków technicznych.

Należy podkreślić, że większość referatów prezentowała przykłady przemysłowego zastosowania innowacyjnych rozwiązań.

Prezentowane rozwiązania wskazują na stale postępujący proces automatyzacji, która w zasadniczy sposób przyczynia się do zwiększenia bezpieczeństwa oraz wzrostu efektywności procesu produkcji.

*Artykuł wpłynął do redakcji w grudniu 2014 r.*

---

## **Informacje dla Autorów współpracujących z kwartalnikiem „Maszyny Górnicze”**

Redakcja przyjmuje oryginalne, nie publikowane wcześniej artykuły o merytorycznej zawartości odpowiadającej profilowi czasopisma.

Redakcja zastrzega sobie prawo do rezygnacji z opublikowania artykułu jeśli:

- jego tematyka nie mieści się w profilu czasopisma,
- artykuł nie uzyska pozytywnych recenzji,
- artykuł jest niekompletny lub zawiera materiały graficzne o zbyt niskiej jakości,
- nie został przygotowany zgodnie ze wskazówkami edytorskimi.

Od autora/autorów publikacji wymaga się:

- ujawnienia wkładu poszczególnych autorów w powstanie publikacji (z podaniem ich afiliacji oraz kontrybucji, tj. informacji kto jest autorem koncepcji, założeń, metod, protokołu itp. wykorzystywanych przy przygotowaniu publikacji), przy czym główną odpowiedzialność ponosi autor zgłaszający manuskrypt,
- jawności informacji o podmiotach przyczyniających się do powstania publikacji (wkład merytoryczny, rzeczowy, finansowy, etc.).

Osoba wnosząca istotny wkład w powstanie publikacji, a nie podana wśród autorów, powinna być wymieniona w publikacji. Wszelkie wykryte przypadki „ghostwritingu” i „guest authorshipu” będą ujawniane, włącznie z powiadomieniem odpowiednich podmiotów (instytucje zatrudniające autorów, towarzystwa naukowe, stowarzyszenia edytorów naukowych itp.).

Tekst przeznaczony do publikacji należy przekazać wraz z wypełnionymi formularzami. Formularze są dostępne na stronie internetowej kwartalnika Maszyny Górnicze:

**<http://komag.eu/wydawnictwa/maszyny-gornicze/dla-autorow>**

Procedura akceptacji publikacji oraz jej recenzowania jest zgodna z zaleceniami opisanymi w broszurze Ministerstwa Nauki Szkolnictwa Wyższego „Dobre praktyki w procedurach recenzyjnych w nauce”.

Autorów prosimy o przestrzeganie ustalonych przez Redakcję zasad dotyczących: struktury artykułu, przygotowania zdjęć i ilustracji oraz piśmiennictwa.

Szczegółowe wytyczne dostępne są na stronie internetowej pod adresem:

<http://komag.eu/wydawnictwa/maszyny-gornicze/dla-autorow>

---

**W 2014 roku artykuły w kwartalniku „Maszyny Górnicze” recenzowali:**

- prof. dr hab. inż. Andrzej Buchacz
- dr inż. Andrzej Drwięga
- dr inż. Marek Dudek
- dr inż. Andrzej Dzikowski
- dr hab. inż. Beata Gryniewicz Bylina, prof. ITG KOMAG
- dr inż. Marian Kalus
- dr inż. Leszek Kasprzyczak
- prof. dr hab. inż. Adam Klich
- dr hab. inż. Krzysztof Kotwica, prof. AGH
- dr inż. Antoni Koziół
- prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński
- dr inż. Włodzimierz Madejczyk
- dr hab. inż. Piotr Małkowski
- dr inż. Krzysztof Mazurek
- prof. dr hab. inż. Arkadiusz Mężyk
- mgr inż. Krzysztof Oset
- dr inż. Edward Pieczora
- dr hab. inż. Stanisław Prusek, prof. GIG
- dr inż. Dariusz Prostański
- prof. dr inż. Włodzimierz Sikora
- dr inż. Krzysztof Stankiewicz
- dr inż. Marek Szyguła
- dr hab. inż. Stanisław Szweda, prof. nadzw. w Pol. Śl.
- prof. dr hab. inż. Jerzy Świder
- dr hab. inż. Stanisław Trenczek, prof. nadzw. Instytutu EMAG
- dr inż. Jarosław Tokarczyk
- prof. dr hab. inż. Teodor Winkler
- dr inż. Mariusz Woszczyński
- mgr inż. Romana Zając

Redakcja kwartalnika „Maszyny Górnicze” pragnie serdecznie podziękować wszystkim recenzentom za podjęty trud opiniowania artykułów naukowych i technicznych. Dziękujemy za wnikliwość, staranność i terminowość recenzji. Państwa recenzje gwarantują utrzymanie odpowiedniego poziomu naszego wydawnictwa oraz wspierają rozwój naukowy wielu autorów publikujących w naszym czasopiśmie.