

# MASZYNY GÓRNICZE

1/2017

KWARTALNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



# MASZYNY GÓRNICZE

## MINING MACHINES

### 1(149)2017

Kwartalnik naukowo-techniczny  
Rok XXXV, marzec 2017

Zespół Redakcyjny:

**Redaktor Naczelny:**  
dr inż. Antoni Kozieł

**Z-ca Redaktora Naczelnego:**  
dr inż. Edward Pieczora

**Sekretarz Redakcji:**  
mgr inż. Romana Zając

**Redaktor statystyczny:**  
dr inż. Jarosław Tokarczyk

**Redaktor językowy:**  
mgr Anna Okulińska

**Redaktorzy tematyczni:**  
dr hab. inż. Beata Gryniewicz-Bylina,  
prof. nadzw. w ITG KOMAG  
prof. dr hab. inż. Adam Klich  
prof. dr hab. inż. Zdzisław Kłeczek  
prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński  
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 nadesłanych  
artykułów i nie odpowiada za treść  
ogłoszeń i reklam.

Wersję elektroniczną wydawanego  
kwartalnika należy traktować jako  
wersję pierwotną.



ISSN 2450-9442

### *Szanowni Państwo*

*Węgiel, jako surowiec energetyczny, ma na świecie ciągle decydujące znaczenie. Prognozy przewidują zwiększenie jego konsumpcji w krajach Azji Południowo-Wschodniej, Indiach oraz w Chinach. Odmienna sytuacja dotyczy Unii Europejskiej, której polityka zmierza do rezygnacji z tego surowca energetycznego. Wspominam o tym w kontekście sytuacji polskiego przemysłu maszyn górnictwa, która jest coraz trudniejsza. Drastyczne oszczędności i zwiększone ryzyko biznesowe wpływają na znacznie niższy poziom inwestowania w rozwiązania o charakterze innowacyjnym. Wiele koncepcji i projektów nie może być realizowanych ze względu na ograniczenia środków finansowych.*

*Szansą dla tej branży jest jednak eksport swoich produktów. Maszyny i urządzenia dla górnictwa są polską specjalnością. Należy zatem dążyć do ich ciągłego doskonalenia, zwłaszcza w aspekcie bezpieczeństwa i wydajności procesów produkcyjnych węgla.*

*Na uznanie zasługuje zatem fakt, że pomimo ww. trudności zespoły naukowe, projektowe i badawcze w jednostkach naukowych i producentów prowadzą prace zmierzające do poszukiwania nowych, innowacyjnych rozwiązań. Część z nich publikujemy na łamach naszego kwartalnika.*

*W niniejszym numerze przedstawiamy wyniki prac badawczych m.in. z zakresu obudów ścianowych, transportu i odstawy oraz układów napędowych.*

*Zachęcając Państwa do ich lektury, w formacie Open Access, tradycyjnie zapraszamy do współpracy z redakcją „Maszyn Górniczych”.*

*Redaktor Naczelny  
dr inż. Antoni Kozieł*

**PROJEKTOWANIE I BADANIA**

- Lesiak K.: Wpływ zmiany temperatury na pomiar ciśnienia wybuchu ..... 3
- Jedziniak M.: Wyznaczanie współczynnika przenikania ciepła lutni elastycznych ..... 12

**OBUDOWY ŚCIANOWE**

- Krauze K., Sibiłak M., Konieczny J., Rączka W., Stopka G.: Koncepcja układu sterowania sekcją obudowy podporowej do niskich ścian ..... 21
- Szyguła M., Stępor J., Mostek W., Lebda-Wyborny Z., Kazubiński D.: Dostosowanie sekcji obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz do zmieniających się warunków eksploatacji ..... 31
- Pawlikowski A.: Przyczyny asymetrii podporności stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej w świetle badań dołowych ..... 45

**TRANSPORT I ODSAWA**

- Deja P.: Doświadczenia z eksploatacji zmodernizowanej dołowej lokomotywy elektrycznej Ld-31EM ..... 55

**NAPĘDY I UKŁADY NAPĘDOWE**

- Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K.: Układy zasilania silników spalinowych eksploatowanych w kopalniach węgla kamiennego na przykładzie rozwiązań ITG KOMAG ..... 63

**DESIGNING AND TESTING**

- Lesiak K.: Influence of temperature changes on explosion pressure measurement ..... 3
- Jedziniak M.: Determination of heat transfer coefficient of flexible ventubes ..... 12

**LONGWALL ROOF SUPPORTS**

- Krauze K., Sibiłak M., Konieczny J., Rączka W., Stopka G.: Concept of the low seam chock support control system ..... 21
- Szyguła M., Stępor J., Mostek W., Lebda-Wyborny Z., Kazubiński D.: Adaptation of the HYDROMEL-16/35-POz powered roof support unit to changing operating conditions ..... 31
- Pawlikowski A.: The causes of asymmetry load bearing capacity props of powered roof support in the light of underground tests ..... 45

**TRANSPORT AND CONVEYING SYSTEM**

- Deja P.: Operating experience of the modernised electric underground locomotive type Ld-31EM ..... 55

**DRIVERS AND DRIVE SYSTEMS**

- Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K.: Power supply systems for combustion engines used in coal mines at the example of ITG KOMAG solutions ..... 63

## Wpływ zmiany temperatury na pomiar ciśnienia wybuchu

mgr inż. Krzysztof Lesiak  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### Streszczenie:

W artykule przedstawiono wyniki badań, mających na celu porównanie przetworników ciśnienia, wykonanych w technologii piezoelektrycznej oraz cienkowarstwowej, pod kątem optymalizacji pomiarów ciśnienia wybuchu, w aspekcie zmian temperatury.

### Abstract:

The article focuses on the results of tests, aimed at comparison of pressure transducers manufactured in piezoelectric and thin film technology in order to optimise explosion pressure measurements in different temperatures.

Słowa kluczowe: Dyrektywa ATEX, ciśnienie wybuchu, przetworniki ciśnienia, temperatura

Keywords: ATEX Directive, explosion pressure, pressure transducers, temperature

## 1. Wprowadzenie

Procesy technologiczne realizowane w wielu zakładach produkcyjnych stwarzają zagrożenie spowodowane możliwością powstawania atmosfer zagrożonych wybuchem.

Jednym ze sposobów umożliwiających stosowanie urządzeń w strefach zagrożonych wybuchem jest wyposażenie ich w osłonę ognioszczelną „d”. Osłony ognioszczelne w fazie projektowania podlegają badaniom prowadzonym przez jednostki notyfikowane.

Badania osłon ognioszczelnych wymagają m.in. sprawdzenia ich wytrzymałości na ciśnienie, które poprzedza określenie ciśnienia wybuchu dla danej osłony [2]. W trakcie badań inicjowane są wybuchy z użyciem mieszanin gazowych, podczas których dokonywana jest rejestracja ciśnienia.

Ze względu na znaczną dynamikę zmian ww. ciśnienia, najczęstszym rodzajem przetworników stosowanym do jego pomiaru, są przetworniki piezoelektryczne. Charakteryzują się one: szybkim przetwarzaniem sygnału, dużą wytrzymałością, wysoką sztywnością oraz zdolnością pomiarów ciśnień quasi statycznych [6].

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań, których celem było porównanie przetworników ciśnienia wykonanych w technologii piezoelektrycznej oraz cienkowarstwowej, w aspekcie zmian temperatury.

## 2. Obiekt badań

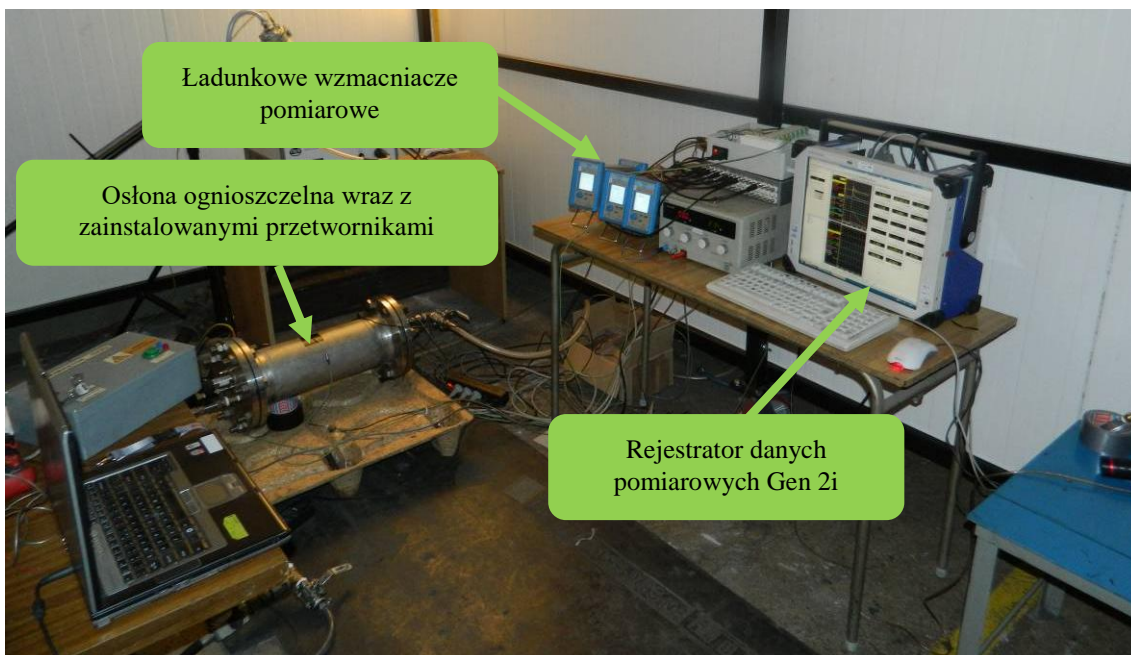
Porównaniu poddano trzy przetworniki piezoelektryczne (oznaczone jako A1, A2 – 2 szt. tego samego typu oraz B – 1 szt. innego typu), o zakresach pomiarowych 0...20 bar<sup>1</sup>, współpracujące ze wzmacniaczami ładunkowymi, oraz jeden przetwornik cienkowarstwowy z wyjściem prądowym o zakresie pomiarowym od -1...30 bar i deklarowanym czasie odpowiedzi < 2 ms, typu C. Do istotnych cech przetworników piezoelektrycznych należą: typu A: czułość na poziomie -46 pC/bar, membrana o niskiej wrażliwości na szok termiczny,

<sup>1</sup> 1 bar = 10<sup>5</sup> Pa

małe wymiary (średnica ok. 10 mm, długość ok. 23 mm), temperatura pracy do 350°C, typu B: czułość na poziomie -80 pC/bar, element kwarcowy w wysoce czułym układzie z poprzecznym efektem piezoelektrycznym, bezgwintowa konstrukcja montażowa (montaż z wykorzystaniem dedykowanego adaptera), małe wymiary (średnica ok. 11 mm, długość ok. 22 mm), temperatura pracy do 350°C.

### 3. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym z zastosowaniem cylindrycznej osłony o średnicy wewnętrznej 162 mm i długości 500 mm [5]. Widok stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 1.

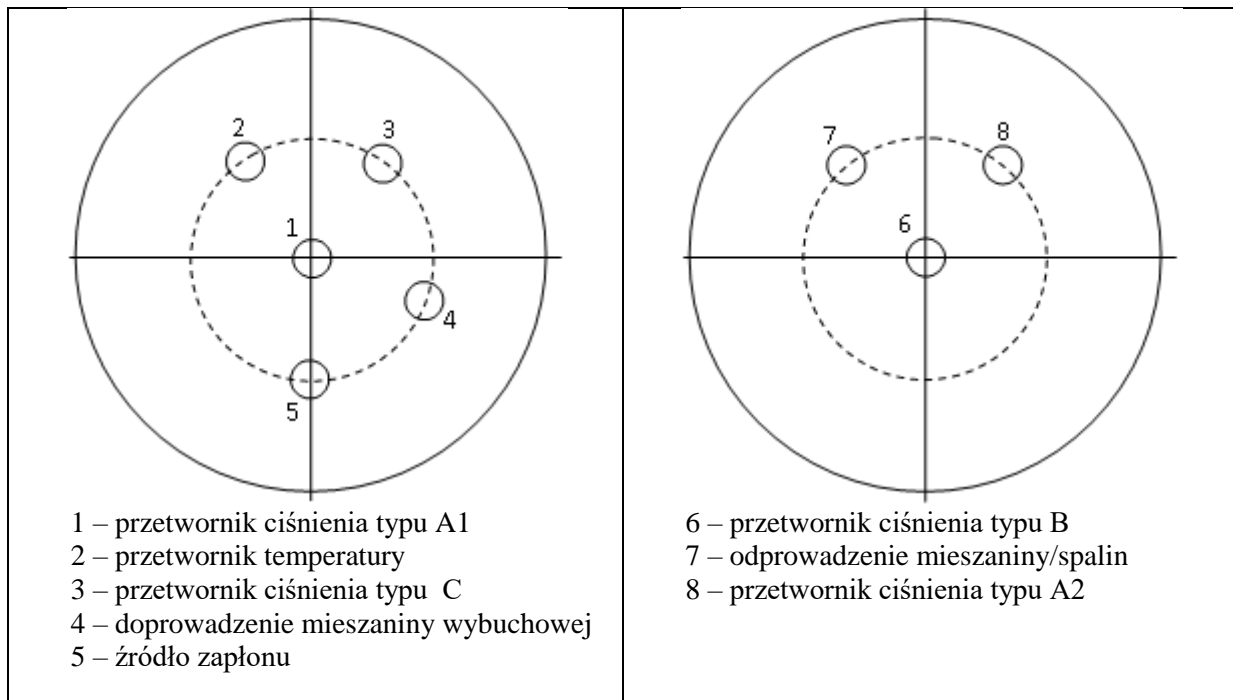


Rys. 1. Widok stanowiska badawczego [1]

Przetworniki ciśnienia i temperatury mieszaniny wewnątrz osłony, zamontowano na kołnierzach zaślepiających cylindryczną osłonę, w sposób przedstawiony na rysunku 2. Ze względu na fakt, iż źródło zapłonu (iskra) nie znajdowała się w centralnym punkcie obudowy, po przeciwległych stronach cylindrycznej osłony zainstalowano dwa przetworniki tego samego typu (A1 oraz A2), w celu potwierdzenia jednorodności występującego ciśnienia. Dodatkowo, wybrano punkty pomiarowe nie leżące w osi symetrii. Po przeprowadzeniu każdej próby komorę wychładzano do temperatury występującej przed jej rozpoczęciem.

Monitorowano temperaturę (za pomocą termopar typu K, o średnicy 0,25 mm): mieszaniny wybuchowej – wewnątrz komory po stronie doprowadzenia mieszaniny, temperaturę powierzchni korpusu w połowie jego długości oraz temperaturę otoczenia. Wszystkie dane pomiarowe rejestrowano z wykorzystaniem rejestratora danych HBM Gen 2i z częstotliwością próbkowania 100 kHz. Przebiegi z przetworników typu A oraz B filtrowano przez wzmacniacze ładunkowe, natomiast przebieg z przetwornika typu C, poprzez oprogramowanie rejestratora danych. Parametry filtrów były zgodne z wymaganiami normy

PN-EN 60079-1 [2]. Tory pomiarowe ciśnienia wywzorcowano zgodnie z regułami normy PN-EN ISO/IEC 17025 [3].



Rys. 2. Sposób rozmieszczenia przetworników na kółkach zaślepiających [1]

## 4. Badania

W trakcie badań, atmosferę wybuchową stanowiła mieszanka o składzie: 9,8% metanu z powietrzem.

### 4.1. Sprawdzenie jednorodności ciśnienia w osłonie

Ponieważ przy zjawiskach dynamicznych, wartości ciśnienia rejestrowane w różnych miejscach mogą się od siebie różnić, przeprowadzono badania mające na celu sprawdzenie jednorodności w osłonie. Sprawdzenie polegało na rejestrowaniu ciśnienia dwoma przetwornikami tego samego typu, umieszczonych po przeciwległych stronach cylindrycznej osłony (pkt. 1 i pkt. 8 zgodnie z rysunkiem 2).

Zestawienie uzyskanych wyników maksymalnego ciśnienia wybuchu, zarejestrowanych podczas badań, przedstawiono w tabeli 1.

Zestawienie wyników jednorodności ciśnienia wybuchu

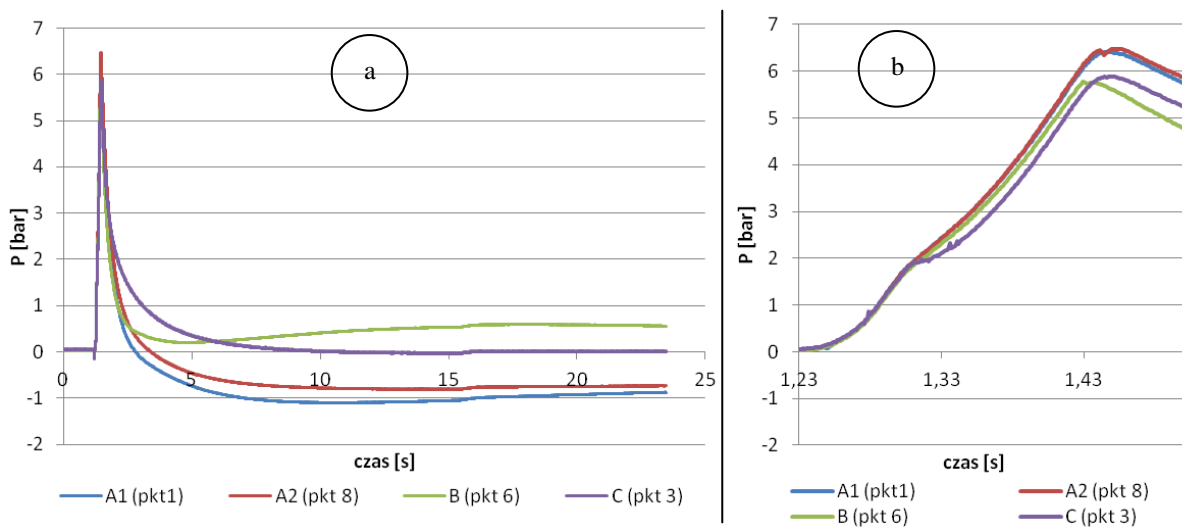
Tabela 1

Nr próby	Typ czujnika (punkt montażu – rys. 2) / $p_{max}$ [bar]		
	A1 (pkt 1)	A2 (pkt 8)	A2-A1
1	6,19	6,17	0,02
2	6,28	6,35	0,07
3	6,29	6,36	0,07
4	6,08	6,15	0,07
5	5,96	6,02	0,06

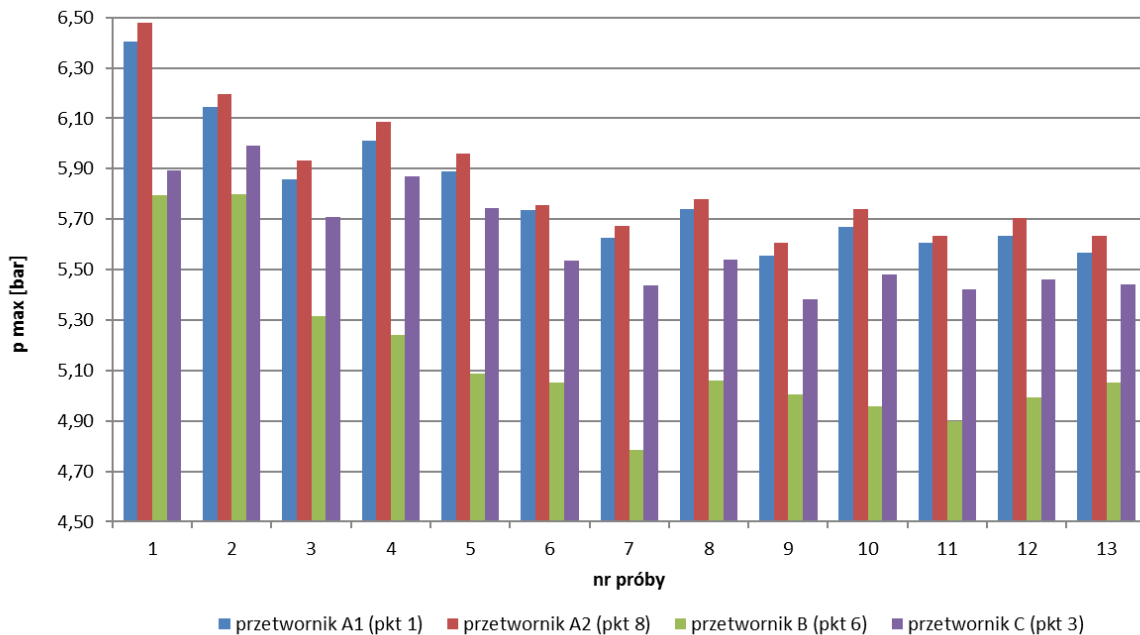
Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, że zastosowana obudowa zapewnia osiągnięcie jednorodnej wartości ciśnienia maksymalnego,  $p_{max}$  – różnice pomiędzy zarejestrowanymi maksymalnymi wartościami ciśnienia, dla dwóch przetworników typu A, umieszczonych po przeciwległych stronach, wykazywały niewielkie różnice (0,02 do 0,07 bar).

#### 4.2. Określenie wartości ciśnienia wybuchu w funkcji temperatury mieszaniny

W trakcie badań przeprowadzono serię 13 prób wybuchu mieszaniny gazowej, z jednoczesną rejestracją występującego w komorze ciśnienia oraz temperatury (komora badawcza nie była studzona). Temperatura mieszaniny gazowej wynosiła od 26°C do 58°C (temperatura mieszaniny bezpośrednio przed inicjacją wybuchu). Na rysunku 3 przedstawiono przykład przebiegów czasowych ciśnienia, zarejestrowane podczas jednej z prób. Na rysunku 4 zaprezentowano maksymalne wartości ciśnienia, które wystąpiły podczas wszystkich 13 prób.

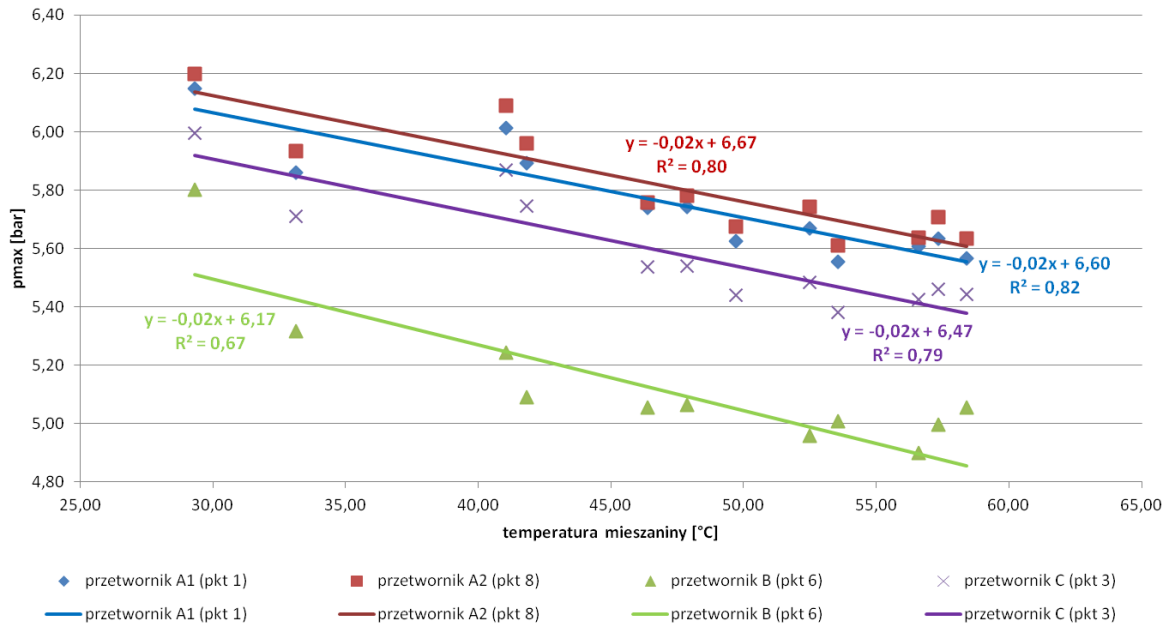


Rys. 3. Przebiegi czasowe ciśnienia zarejestrowane podczas wybuchu mieszaniny gazowej (a – przebieg całkowity, b – moment wybuchu mieszaniny) [1]



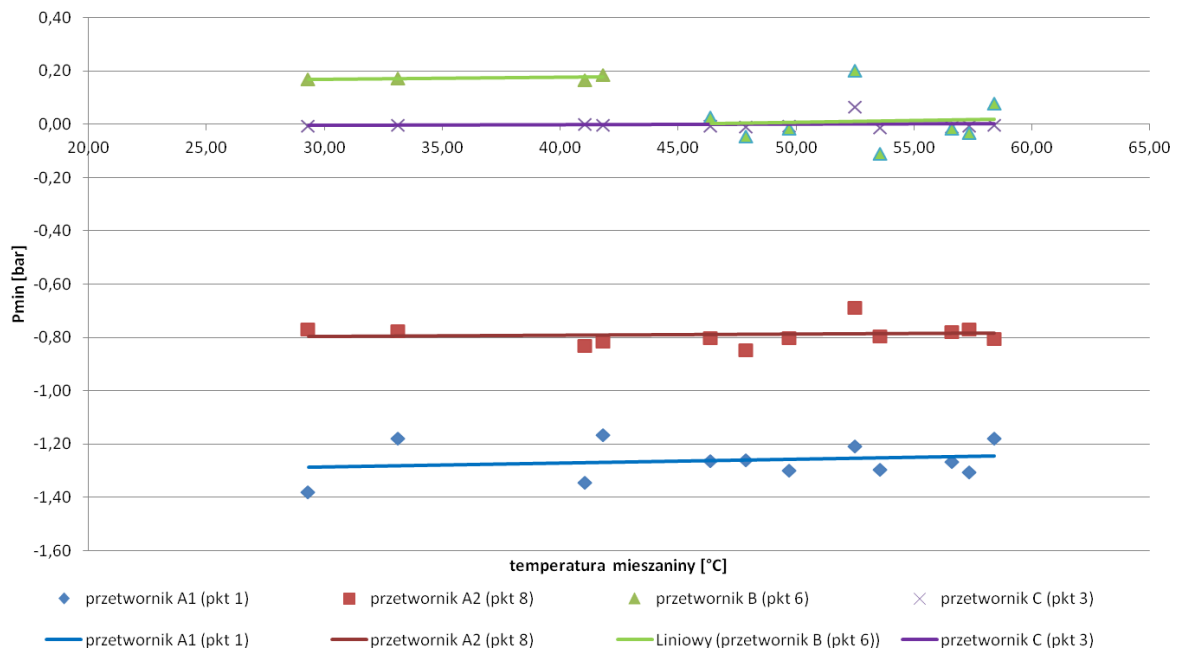
Rys. 4. Zestawienie wyników wartości ciśnienia maksymalnego  $p_{max}$  podczas 13 prób wybuchu [1]

Na rysunku 5 zaprezentowano wyniki maksymalnych wartości ciśnienia, zarejestrowane przez poszczególne przetworniki, w funkcji temperatury mieszaniny wybuchowej.



Rys. 5. Zależność wartości ciśnienia  $p_{max}$  w funkcji temperatury mieszaniny dla poszczególnych przetworników ciśnienia [1]

Analiza wartości ciśnienia rejestrowanego podczas wybuchu wykazała, że temperatura przetwornika przed wybuchem, wynikająca z nagrzewania podczas wybuchów, nie wpływała na minimalne wartości ciśnienia zarejestrowane przez przetworniki typu A1, A2 oraz C. Dla przetwornika typu B, powyżej wartości temperatury 42°C, następował spadek wartości minimalnej ciśnienia do ok. 0 bar (rys. 6).



Rys. 6. Zależność wartości minimalnego ciśnienia rejestrowanego przez poszczególne przetworniki ciśnienia w funkcji temperatury mieszaniny [1]



Analiza wyników badań wykazała również, iż wartość ciśnienia wskazywanego przez przetwornik typu C (w odróżnieniu od przetworników A i B), po wybuchu, wraca do zera. Celem określenia wpływu temperatury na wskazania przetworników typu A i B przeprowadzono próby kontrolowanego nagrzewania.

Przygotowano metalowy adapter, o sześciennym kształcie, z przelotowym otworem gwintowanym, w którym wykonano otwór umożliwiający zamontowanie termopary, możliwie najbliżej powierzchni czujnika ciśnienia. Badania polegały na ogrzaniu adaptera (a tym samym przetwornika) płomieniem z palnika i rejestracji wskazań ciśnienia oraz temperatury przy czujniku ciśnienia (wewnątrz adaptera). Od początku procesu nagrzewania oraz po jego zakończeniu, rejestrowano sygnały z przetwornika ciśnienia oraz przetwornika temperatury. Rejestrację prowadzono do momentu, aż ciśnienie wskazywane przez przetwornik osiągnęło wartość początkową (przed nagrzewaniem). Zarówno w trakcie nagrzewania płomieniem, jak i późniejszego stygnięcia, adapter umieszczono w sposób uniemożliwiający blokadę otworu dolotowego do przetwornika ciśnienia. Widok przetwornika piezoelektrycznego, umieszczonego w adapterze przedstawiono na rysunku 7.



Rys. 7. Widok przetwornika typu A zamontowanego w adapterze [1]

Wyniki pomiarów zestawiono w tabelach 2 i 3, natomiast wykres zależności ciśnienia w funkcji temperatury pokazano na rysunkach 8 i 9.

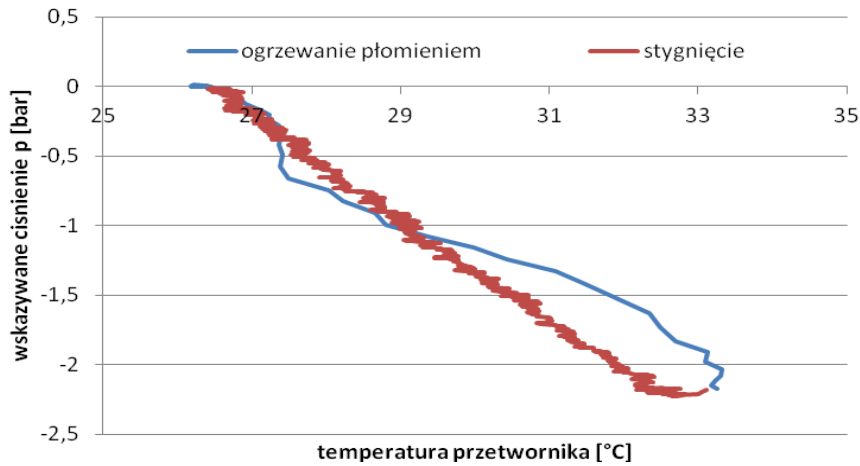
Dla przetwornika typu A stwierdzono silny wpływ temperatury na rejestrowane ciśnienie, już od momentu rozpoczęcia nagrzewania (rys. 8). Dla przetwornika typu B, ogrzewanie do temperatury około 42°C, powodowało zmiany ciśnienia ze znakiem ujemnym. Powyżej tej temperatury wskazania ciśnienia przyjmowały wartości dodatnie – rysunek 9.

Wyniki badań symulowanego nagrzewania przetwornika typu A

Tabela 2

	wskazywane ciśnienie [bar]	temperatura otoczenia [°C]	temperatura w adapterze [°C]
<b>początek badania</b>	-0,00372	22,84	26,40
<b>zakończenie badania</b>	-0,00396	23,00	26,47
$\Delta^1$	-0,00024	0,16	0,07

<sup>1</sup>  $\Delta$  = wartość końcowa – wartość początkowa



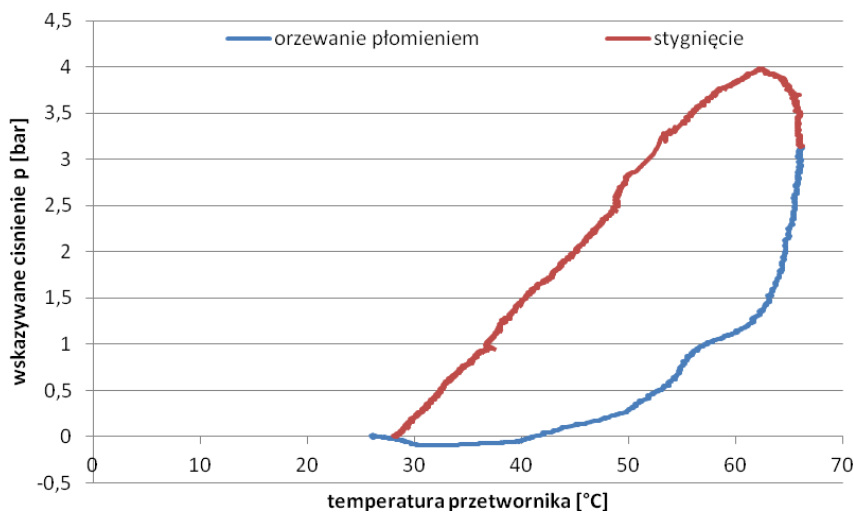
Rys. 8. Zależność ciśnienia rejestrowanego przez przetwornik typu A w funkcji temperatury [1]

Wyniki badań symulowanego nagrzewania przetwornika typu B

Tabela 3

	wskazywane ciśnienie [bar]	temperatura otoczenia [°C]	temperatura w adapterze [°C]
<b>początek badania</b>	-0,01280	22,78	26,20
<b>zakończenie badania</b>	-0,01297	22,82	28,25
$\Delta^1$	-0,00017	0,04	2,06

<sup>1</sup>  $\Delta$  = wartość końcowa – wartość początkowa



Rys. 9. Zależność ciśnienia rejestrowanego przez przetwornik typu B w funkcji temperatury [1]

## 5. Podsumowanie

W trakcie badań porównywano trzy rodzaje przetworników ciśnienia – dwa wykonane w technologii piezoelektrycznej oraz jeden wykonany w technologii cienkowarstwowej. Celem badań było sprawdzenie ich przydatności do badań ciśnienia wybuchu, z wykorzystaniem mieszaniny gazowo-powietrznej, w aspekcie wpływu temperatury oddziałującej na przetwornik.

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz można stwierdzić, że:

- Przetwornik cienkowarstwowy po zakończeniu wybuchu wraca do wartości początkowej (0 bar).
- Kształt przebiegów zarejestrowany przetwornikiem cienkowarstwowym nie odbiega od przebiegów zarejestrowanych przetwornikami piezoelektrycznymi (szybkość odpowiedzi jest wystarczająca do właściwego odwzorowania badanego zjawiska).
- Charakter zmian ciśnienia w funkcji temperatury dla przetworników A oraz B, był o przeciwnych znakach (dla przetwornika A wzrost temperatury powodował obniżenie wskazań ciśnienia, dla przetwornika B wzrost temperatury powodował wzrost wskazywanego ciśnienia, rysunki: 3, 8 i 9). Może to wynikać z zastosowanego efektu piezoelektrycznego w analizowanych przetwornikach.
- Ze wzrostem temperatury mieszaniny wybuchowej malała wartość maksymalnego ciśnienia wybuchu, co można tłumaczyć faktem, iż ze wzrostem temperatury mieszaniny zmniejszała się jej gęstość, a tym samym ciśnienie wybuchu [4].
- Dla obu przetworników piezoelektrycznych (typu A i B) przebieg ciśnienia podczas stygnięcia (rysunki 9 i 10) był praktycznie liniowy. Nieliniowy charakter przebiegu, wskazywanego ciśnienia w funkcji jego temperatury, w trakcie ogrzewania, wynikał z faktu, iż temperatura była mierzona na jednym z boków przetwornika i ciepło nie rozchodziło się równomiernie.
- Porównując wyniki wartości minimalnych ciśnienia, zarejestrowane podczas wybuchu (na poziomie -1,3 bar dla przetwornika typu A oraz 0,2 bar dla przetwornika typu B) oraz zależności ciśnienia w funkcji temperatury przedstawione na rysunkach 9 i 10, można stwierdzić, iż mimo wysokiej temperatury wybuchu mieszaniny wybuchowej, temperatura przetworników wzrosła jedynie o około 5 °C.
- Dla zastosowanej mieszaniny wybuchowej, przebieg ciśnienia oraz wartość maksymalna uzyskana z przetwornika wykonanego w technologii cienkowarstwowej, nie odbiega znacząco od przebiegu i wartości maksymalnej uzyskanych z przetworników piezoelektrycznych.
- Największe wartości rejestrowano przetwornikiem typu A. Może to wynikać z faktu zastosowania membrany o niskiej wrażliwości na szok termiczny.
- Dla zastosowanej mieszaniny wybuchowej, dobrze sprawdziły się zarówno przetworniki piezoelektryczne typu A oraz cienkowarstwowe typu C. Jako kryterium posłużono się kształtem przebiegu rejestrowanego ciśnienia oraz zarejestrowanej

wartości maksymalnej ciśnienia – która jest istotna z punktu widzenia bezpieczeństwa (na jej podstawie określane jest ciśnienie próbne dla wytrzymałości mechanicznej).

- Ze względu na fakt, iż dla innych mieszanin próbnych, szybkość narastania ciśnienia jest większa, należy być ostrożnym przy stosowaniu przetworników cienkowarstwowych, gdyż szybkość ich odpowiedzi może okazać się niewystarczająca.

## Literatura

- [1] Lesiak K. Analiza wpływu szybkich zmian temperatury na wynik ciśnienia wybuchu ITG KOMAG, Gliwice 2015 (materiały niepublikowane)
- [2] PN-EN 60079-1:2014-12 Atmosfery wybuchowe – Część 1: Zabezpieczenie urządzeń za pomocą osłon ognioszczelnych „d”
- [3] PN-EN ISO/IEC 17025:2005 Ogólne wymagania dotyczące kompetencji laboratoriów badawczych i wzorcujących
- [4] PTB Working Group 3.54: Best Practice Paper Recommendation to improve the effectiveness of the determination of explosion pressure. Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) 2013-06-01
- [5] PTB Working Group 3.54: Procedure Instruction of program “Flame Transmission-Test Round 2013”. Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) 2013-08-01
- [6] [http://www.pcb.com/Resources/Technical-Information/Tech\\_Pres](http://www.pcb.com/Resources/Technical-Information/Tech_Pres) (25.11.2016)

*Czy wiesz, że ....*

*...weszły już w życie lub osiągnęły szczyt konsultacji społecznych najnowsze rozwiązania prawne, które umożliwią poprawę jakości powietrza w Polsce. Wśród nich jest m.in. projekt 2016/09/23 Rozporządzenia Ministra Rozwoju „W sprawie wymagań dla kotłów na paliwo stałe o mocy nie większej niż 500 kW”, który być może zostanie wprowadzony w 2017 r. Jest to bardzo ważne, ponieważ odnotowuje się w czasie trwania tzw. sezonu grzewczego stały wzrost stężeń monitorowanych zanieczyszczeń w powietrzu. Winą za przekroczenia dopuszczalnych stężeń np. PM10 czy B(a)P obarcza się sektor ogrzewnictwa indywidualnego, oparty na spalaniu paliw stałych - głównie węgla kamiennego. Pomimo wydatkowania znacznych kwotowo funduszy na modernizację infrastruktury grzewczej, od kilkunastu już lat sytuacja nie ulega satysfakcjonującej poprawie. Taki stan, prócz narastającego niezadowolenia polskiego społeczeństwa dotkliwie odczuwającego skutki złej jakości powietrza, zaczyna być również istotny w związku z możliwością nałożenia przez UE na Polskę kar pieniężnych. W celu rozwiązania problemu złej jakości powietrza w Polsce, od kilku lat podejmowane są wzmożone działania także na poziomie samorządów.*

*Karbo 2017 nr 3-4 s.65-70*

## Wyznaczanie współczynnika przenikania ciepła lutni elastycznych

dr inż. Marek Jedziniak  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### Streszczenie:

Przedstawiono budowę stanowiska badawczego oraz metodykę z procedurą obliczeniową do wyznaczania współczynników wnikania, przewodzenia i przenikania ciepła przez lutnie elastyczne. Omówiono charakterystykę procesu wymiany ciepła przez przenikanie od czynnika grzewczego płynącego w cylindrycznym przewodzie do otoczenia.

### Abstract:

Design of test bench as well as methodology with calculation procedure for determination of convection and overall heat transfer coefficient as well as thermal conductivity for flexible ventubes is presented. Heat transfer process by convection from heating medium in a cylindrical duct to the surrounding environment is discussed.

Słowa kluczowe: lutnia elastyczna, współczynnik przenikania ciepła, współczynnik przewodzenia ciepła, współczynnik wnikania ciepła, stanowisko pomiarowe

Keywords: flexible ventube, overall heat transfer coefficient, thermal conductivity, convection heat transfer coefficient, test bench

## 1. Wstęp

Lutnie elastyczne i metalowe są powszechnie stosowane do transportu powietrza, przede wszystkim w podziemiach kopalń. Do zalet lutni elastycznych w stosunku do lutni metalowych, zalicza się przede wszystkim:

- możliwość dowolnego kształtowania (szybkiej i łatwej zmiany) trasy lutniociągu,
- niższą masę,
- możliwość zgromadzenia lutni w postaci zwiniętej i jej rozwijania, wraz z postępowaniem przodka.

Zaletą lutni elastycznych jest również możliwość stosowania różnego rodzaju materiałów, dzięki czemu mogą być stosowane:

- lutnie o różnych barwach bądź przezroczyste,
- lutnie o różnej odporności na temperaturę,
- lutnie o różnej odporności na czynniki chemiczne,
- lutnie przystosowane do transportu materiałów żywnościowych (np. transport pneumatyczny zboża).

Wadami lutni elastycznych są natomiast:

- niższa trwałość, z uwagi na łatwość przerwania materiału, z którego lutnia jest wykonana,
- niższa odporność na podciśnienie – lutnie pracujące na podciśnieniu powinny być uzbrojone drutem stalowym (mogą zapaść się pod wpływem podciśnienia),
- niebezpieczeństwo zerwania lutni w przypadku gwałtownego podmuchu powietrza, (np. podczas rozruchu wentylatora lutniowego).

W przypadku transportu gazów o temperaturze znacząco wyższej lub niższej od otoczenia, istnieje możliwość wykonania lutni izolacyjnych z materiału charakteryzującego się niskim współczynnikiem przenikania ciepła. Parametr ten, opisujący izolacyjność lutni, wymaga doświadczalnego wyznaczenia na drodze badania przepływu ciepła przez ściankę lutni.

Jest to szczególnie istotne w przypadku stosowania elastycznych lutni izolacyjnych w wyrobiskach kopalń, w których stosowana jest klimatyzacja. Stosowane obecnie materiały w przewodach lutniowych powodują przenikanie strumienia ciepła od otoczenia do strumienia zimnego powietrza wewnątrz przewodu lutniowego, przez co zmniejsza się efektywność układu klimatyzacyjnego. Objawia się to silnym oszronieniem lutniociągu na odcinku kilku, czasem kilkunastu metrów za parownikiem układu klimatyzacyjnego. Straty te obniżają efektywność stosowanych układów chłodniczych, stąd istnieje konieczność stosowania lutni o izolacyjnych własnościach termicznych.

## 2. Wymiana ciepła podczas przepływu czynnika grzewczego przez przewód rurowy

Podczas przepływu czynnika grzewczego przez przewód rurowy następuje przenikanie ciepła  $Q_{str}$  przez ścianki przewodu do otoczenia, w wyniku czego temperatura czynnika grzewczego płynącego w przewodzie obniża się (zakłada się, że jego temperatura jest wyraźnie wyższa od temperatury otoczenia).

Przenikanie ciepła od rdzenia czynnika płynącego w przewodzie do otoczenia jest sumą procesów cząstkowych:

- wnikania ciepła od czynnika gazowego do ścianki przewodu,
- przewodzenia ciepła przez ściankę przewodu,
- wnikania ciepła od ścianki przewodu do otoczenia,
- promieniowanie ciepła od zewnętrznej powierzchni ścianki do otoczenia.

Proces wnikania ciepła opisano współczynnikiem wnikania ciepła  $\alpha$ , zdefiniowanym równaniem Newtona:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t \cdot \tau \quad (1)$$

gdzie:

Q	[J]	ciepło wymieniane na drodze wnikania,
$\alpha$	[W/m <sup>2</sup> K]	współczynnik wnikania ciepła,
F	[m <sup>2</sup> ]	powierzchnia wymiany ciepła,
$\Delta t$	[K]	różnica temperatur,
$\tau$	[s]	czas,

przy czym  $\Delta t$  jest różnicą temperatur między czynnikiem a powierzchnią ścianki (w rozpatrywanym przypadku są to wielkości  $\Delta t_{0-1}$  lub  $\Delta t_{2-3}$  – rysunek 1).

Współczynnik wnikania ciepła określa wielkość energii cieplnej, która wnika w ciągu jednostki czasu od lub do czynnika, do lub od jednostki powierzchni ścianki przy różnicy temperatury między czynnikiem a ścianką równej jedności.

Proces przewodzenia ciepła opisano współczynnikiem przewodzenia ciepła  $\lambda$ , zdefiniowanym równaniem Fouriera:

$$Q = \frac{\lambda}{s} \cdot F \cdot \Delta t \cdot \tau \quad (2)$$

gdzie:

Q	[J]	ciepło wymieniane na drodze przewodzenia,
$\lambda$	[W/mK]	współczynnik przewodzenia ciepła,
s	[m]	grubość ścianki,
F	[m <sup>2</sup> ]	powierzchnia wymiany ciepła,
$\Delta t$	[K]	różnica temperatur,
$\tau$	[s]	czas,

przy czym  $\Delta t$  jest różnicą temperatur na powierzchniach ścianki (w rozpatrywanym przypadku jest to wielkość  $\Delta t_{2-3}$ ).

Współczynnik przewodzenia ciepła określa wielkość energii, która przepływa przez jednostkę przekroju w jednostce czasu przy spadku temperatury równym jedności, na drodze jednostki grubości warstwy (ścianki).

Promieniowanie jest procesem, którego udział przy transporcie ciepła w zakresie rozpatrywanych temperatur jest znikomo mały i może być pominięte.

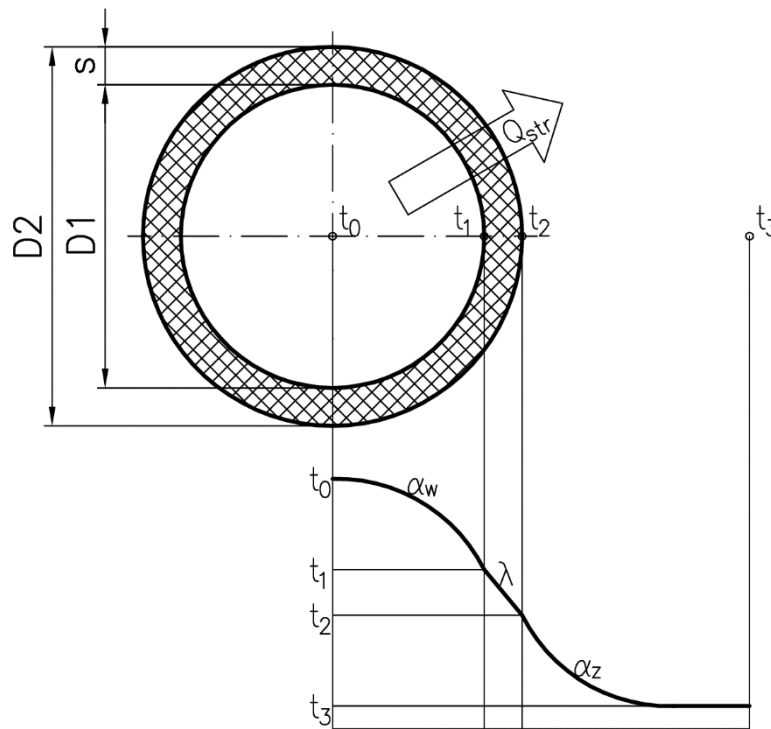
Sumaryczny proces przenikania ciepła, przedstawiony schematycznie na rysunku 1, opisuje współczynnik przenikania ciepła określony równaniem:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \cdot \tau \quad (3)$$

gdzie:

Q	[J]	ciepło wymieniane na drodze przenikania,
k	[W/m <sup>2</sup> K]	współczynnik przenikania ciepła,
F	[m <sup>2</sup> ]	powierzchnia wymiany ciepła,
$\Delta t$	[K]	różnica temperatur,
$\tau$	[s]	czas,

przy czym  $\Delta t$  jest różnicą temperatur na całej drodze procesu (w rozpatrywanym przypadku jest to wielkość  $\Delta t_{0-3}$ ).



Rys. 1. Schemat procesu przenikania ciepła [1]

Współczynnik przenikania można więc zdefiniować następująco:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_w} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_z} \quad (4)$$

Równania (1), (2) i (3) można odnieść do jednostki czasu, otrzymując odpowiednio:

– dla wnikania ciepła:

$$q = \alpha \cdot F \cdot \Delta t \quad (5)$$

– dla przewodzenia ciepła:

$$q = \frac{\lambda}{s} \cdot F \cdot \Delta t \quad (6)$$

– dla przenikania ciepła (równanie Pecleta):

$$q = k \cdot F \cdot \Delta t \quad (7)$$

gdzie:

$q$  [W] strumień ciepła.

W przypadku ustalonego procesu wymiany ciepła, energia cieplna w jednostce czasu  $q_{strAB}$  wnika od czynnika grzewczego do ścianki przewodu, następnie jest przewodzona wewnątrz ścianki przewodu i wnika ze ścianki przewodu do otoczenia, co uwzględniając postać równań (5), (6) i (7) można zapisać następująco:

– dla wnikania ciepła od czynnika grzewczego do powierzchni ścianki:

$$q_{strAB} = \alpha_w \cdot F_w \cdot (t_0 - t_1) \quad (8)$$

– dla przewodzenia ciepła przez ściankę o grubości  $s$ :

$$q_{strAB} = \frac{\lambda}{s} \cdot F_{sr} \cdot (t_1 - t_2) \quad (9)$$

– dla wnikania ciepła od powierzchni ścianki przewodu do otoczenia:



$$q_{\text{strAB}} = \alpha_z \cdot F_z \cdot (t_2 - t_3) \quad (10)$$

oraz sumarycznie:

$$q_{\text{strAB}} = k \cdot F_{\text{sr}} \cdot (t_0 - t_3) \quad (11)$$

Różnice temperatur w powyższych wzorach należy traktować jako średnie różnice na długości przewodu AB.

Z drugiej strony wartość straconego ciepła można określić na podstawie spadku temperatury czynnika grzewczego wzdłuż długości przewodu na odcinku A-B:

$$q_{\text{strAB}} = m^* \cdot (c_{pA} \cdot t_{0A} - c_{pB} \cdot t_{0B}) \quad (12)$$

gdzie:

$q$	[W]	strumień ciepła,
$m^*$	[kg/s]	masowe natężenie przepływu,
$c_p$	[J/kgK]	ciepło właściwe,
$t$	[°C]	temperatura.

Wartości ciepła właściwego  $c_{pA}$  i  $c_{pB}$  określa się wg tablic [1, 2] odpowiednio dla temperatur  $t_{0A}$  i  $t_{0B}$ .

Wartość masowego natężenia przepływu można określić, przeliczając odczytaną z przyrządów pomiarowych wartość objętościowego natężenia przepływu powietrza w przekroju pomiarowym F:

$$m^* = V^* \cdot \rho_F \quad (13)$$

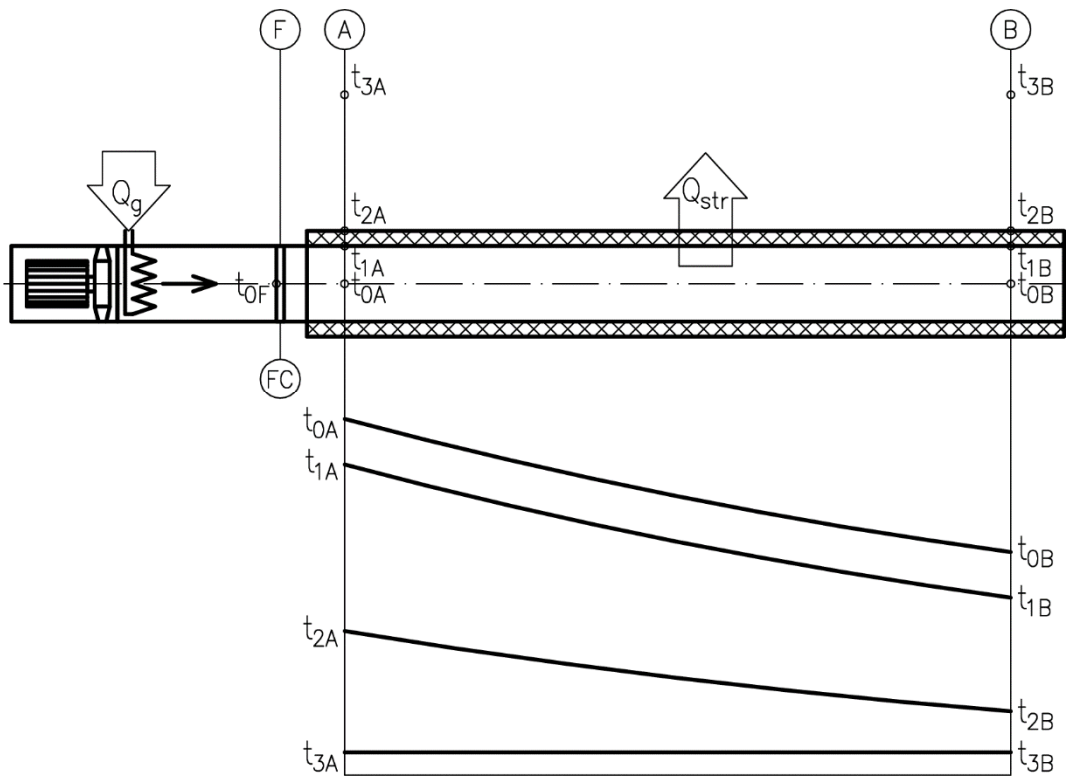
gdzie:

$\rho_F$	[Wkg/m <sup>3</sup> ]	gęstość powietrza w temperaturze $t_{0F}$ ,
$V^*$	[m <sup>3</sup> /s]	objętościowe natężenie przepływu.

Opisane zależności pozwalają na sporządzenie bilansu procesu przenikania ciepła. Na podstawie znajomości parametrów czynnika wewnątrz przewodu oraz parametrów otoczenia, możliwe jest wyznaczenie wartości współczynników  $\alpha$ ,  $\lambda$  i  $k$ .

### 3. Budowa stanowiska pomiarowego oraz metodyka badawcza i sposób wyznaczania współczynników

Doświadczalne wyznaczenie wartości współczynników przenikania, przewodzenia i wnikania ciepła jest możliwe na stanowisku badawczym, którego budowę przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Schemat stanowiska badawczego [4] (ozn. w tekście)

Stanowisko badawcze składa się z króćca, na końcu którego zamocowany jest badany przewód rurowy (np. elastyczna lutnia izolacyjna). Przewód ten należy zamocować w pozycji poziomej na wysokości co najmniej 1 m nad podłożem, licząc do dolnej krawędzi przewodu, w celu umożliwienia swobodnej wymiany ciepła wokół całej badanej lutni. Po stronie wlotowej podłącza się nagrzewnicę (dostarczającą do strumienia powietrza ciepło  $Q_g$ ) z wentylatorem oraz przewodem, w którym zlokalizowano przekrój pomiarowy F, w którym wyznaczone jest natężenie przepływu powietrza. W badanym przewodzie oznacza się przekroje pomiarowe A i B w odległości co najmniej 500 mm od wlotu i wylotu przewodu, dzięki czemu unika się zaburzeń przepływu mogących powstać w płaszczyźnie wlotowej i wylotowej przewodu. W przekrojach tych umieszcza się czujniki temperatury:

- $t_0$  – w rdzeniu czynnika grzewczego (w osi przewodu),
- $t_1$  – na ścianie przewodu po stronie wewnętrznej,
- $t_2$  – na ścianie przewodu po stronie zewnętrznej,
- $t_3$  – w otoczeniu przewodu, w odległości co najmniej 1 m od ścianki.

Badania rozpoczyna się od ustalenia warunków wymiany ciepła. W tym celu włącza się nagrzewnicę i wentylator powodując przepływ powietrza, a następnie, po ustaleniu warunków wymiany (wyznacznikiem będzie ustabilizowanie się wszystkich temperatur, gdy w ciągu 3 minut dana temperatura nie zmienia się o więcej niż  $0,1^\circ$ ) odczytuje się objętościowe natężenie przepływu czynnika (powietrza) w przekroju pomiarowym F oraz wartości temperatur:

- $t_{0F}$  – w rdzeniu czynnika w przekroju pomiarowym F,
- $t_{0A}$  – w rdzeniu czynnika w przekroju pomiarowym A,
- $t_{1A}$  – na ścianie przewodu po stronie wewnętrznej w przekroju pomiarowym A,

- $t_{2A}$  – na ściance przewodu po stronie zewnętrznej w przekroju pomiarowym A,
- $t_{3A}$  – otoczenia w przekroju pomiarowym A,
- $t_{0B}$  – w rdzeniu czynnika w przekroju pomiarowym B,
- $t_{1B}$  – na ściance przewodu po stronie wewnętrznej w przekroju pomiarowym B,
- $t_{2B}$  – na ściance przewodu po stronie zewnętrznej w przekroju pomiarowym B,
- $t_{3B}$  – otoczenia w przekroju pomiarowym B.

Wyznacza się również odległość między przekrojami pomiarowymi  $L_{AB}$ .

Z tablic [1, 2] należy odczytać wartości:

- $\rho_F$  – gęstości powietrza w temperaturze  $t_{0F}$ ,
- $c_{pA}$  – ciepła właściwego powietrza w temperaturze  $t_{0A}$ ,
- $c_{pB}$  – ciepła właściwego powietrza w temperaturze  $t_{0B}$ .

Na podstawie ww. wartości wg wzoru (13) przelicza się objętościowe natężenie przepływu  $V^*$  na natężenie masowe  $m^*$ , a następnie wg wzoru (12) oblicza się wielkość strumienia ciepła straconego poprzez transport ciepła przez ścianki przewodu  $q_{strAB}$ .

Znając średnicę wewnętrzną  $D_1$  i zewnętrzną  $D_2$  przewodu oblicza się powierzchnie:

- wewnętrzną:

$$F_w = \pi \cdot D_1 \cdot L_{AB} \quad (14)$$

- średnią:

$$F_{sr} = \pi \cdot \frac{D_2 - D_1}{\ln \frac{D_2}{D_1}} \cdot L_{AB} \quad (15)$$

- zewnętrzną:

$$F_z = \pi \cdot D_2 \cdot L_{AB} \quad (16)$$

oraz grubość ścianki:

$$s = \frac{D_2 - D_1}{2} \quad (17)$$

Następnie oblicza się średnie różnice temperatur dla przekrojów A i B:

$$(t_0 - t_1) = \frac{(t_{0A} - t_{1A}) - (t_{0B} - t_{1B})}{\ln \frac{(t_{0A} - t_{1A})}{(t_{0B} - t_{1B})}} \quad (18)$$

$$(t_1 - t_2) = \frac{(t_{1A} - t_{2A}) - (t_{1B} - t_{2B})}{\ln \frac{(t_{1A} - t_{2A})}{(t_{1B} - t_{2B})}} \quad (19)$$

$$(t_2 - t_3) = \frac{(t_{2A} - t_{3A}) - (t_{2B} - t_{3B})}{\ln \frac{(t_{2A} - t_{3A})}{(t_{2B} - t_{3B})}} \quad (20)$$

$$(t_3 - t_4) = \frac{(t_{3A} - t_{4A}) - (t_{3B} - t_{4B})}{\ln \frac{(t_{3A} - t_{4A})}{(t_{3B} - t_{4B})}} \quad (21)$$

Poszczególne wartości współczynników wnikania ciepła i współczynnika przewodzenia ciepła oblicza się podstawiając wartości obliczone wg wzorów (14) – (21) i wartość ciepła

traconego przez ściankę  $Q_{str}$  wyrażoną w jednostce czasu, tj. strumienia ciepła  $q_{strAB}$  do odpowiednio przekształconych wzorów (8) – (10):

$$\alpha_w = \frac{q_{strAB}}{F_w(t_0-t_1)} \quad (22)$$

$$\lambda = \frac{sq_{strAB}}{F_{sr}(t_1-t_2)} \quad (23)$$

$$\alpha_z = \frac{q_{strAB}}{F_z(t_2-t_3)} \quad (24)$$

Wartość współczynnika przenikania ciepła oblicza się podstawiając do wzoru (4) wartości obliczone wg wzorów (17) oraz (22) – (24).

Przedstawiona metoda przewiduje wyznaczenie w badanym odcinku przewodu jedynie dwóch przekrojów pomiarowych – wlotowego i wylotowego. Dokładność wyznaczenia współczynników wnikania, przewodzenia i przenikania ciepła można zwiększyć dzieląc przewód na kilka krótszych odcinków pomiarowych i wyznaczając wartości współczynników dla każdego odcinka w analogiczny sposób, a następnie przyjmując wartości średnie, jako wartości dla całego przewodu.

Do obliczeń należy przyjąć dane fizykochemiczne powietrza wg tablic [np. 2].

Gęstość powietrza w warunkach rzeczywistych można wyznaczyć zgodnie z metodyką stosowaną podczas badań wentylatorów lutniowych [3]:

- Ciśnienie cząstkowe [Pa] pary wodnej w powietrzu wilgotnym w temperaturze  $t_0$

$$P_{p0} = \varphi_0 \cdot P_{s0} \quad (25)$$

gdzie:  $\varphi_0$  – wilgotność względna, wg odczytu w %,

$P_{s0}$  – ciśnienie cząstkowe pary wodnej w Pa, w stanie nasycenia w temperaturze  $t_0$ .

- Udział objętościowy pary suchej w powietrzu wilgotnym

$$r_p = \frac{P_{p0}}{P_b} \quad (26)$$

gdzie:  $P_b$  – ciśnienie barometryczne w Pa

- Wykładnik adiabaty „ $\kappa$ ” powietrza wilgotnego

$$\kappa = \frac{0,132}{0,33 + 0,07 \cdot r_p} + 1 \quad (27)$$

- Stała gazowa powietrza wilgotnego [J/kgK]

$$R = \frac{287,04}{1 - 0,378 \cdot r_p} \quad (28)$$

- Gęstość powietrza  $\rho_x$  [kg/m<sup>3</sup>] w przekroju pomiarowym x

$$\rho_x = \frac{P_b}{R \cdot (273,15 + t_x)} \quad (29)$$

gdzie:

$t_x$  [°C] temperatura w przekroju pomiarowym x

#### 4. Podsumowanie, wnioski

Przedstawiona metodyka badań lutni elastycznych pozwala na szybkie wyznaczenie współczynnika przenikania ciepła przez ścianki lutni elastycznych, wraz z jego składowymi, tj. współczynnikiem przewodzenia ciepła i współczynnikami wnikania ciepła po wewnętrznej i zewnętrznej stronie ścianki lutni. Pozwala na badanie lutni izolacyjnych w szerokim zakresie średnic, ograniczonym jedynie możliwościami uzyskania objętościowego natężenia przepływu powietrza i jego pomiaru.

Nie są wymagane skomplikowane i długotrwałe pomiary. Ograniczają się one do wyznaczenia wartości temperatur, przepływu powietrza oraz cech geometrycznych lutni. Jedyną niedogodnością może być konieczność oczekiwania na ustalenie się warunków procesu wymiany ciepła (tzw. „wygrzanie” układu) oraz wymóg prowadzenia badań przy niezmiennych warunkach otoczenia (tj. w zamkniętym pomieszczeniu, bez przewiewu powietrza z zewnątrz).

Możliwe jest wykonywanie badań przy dużym gradiencie temperatury między gorącym strumieniem powietrza wewnątrz lutni a otoczeniem.

#### Literatura

- [1] Hobler T.: Ruch ciepła i wymienniki, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1986
- [2] Praca zbiorowa pod red. Jana Bandrowskiego: Materiały pomocnicze do ćwiczeń i projektów z inżynierii chemicznej, skrypt uczelniany nr 1760, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1993
- [3] Jedziniak M., Holona P.: Metodyka badań wentylatorów lutniowych, ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały niepublikowane)
- [4] Jedziniak M., Holona P.: Metodyka wyznaczenia współczynnika przenikania ciepła dla lutni elastycznych. ITG KOMAG, Gliwice 2016 (materiały niepublikowane)

## Koncepcja układu sterowania sekcją obudowy podporowej do niskich ścian

prof. dr hab. inż. Krzysztof Krauze  
dr hab. inż. Marek Sibiak  
dr hab. inż. Jarosław Konieczny  
dr hab. inż. Waldemar Rączka  
dr inż. Grzegorz Stopka  
AGH w Krakowie

### Streszczenie:

W artykule przedstawiono koncepcję struktury układu sterowania obudową podporową do niskich ścian. W pierwszej części artykułu przedstawiono konstrukcję obudowy i jej właściwości, sposób jej działania i współdziałania z pozostałymi elementami kombajnowego kompleksu ścianowego. Na podstawie analizy pracy obudowy i kompleksu ścianowego sformułowano założenia, ograniczenia oraz wymagania dotyczące układu sterowania obudową. W dalszej części artykułu opisano strukturę układu pomiarowego i sterującego oraz omówiono poszczególne bloki funkcjonalne układu. Prace badawcze w tym zakresie zostały zrealizowane w ramach projektu pt. *Prace studialne i badawcze nad opracowaniem zmechanizowanej obudowy nowego typu do pokładów cienkich*, dofinansowanego z Narodowego Centrum Badań i Rozwoju (NCBiR).

Słowa kluczowe: zmechanizowana obudowa, pokłady cienkie, system sterowania

Keywords: hydraulic roof support, low seams, control system

### Abstract:

The paper presents a conception of a structure of control system dedicated for new roof support of low longwall systems. In the first part of the paper the new construction of roof support is presented. Its properties, method of operation and interaction with other elements of longwall system is described too. Next, based on the analysis of the work manner of the support and whole longwall system assumptions, limitations and requirements on the control circuit are formulated. At the end of this paper the structure of the measuring and control system is described and its functional blocks are discussed. Research in this field were conducted under the project entitled *Studies of development of innovation hydraulic roof support for low seams*. The project is funded by the National Center of Research and Development (NCBiR).

## 1. Wprowadzenie

Nowa obudowa podporowa do niskich ścian jest przeznaczona do pokładów o miąższości poniżej 1,5 m. Udział pokładów cienkich w zasobach polskich kopalń węgla kamiennego szacuje się nawet na miliard ton. Przy obecnych możliwościach wydobywczych polskich kopalń węgla kamiennego gwarantuje im to ciągłą pracę na co najmniej kilkanaście lat. Warto również zwrócić uwagę na fakt, że podobne "tendencje" obserwuje się także zagranicą krajach Europy czy Azji (Ukraina, Chiny, Indie, Indonezja), gdzie pokłady cienkie stanowią zdecydowaną większość bazy zasobowej. Mając na uwadze kurczące się zasoby węgla kamiennego sięgnięcie po węgiel w pokładach cienkich będzie nieuniknione. Kurczące się zasoby węgla kamiennego w obszarach o dogodnych warunkach górniczo - geologicznych sprawiają, że kopalnie modyfikują swoje plany ruchu na najbliższe lata, uwzględniając eksploatację cienkich pokładów węgla [1, 2].

Eksploracja pokładów cienkich w praktyce napotyka na szereg trudności w postaci barier technicznych, ergonomicznych oraz ekonomicznych. Dotyczą one zwłaszcza ścian kombajnowych, gdzie wymagana jest obecność ludzi w ścianie, a podstawowym problemem pracowników jest kwestia ograniczonej przestrzeni roboczej w wyrobisku ścianowym. Problemy techniczne i organizacyjne są największe przy uruchamianiu czy likwidacji wyrobiska ścianowego, gdy potrzeba przetransportować maszyny i urządzenia o masie kilkudziesięciu Mg. Utrudnienia wynikające z bardzo małej przestrzeni roboczej powodują

spowolnienie pracy załogi, zmniejszenie ich wydajności, co w rezultacie prowadzi do spadku dyspozycyjnego czasu pracy ściany.

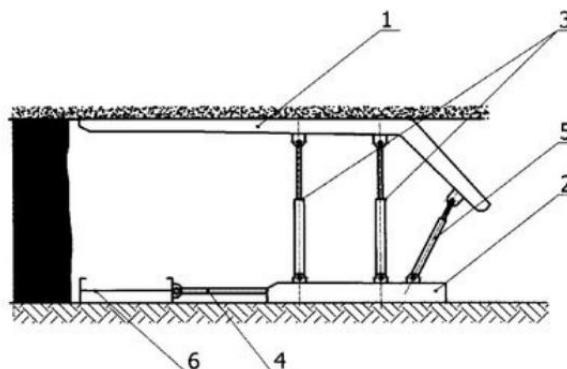
Tematyka eksploatacji pokładów cienkich jest obecnie głównym obiektem zainteresowań producentów oraz użytkowników zmechanizowanych kompleksów ścianowych. Wynika to z faktu, że wzrost koncentracji wydobywania z pokładów cienkich jest ściśle powiązany z konstrukcją, odpowiednio przystosowanych do tych trudnych warunków, maszyn zmechanizowanego kompleksu ścianowego. Biorąc pod uwagę postać i charakter opisywanych wyżej problemów towarzyszących prowadzeniu niskich ścian wydobywczych, zwłaszcza ścian kombajnowych, można, a nawet trzeba powiązać kwestię ich rozwiązania z konstrukcją innowacyjnej obudowy zmechanizowanej. Mając na uwadze powyższe w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH w Krakowie rozpoczęto prace badawcze, których głównym celem jest opracowanie i przebadanie nowej konstrukcji obudowy zmechanizowanej do pokładów cienkich.

Obecnie w wyrobiskach ścianowych, także w ścianach niskich, powszechnie stosowane są obudowy podporowo – osłonowe. W obudowach tych stropnica jest połączona przegubowo ze spągnicą za pomocą osłony odzawałowej oraz przednich i tylnych łączników. W przypadku pokładów cienkich taka struktura kinematyczna oraz charakterystyczne pochylenie stojaków skutkuje zmniejszeniem powierzchni strefy przejścia. W wyniku tego załoga ma duże trudności w poruszaniu się w ścianie, utrudnione jest też przewietrzanie wyrobiska, a tym samym pogorszenie warunków klimatycznych w przestrzeni eksploatacyjnej.

Mając na uwadze powyższe uwarunkowania, wady i zalety aktualnie stosowanych obudów zmechanizowanych, presję na zmniejszenie kosztów produkcji, opracowano koncepcję obudowy zmechanizowanej nowego typu. Najważniejsze, przyjęte założenia konstrukcyjne to:

- zwiększenie powierzchni strefy przejścia,
- zwiększenie stosunku podporności obudowy do jej masy i uzyskanie odpowiednio wysokiej podporności obudowy,
- uproszczenie konstrukcji,
- zmniejszenie kosztów wykonania obudowy zmechanizowanej.

Koncepcję sekcji obudowy w postaci uproszczonego schematu pokazano na rysunku 1 [4]. Istota rozwiązania polega na tym, że elementy podstawowe sekcji, a więc stropnica 1 i spągnica 2 połączone są ze sobą stojakami hydraulicznymi 3 oraz siłownikiem (siłownikami) zastrzałowym 5. Natomiast siłownik przesuwu 4 łączy spągnicę 2 z rynną przenośnika 6. Elementy hydrauliczne są mocowane przegubowo.

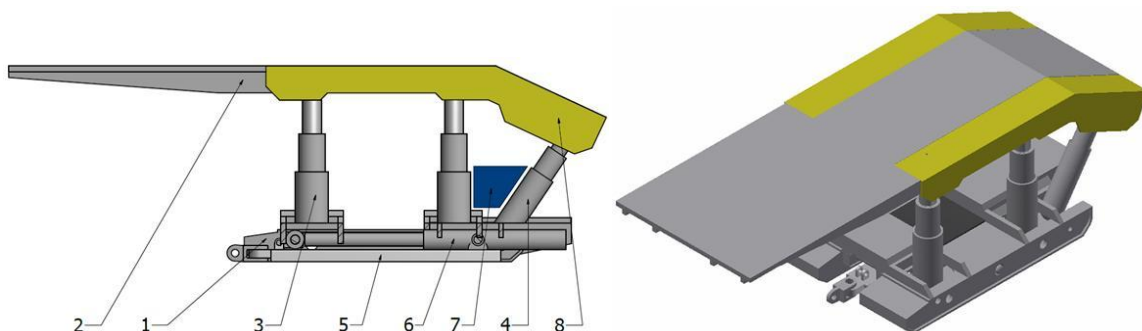


Rys. 1. Koncepcja obudowy nowego typu [4]

Zaletą przedstawionej struktury kinematycznej obudowy jest pionowy ruch stropnicy w cyklu rozpierania i rabowania obudowy, co praktycznie eliminuje styczne do powierzchni stropnicy siły tarcia. Połączenie przegubowe stojaków i siłowników ze stropnicą i spągnicą w znaczący sposób eliminuje powstanie momentów gnących w stojakach, zwłaszcza w cyklu przekładki obudowy. Do podstawowych zalet nowego rozwiązania należy zaliczyć wielkość strefy przejścia, uproszczenie konstrukcji poprzez wyeliminowanie układu zawieszenia w postaci łączników oraz klasycznej osłony odzawałowej. W porównaniu do stosowanych obecnie sekcji obudów podporowo - osłonowych zastosowanie sekcji obudowy nowego typu pozwoli na skrócenie długości technicznej rozpiętości wyrobiska (mniejsza, sumaryczna długość stropnicy i rzutu osłony odzawałowej na płaszczyznę równoległą do płaszczyzny stropu), co przyczyni się do zmniejszenia obciążeń działających na konstrukcję obudowy, a więc pozwoli na zastosowanie stojaków o mniejszych gabarytach. Reasumując, przedmiotowe rozwiązanie łączy w sobie zalety obudowy z prowadzeniem lemniskatowym oraz walory klasycznej obudowy podporowej, a w kontekście aktualnych problemów eksploatacji cienkich pokładów węgla staje się rozwiązaniem o istotnych walorach użytkowych.

W oparciu o przedstawiony, uproszczony schemat ideowy przeprowadzono prace analityczne i badania modelowe, których celem było sparametryzowanie konstrukcji nowej, zmechanizowanej obudowy do pokładów cienkich. Opracowane wirtualne modele sekcji obudowy, pokazano na rysunkach 2 ÷ 3. Zaprezentowana postać konstrukcji sekcji obudowy jest wynikiem szczegółowych analiz, w tym badań wytrzymałościowych z wykorzystaniem MES [3, 6].

Symulacyjnej weryfikacji konstrukcji obudowy dokonano w oparciu o wymagania zawarte w normie PN - EN 1804 i dotyczące zwłaszcza asymetrycznego stanu obciążeń obudowy [3, 5, 6]. W modelu szczegółowym sekcji obudowy uwzględniono wszystkie niezbędne elementy konstrukcyjne potrzebne do współpracy obudowy z pozostałymi maszynami kompleksu ścianowego. Dodatkowo sekcję obudowy wyposażono w elementy konieczne do przeprowadzania badań stanowiskowych np. modyfikacje konstrukcji stojaków w celu instalacji czujników przemieszczenia, ciśnienia etc.



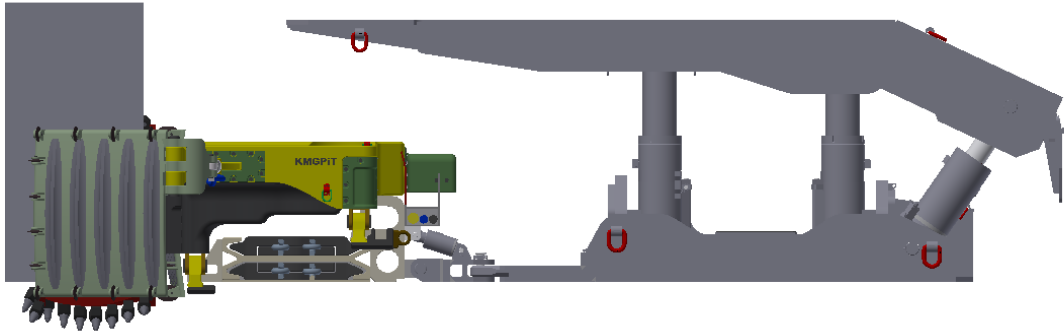
Rys. 2. Podstawowe elementy obudowy nowego typu:

- 1- spągnica, 2 - stropnica, 3 - stojak, 4 - stojak zastrzałowy, 5 - belka przesuwu, 6 - siłownik przesuwu,  
7 - strefa lokalizacji układu sterowania, 8 - osłona boczna

Zgodnie z przyjętymi założeniami sekcję obudowy zaprojektowano jako sekcję złożoną z czterech głównych stojaków o wewnętrznej średnicy cylindra  $\varnothing 210$  i dwóch stojaków zastrzałowych o wewnętrznej średnicy cylindra  $\varnothing 200$ . Stojaki główne zachowują prostopadłość osi do powierzchni stropu i spągu w czasie rozpierania i rabowania sekcji, natomiast tylne stojaki są nachylone w stosunku do płaszczyzny poziomej i kompensują



reakcje wywołane poziomymi siłami tarcia. Taka kinematyka obudowy umożliwiła lokalizację strefy przejścia w obszarze pomiędzy stojakami głównymi obudowy. Zastosowano stojaki jednoteleskopowe, aby umożliwić w nich montaż przetworników drogi. Konstrukcję spągnicy wykonano jako tzw. katamaran, natomiast stropnica jest wykonana jako tzw. stropnica liniowa z załamaniem w części zawałowej. Sekcję wyposażono w układ przesuwu, który pozwoli na realizację cyklu pracy obudowy "bez kroku wstecz". Należy przy tym nadmienić, że docelowo projektowana sekcja będzie pracować w tzn. układzie kaskadowym (przestawnym). Sekcję wykonano w podziałce 1,5 m. Zakres roboczy sekcji mieści się w przedziale  $1,1 \div 1,5$ . Całkowita długość stropnicy wynosi 4465 mm.



Rys. 3. Wirtualny model obudowy nowego typu w układzie OPK (obudowa - przenośnik - kombajn) w fazie przekładki obudowy

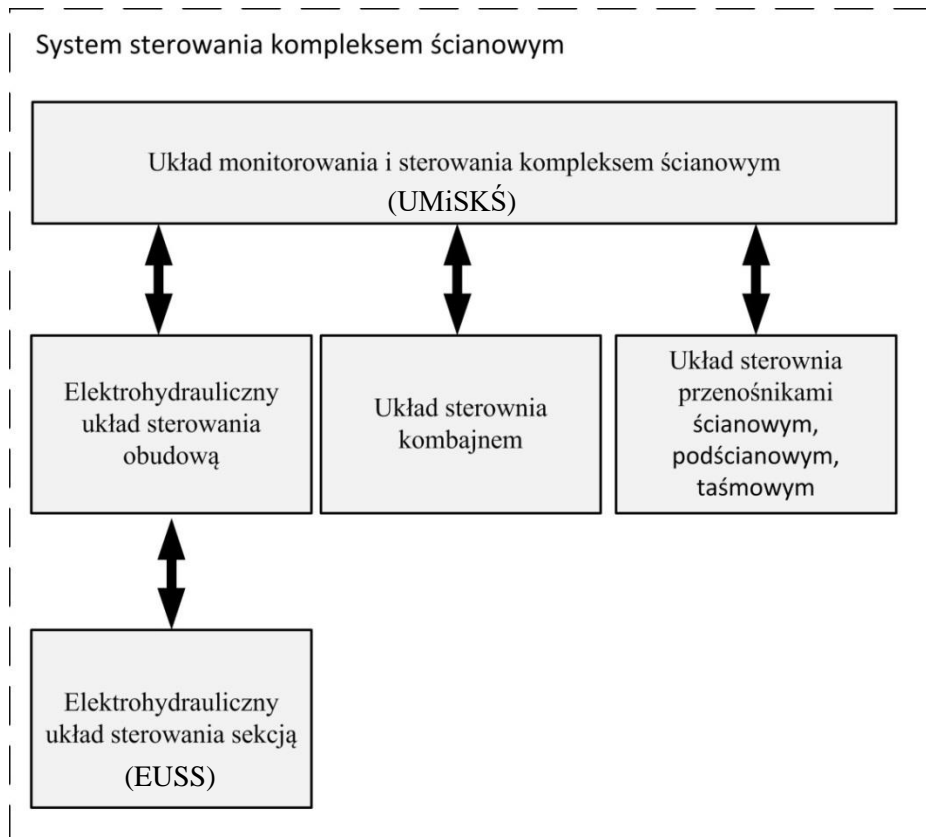
## 2. Koncepcja układu sterowania i automatyki

Z założenia projektowana sekcja obudowy jest przeznaczona do pracy automatycznej, a jej układ sterowania musi współpracować z automatyką całego kompleksu ścianowego. Ponieważ obecnie na rynku istnieją systemy automatycznego sterowania kompleksami kombajnowymi, korzystnym jest aby projektowany układ sterowania sekcją obudowy do pokładów cienkich mógł współpracować z takim systemem. Układ sterowania zmechanizowaną obudową nowego typu musi zapewnić zarówno sterowanie lokalne obudową, jak i sterowanie zdalne ze zintegrowanego stanowiska sterowania i wizualizacji. Operator zdalnie nadzoruje pracę całego kompleksu i pojedynczych jego elementów. Powinien mieć dane o stanie każdej sekcji obudowy, a także mieć możliwość zdalnego jej sterowania. Obiektem sterowania jest sekcja obudowy pokazana na rysunku 2. Jak widać sekcja obudowy jest złożona ze stropnicy podpartej czterema stojakami oraz dwoma stojakami zastrzałowymi. Przyjęto następujące założenia jakie musi spełniać układ sterowania sekcją obudowy:

1. Czas pełnego cyklu przestawienia sekcji obudowy do 10 s.
2. Kontrola prostopadłości siłowników do spągnicy i stropnicy,
  - a. Nachylenie poprzeczne względem spągu  $\pm 3^\circ$ ,
  - b. Nachylenie podłużne względem spągu  $\pm 3^\circ$ ,
  - c. Nachylenie poprzeczne spągnicy względem stropnicy  $\pm 5^\circ$ ,
  - d. Nachylenie podłużne spągnicy względem stropnicy  $\pm 5^\circ$ ,
3. Realizacja podporności przy ciśnieniu zasilania do 30 MPa.
4. Realizacja przemieszczenia wynikająca z ograniczeń konstrukcyjnych.
5. Zabiór stały dla danej ściany.

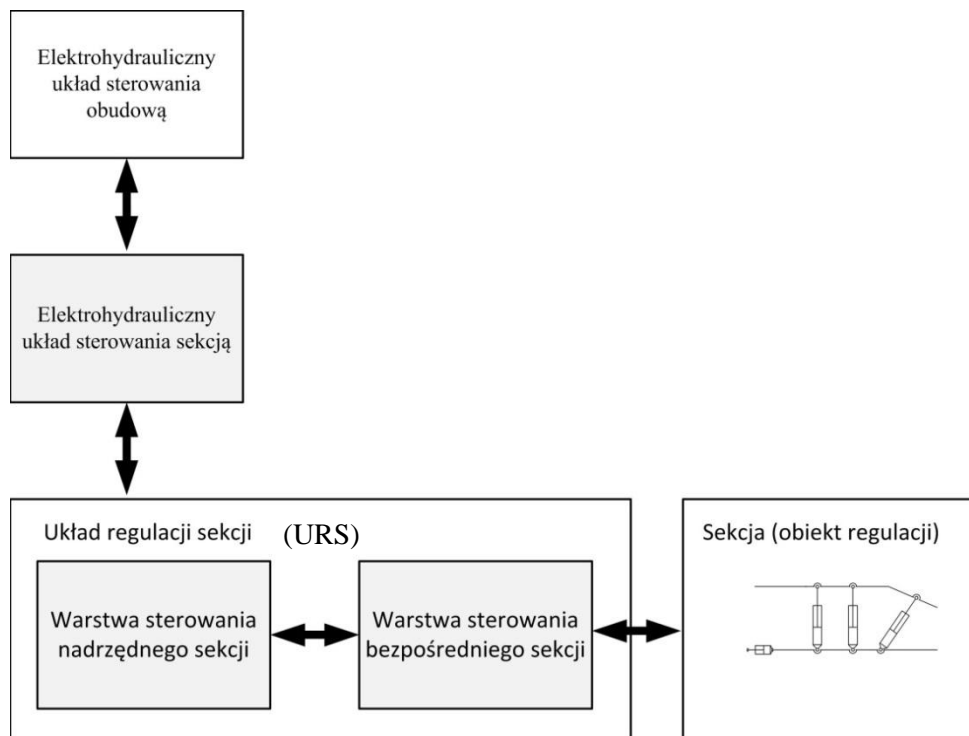
6. Układ sterowania ma możliwość realizacji niepełnego zabioru.
7. Liczba funkcji sekcji obudowy analogiczna do aktualnie istniejących.
8. Iskrobezpieczność.

Układ sterowania pracą sekcji obudowy nowego typu do pokładów cienkich ma zapewnić jej pracę w cyklu ręcznym i automatycznym we współpracy z układami nadrzędnymi, które sterują i nadzorują pracę całego kompleksu ścianowego. Na rysunku 4 pokazano strukturę blokową systemu sterowania kompleksem ścianowym. Składa się on z warstwy nadrzędnej, na rysunku nazwanej „Układ monitorowania i sterowania kompleksem ścianowym” (UMiSKŚ) oraz warstwy podrzędnej w skład której wchodzi poszczególne elementy kompleksu ścianowego. Warstwa nadrzędna ma za zadanie nadzór i sterowanie całym kompleksem. Jest ona wyposażona w układ monitorowania dzięki czemu operator na bieżąco śledzi pracę całego kompleksu. Każdy z elementów kompleksu (obudowa, kombajn, przenośniki, wyposażenie dodatkowe) przesyła informacje o swoim stanie do warstwy nadrzędnej. Operator obserwując stan kompleksu może go zatrzymać lub uruchomić w całości lub sterować poszczególnymi jego elementami. Dlatego każdy z elementów kompleksu ma linie komunikacyjne łączące go z UMiSKŚ. Strukturę układu zamieszczono na rysunku 4, gdzie pokazano drogi przepływu danych. Widać, że z UMiSKŚ przesyłane są dane do układu sterowania kombajnem, do układu sterowania przenośnikami oraz elektrohydraulicznego układu sterowania obudową, który złożony jest z sieci sterowników sekcyjnych. Każdy taki sterownik jednej sekcji to „Elektrohydrauliczny układ sterowania sekcją” (EUSS). Przykładem takiego sterownika jest system sterowania obudową DPS-200. Obecnie produkowane systemy EUSS są przystosowane do klasycznych obudów i nie nadają się do sterowania projektowaną obudową do pokładów cienkich. Dlatego w ramach prac prowadzonych opracowano specjalistyczny układ regulacji sekcji do niskich pokładów.



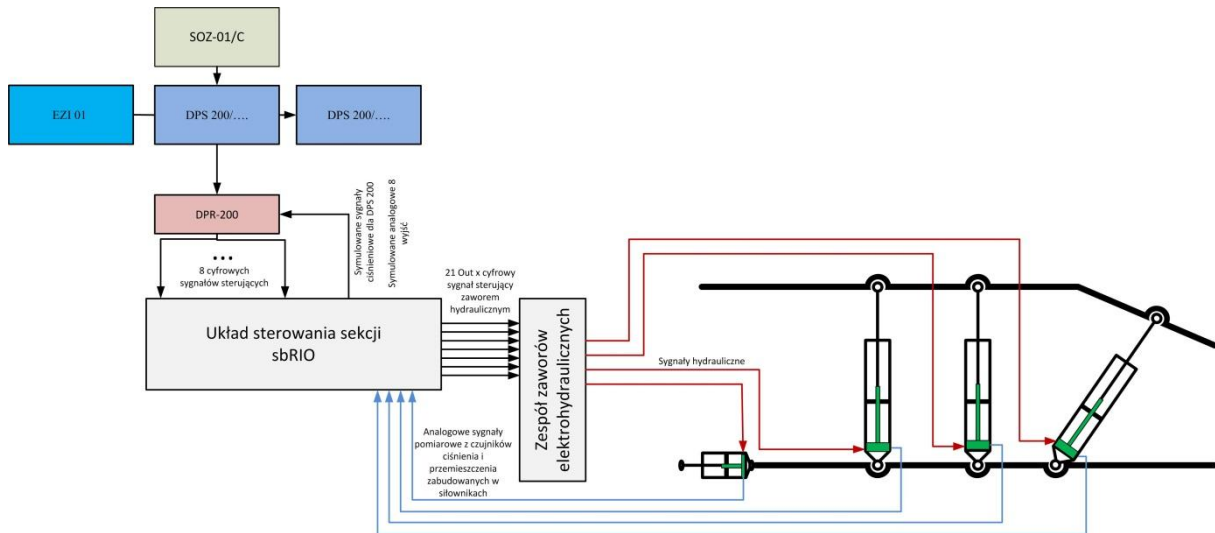
Rys. 4. System sterowania kompleksem ścianowym

Układ regulacji sekcji (URS) będzie współpracował z EUSS, jak pokazano na schemacie blokowym zamieszczonym na rysunku 5. Na przedstawionym schemacie widać, że układ EUSS, który w przypadku standardowej obudowy steruje bezpośrednio sekcją, w tym przypadku jest podłączony do URS. Układ URS może być elementem zewnętrznym, jak pokazano na rysunku 5 lub elementem wewnętrznym EUSS innymi słowy może być całkowicie zintegrowany z EUSS. URS to regulator, który bezpośrednio steruje sekcją obudowy na podstawie sygnałów otrzymanych z EUSS. Takie rozwiązanie zapewnia kompatybilność z już istniejącymi systemami sterowania kompleksami ścianowymi i jednocześnie zapewnia poprawne sterowanie innowacyjną obudową do pokładów cienkich. Wszystkie cechy i funkcjonalności systemu ścianowego pozostają niezmienione, co umożliwi przyspieszenie prac wdrożeniowych.



Rys. 5. Schemat blokowy nowego układu sterowania sekcją

Pokazany na rysunku 5 URS składa się z warstwy sterowania nadrzędnego i warstwy sterowania bezpośredniego. Układ regulacji sekcji jest zintegrowany z obudową poprzez sygnały pomiarowe i sterujące, jak schematycznie pokazano na rysunku 6. Na rysunku tym schematycznie przedstawiono rozmieszczenie przetworników pomiarowych w jednej sekcji. Są to przetworniki przemieszczenia zabudowane w siłownikach oraz czujniki ciśnienia.

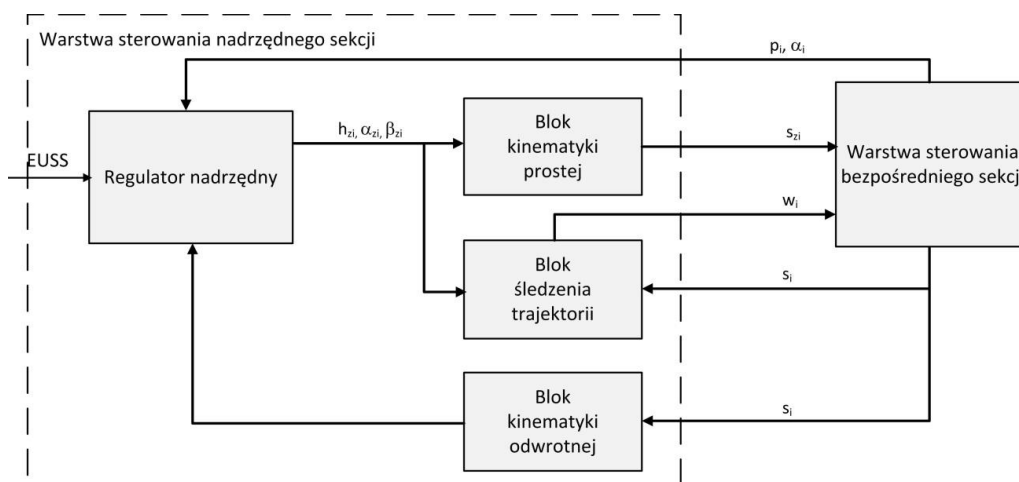


Rys. 6. Schemat układu pomiarowo-sterującego sekcji

### Warstwa sterowania nadrzędnego

Ze sterownika EUSS warstwa sterowania nadrzędnego otrzymuje sygnały/rozkazy sterujące np. rabowaniem sekcji, rozpieraniem sekcji, itd. a zwrótnie EUSS otrzymuje informacje o stanie sekcji. Warstwa ta interpretuje sygnały otrzymane z EUSS i wyznacza wartości zadane dla warstwy sterowania bezpośredniego. Warstwa sterowania nadrzędnego sekcji składa się z:

- regulatora nadrzędnego,
- bloku kinematyki prostej,
- bloku śledzenia trajektorii,
- bloku kinematyki odwrotnej.



Rys. 7. Schemat blokowy warstwy sterowania nadrzędnego sekcji

### *Regulator nadrzędny*

Regulator nadrzędny (rys. 7), na podstawie sygnałów otrzymanych z EUSS z uwzględnieniem kinematyki obudowy, wyznacza wartości zadane dla regulatorów warstwy sterowania bezpośredniego, monitoruje pracę regulatora bezpośredniego oraz generuje wartości korekcyjne. Regulator ten ma do realizacji różne zadania: rabowanie, rozpieranie, uzyskanie podporności, korekcja położenia obudowy itd. W trakcie pracy przełącza się między tymi zadaniami zgodnie z sygnałami sterującymi z EUSS oraz aktualnego stanu obudowy. Regulator ten realizuje także procedury bezpieczeństwa, takie jak stop awaryjny oraz detekcja i sygnalizacja stanów awaryjnych.

### *Blok śledzenia trajektorii*

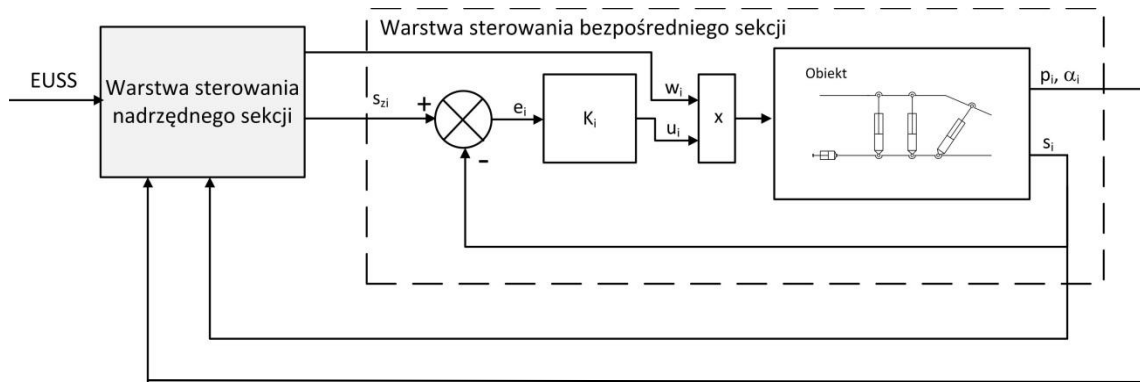
Blok śledzenia trajektorii służy do monitorowania stanu sekcji obudowy w trakcie rabowania i rozpierania. Blok ten dokonuje korekty nierównomiernego wysunięcia siłowników. Na podstawie analizy wysunięcia siłowników i zmierzonego ciśnienia ustala wiodący siłownik. W przypadku rozpierania jest to najbardziej wysunięty siłownik, a w przypadku rabowania najmniej wysunięty siłownik. Sprawdza wysunięcie pozostałych siłowników względem siłownika wiodącego. Jeśli różnica wysunięcia przekroczy zadaną wartość siłownik wiodący zostaje zatrzymany. Po zmniejszeniu różnicy wysunięcia do dopuszczalnego zakresu blok ten włącza siłownik wiodący do normalnej pracy.

### *Blok kinematyki odwrotnej*

Sekcją obudowy sterują dwa zestawy siłowników oznaczone literami L, P odpowiednio lewe i prawe stojaki. Każdy z zestawów jest złożony z trzech siłowników: dwóch stojaków oraz siłownika zastrzałowego. Stan sekcji obudowy w ogólnym przypadku opisano przez trzy parametry związane z każdym zestawem siłowników,  $h_L, \alpha_L, \beta_L$  związane z zestawem L oraz  $h_P, \alpha_P, \beta_P$  odpowiadające zestawowi P. Parametry  $h, \alpha, \beta$  oznaczają odpowiednio wysokość sekcji obudowy, uśredniony kąt nachylenia stojaków względem pionu oraz nachylenie stropnicy względem spągnicy. Blok ten na podstawie zmierzonych sygnałów i modelu kinematyki odwrotnej obudowy wyznacza sygnały dla regulatora nadrzędnego opisujące stan obudowy.

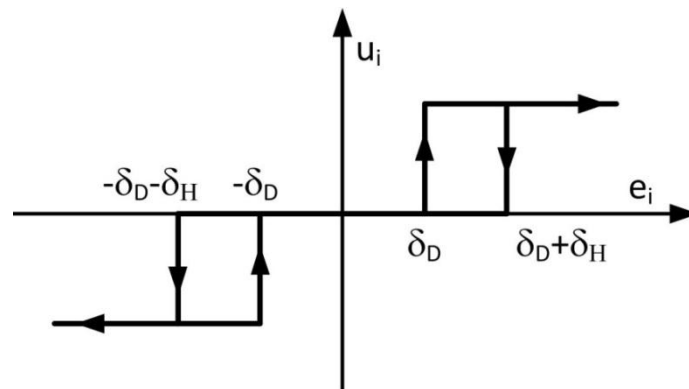
## **Warstwa sterowania bezpośredniego**

Warstwa sterowania bezpośredniego (rys. 8) to część układu regulacji sekcji (rys. 6), która na podstawie sygnałów z części nadrzędnej realizuje sterowanie zaworami hydraulicznymi w celu wykonania określonych funkcji. Ta warstwa sterowania jest odpowiedzialna za pomiary i generowanie sygnałów sterujących. W tej warstwie na podstawie zmierzonych przemieszczeń siłowników hydraulicznych  $p_i$ , kątów  $\alpha_i$  oraz wartości zadanych  $s_{zi}$ , wyznaczone są sygnały sterujące  $u_i$ , które sterują bezpośrednio zaworami hydraulicznymi sekcji.



Rys. 8. Schemat blokowy warstwy sterowania bezpośredniego sekcji

Na schemacie blokowym przedstawionym na rysunku 8 pokazano obiekt (pojedyncza sekcja), regulatory  $K_i$ , gdzie indeks  $i$  oznacza numer stojaka. Regulator  $K_i$  na podstawie uchybu  $e_i$  oraz funkcji przedstawionej na rysunku 9 wyznacza sygnał sterujący  $u_i$ . Sygnał ten jest mnożony przez  $w_i$  z regulatora nadrzędnego. Dzięki takiej strukturze, regulator nadrzędny, może nadzorować pracę całej obudowy i w zależności od potrzeb korygować sterowanie warstwy sterującej. Zastosowanie strefy nieczułości ma na celu zmniejszenie ilości przełączeń generowanych przez regulator. Dzięki tej strefie rozdzielacze hydrauliczne będą sterowane tylko po zwiększeniu uchybu do wartości wykraczającej poza strefę nieczułości oczywiście w takim przypadku pogarsza się dokładność sterowania, jednak głównym celem sterowania nie jest osiągnięcie pozycji a podporności. Pętle histerezy na krańcach strefy nieczułości mają na celu dodatkowe odfiltrowanie zakłóceń pomiarowych.



Rys. 9. Regulator z strefą martwą oraz histerezą

### 3. Podsumowanie

Zasadniczym założeniem dla konstrukcji sekcji zmechanizowanej obudowy nowego typu jest wykorzystanie do realizacji poszczególnych cykli jej pracy elektrohydraulicznego systemu sterowania pracującego automatycznie lub półautomatycznie. Takie podejście wynika ze specyficznej struktury kinematycznej sekcji oraz liczby zastosowanych siłowników hydraulicznych (stojaków). Zgodnie z przyjętymi założeniami zastosowanie automatycznego systemu sterowania gwarantuje kontrolę ruchu sekcji obudowy poprzez kontrolę przemieszczenia stojaków. Dzięki temu zapewniona jest prostopadłość stojaków głównych do

spągnicy, a co za tymi idzie maksymalna podporność obudowy oraz równoległość stropnicy do spągnicy w czasie rabowania i rozpierania obudowy. Ponieważ aktualnie w zmechanizowanych obudowach ścianowych stosowane są złożone układy automatycznego sterowania całym kompleksem postanowiono wykorzystać już opracowane układy. Ze względu na fakt, że bezpośrednia adaptacja tych rozwiązań jest niemożliwa zdecydowano o wprowadzeniu dodatkowego modułu sterującego mającego na celu realizację algorytmów sterowania dostosowanych do specyficznej struktury kinematycznej nowej obudowy. Dzięki temu dalsze prace badawcze skoncentrowano na opracowaniu algorytmów sterowania obudową oraz syntezą układu sterowania, a standardowe funkcje obudowy realizowano w oparciu o dostępne na rynku elementy sterowania kompleksem ścianowym.

**Projekt zrealizowano w ramach Programu Badań Stosowanych finansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.**

## Literatura

- [1] Krauze K., Bołoz Ł.: Eksploatacja cienkich pokładów węgla kamiennego. Wybrane problemy eksploatacji węgla i skał zwięzłych. Praca zbiorowa pod kierunkiem Krzysztofa Krauze, Janusza Resia. Kraków: Wydawnictwa AGH, 2009. ISBN 83-915742-2-9
- [2] Krauze K., Bołoz Ł., Paszcza H.: Czy warto poszukiwać nowych technologii eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego w Polsce? *Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze* 3/2015
- [3] Gospodarczyk P. i inni.: Wybrane zagadnienia modelowania procesów urabiania, ładowania i odstawy w kompleksach ścianowych. Kraków: Wydawnictwa AGH, 2015. ISBN 978-83-7464-761-8
- [4] Patent PL 213664 B1. Sekcja ścianowej zmechanizowanej obudowy podporowej
- [5] PN-EN 1804-1:2004. Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudów zmechanizowanych. Części I - III
- [6] Krauze K., Rączka W., Stopka G.: Zmechanizowana obudowa nowego typu do pokładów cienkich. *Maszyny Górnicze* 4/2016

# Dostosowanie sekcji obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz do zmieniających się warunków eksploatacji

dr inż. Marek Szyguła  
mgr inż. Joachim Stępor  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG  
mgr inż. Włodzimierz Mostek  
mgr inż. Zbigniew Lebda-Wyborny  
mgr inż. Damian Kazubiński  
HYDROMEL S.A.

## Streszczenie:

W artykule przedstawiono budowę i parametry techniczne sekcji obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz. Omówiono szczegóły i powody przeprowadzonych modernizacji. Przedstawiono najważniejsze informacje dotyczące warunków geologiczno-górnich w kolejnych lokalizacjach sekcji obudowy.

Słowa kluczowe: górnictwo, obudowa wyrobisk, sekcja obudowy zmechanizowanej, warunki geologiczno-górnice

Keywords: mining, support of workings, powered roof support unit, geological and mining conditions

## Abstract:

The construction and technical parameters of the HYDROMEL-16/35-POz powered roof support unit is presented in the paper. Details and reasons of modernisation are discussed. Key information on geological and mining conditions in subsequent localisations of powered roof support units is presented.

## 1. Wstęp

Sekcje obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz i jej wersja skrajna HYDROMEL-16/35-POz/BSN zostały opracowane w 2013 roku, na zamówienie Przedsiębiorstwa HYDROMEL S.A, gdzie finalnym odbiorcą była KWK Wieczorek, dla umaszynowania ściany 152 w pokładzie 510. Na podstawie wymagań przetargowych KOMAG przygotował dokumentację konstrukcyjną prototypu nowych sekcji obudowy. Wykonane na podstawie tej dokumentacji prototypy zaprezentowano przy udziale HYDROMEL S.A przedstawicielom kopalni. W trakcie prezentacji uzgodnione zostały szczegóły konstrukcyjne. Wszystkie uzgodnione zmiany wprowadzono do dokumentacji konstrukcyjnej oraz uwzględniono w sekcjach prototypowych. Dane sekcji obudowy zostały przekazane do Zakładu Technologii Eksploatacji i Obudów Górniczych Głównego Instytutu Górnictwa w celu potwierdzenia właściwego doboru parametrów sekcji do warunków geologiczno-górnich ściany 152. Prototypy poddane zostały badaniom w akredytowanym laboratorium badawczym. Dokumentacja wraz z wynikami badań prototypów została przekazana do Jednostki Notyfikowanej w celu uzyskania Certyfikatu Badania Typu WE. Taki system działania pozwala potwierdzić, iż typ obudowy jest w pełni sprawdzony pod względem bezpieczeństwa stosowania i dostosowany do warunków eksploatacji konkretnej ściany wydobywczej.

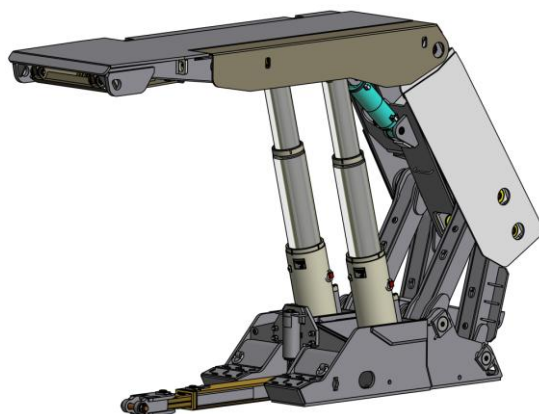
## 2. Charakterystyka sekcji obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz

Sekcje obudowy ścianowej zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz w wersji liniowej (rys. 1) oraz skrajnej (rys. 2) są dwustojakowymi, podporowo-osłonowymi sekcjami z lemniskatowym mechanizmem prowadzenia stropnicy. Przeznaczone są do podtrzymywania stropu w wyrobiskach ścianowych poziomych i nachylonych podłużnie do  $\pm 12^\circ$  oraz

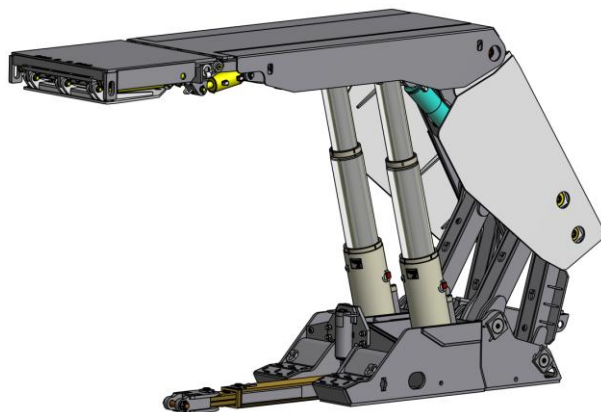


poprzecznie do  $\pm 12^\circ$ , wysokości od 1,8 do 3,4 m (1,9 do 3,4 m w warunkach tupań). Sekcje obudowy mogą współpracować ze stropami zasadniczymi zwięzłymi, średniozwięzłymi i kruchymi oraz spągami o wytrzymałości na ściskanie  $> 5,5$  MPa. Obudowa HYDROMEL-16/35-POz może być stosowana w pokładach zagrożonych i niezagrażonych tapaniami.

W ścianowym kompleksie zmechanizowanym obudowa HYDROMEL-16/35-POz może współpracować z różnymi przenośnikami ścianowymi oraz z kombajnami ścianowymi o zabiorze około 800 mm. Na skraju ściany w okolicach napędów przenośnika zabudowuje się, o ile to konieczne, sekcje obudowy HYDROMEL-16/35-POz/BSN (rys. 2), wyposażone w stropnice wychylno-wysuwne. Ze względu na organizację pracy w ścianie sekcje obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz pracują z tzw. „krokiem wstecz”, a sekcje obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz/BSN „bez kroku wstecz”.



Rys. 1. Sekcja liniowa obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz [opracowanie własne]



Rys. 2. Sekcja skrajna obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz/BSN [opracowanie własne]

Zwartość konstrukcji, duży stopień przykrycia stropu oraz przyległe sterowanie zapewniają prawidłową i ekonomiczną eksploatację, a przejście o szerokości minimum 600 mm pomiędzy zastawką przenośnika a sekcjami obudowy zapewnia duży komfort załozce zatrudnionej w ścianie. Sekcje obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz oraz sekcje obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz/BSN zostały zaprojektowane do pracy w wyrobiskach ścianowych zagrożonych wybuchami gazów i pyłów. Obudowa zmechanizowana zaliczona jest do urządzeń I grupy i kategorii M2, wg rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla

urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Sekcja obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz w wersji liniowej oraz skrajnej została zaprojektowana i skonstruowana w oparciu o Dyrektywę 2006/42/WE Parlamentu Europejskiego i Rady, co zapewnia bezpieczeństwo podczas jej transportu, montażu i eksploatacji.

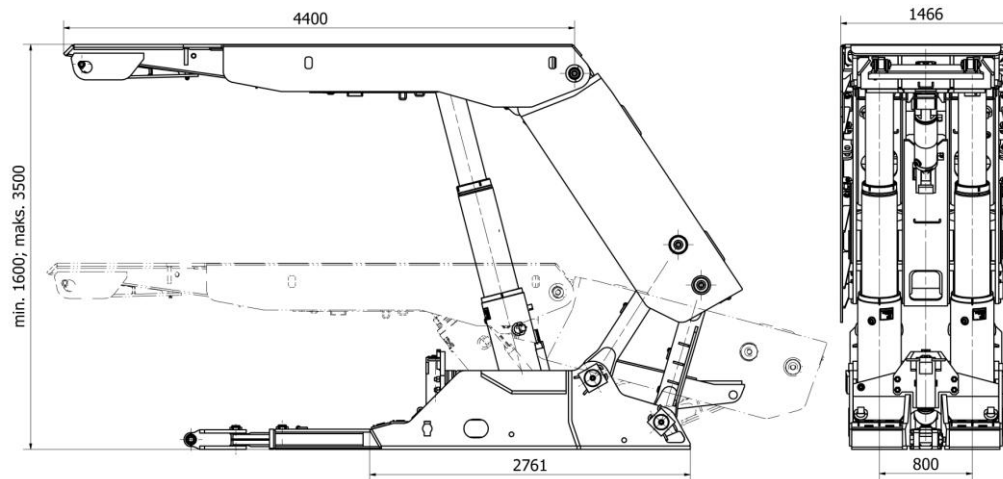
W obu wersjach sekcja obudowy wyposażona jest w hydrauliczny podnośnik spągnicy ułatwiający przesuwanie sekcji po grząskim spągu oraz w korekcję boczną na stropnicy i osłonie odzawałowej. Sekcja przygotowana jest do wyposażenia w korekcję boczną spągnicy. W celu przystosowania sekcji do pracy w ścianach o wysokości większej niż 2,4 m stropnice wyposażono w osłony czoła ściany.

**Podstawowe dane techniczne sekcji obudowy zmechanizowanej  
HYDROMEL-16/35-POz i HYDROMEL-16/35-POz /BSN [3]**

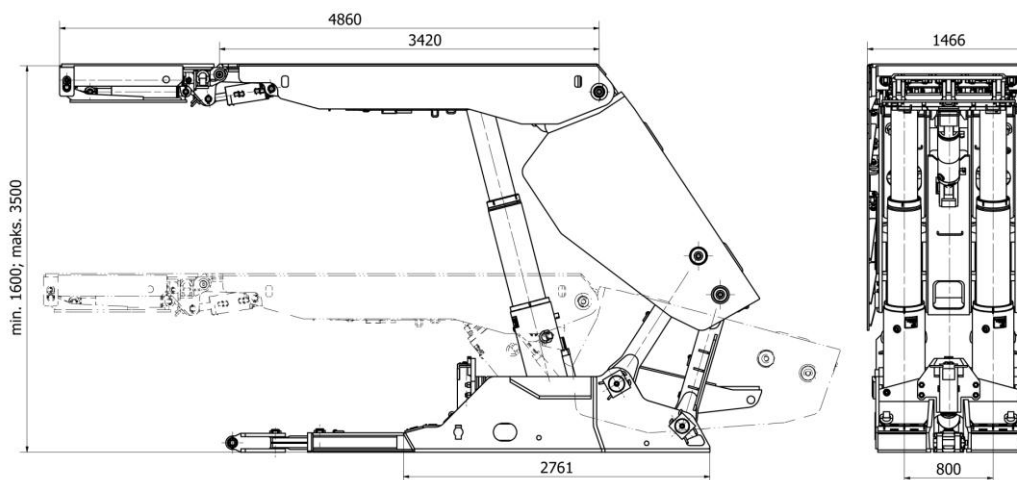
Tabela 1

Parametr	Wartość	Jednostka
Zakres wysokości sekcji obudowy	1,60÷3,50	m
Zakres wysokości pracy w pokładach zagrożonych tąpnięciami	1,90÷3,40	m
Zakres wysokości pracy w pokładach niezagrażonych tąpnięciami	1,80÷3,40	m
Nachylenie podłużne ściany	do $\pm 12^{\circ}$	
Nachylenie poprzeczne ściany	do $\pm 12^{\circ}$	
Liczba stojaków hydraulicznych w sekcji obudowy	2	-
Podziałka obudowy	1,5	m
Krok sekcji	0,8	m
Ciśnienie zasilania	25÷32	MPa
Podporność robocza stojaka	maks. 3,056	MN
Podporność wstępna stojaka (32 MPa / 25MPa)	maks. 2,573 / 2,010	MN
Podporność robocza sekcji HYDROMEL-16/35-POz sekcji HYDROMEL-16/35-POz/BSN	0,65÷0,75 0,55÷0,63	MPa
Podporność wstępna (32 MPa / 25 MPa) sekcji HYDROMEL-16/35-POz sekcji HYDROMEL-16/35-POz/BSN	0,55÷0,63 / 0,43÷0,49 0,46÷0,53 / 0,36÷0,41	MPa
Średnie naciski na spąg sekcji HYDROMEL-16/35-POz sekcji HYDROMEL-16/35-POz/BSN	1,98÷2,30	MPa
Średnie naciski na strop sekcji HYDROMEL-16/35-POz sekcji HYDROMEL-16/35-POz/BSN	0,75÷0,87 0,96÷1,13	MPa

Podstawowe wymiary sekcji obudowy HYDROMEL-16/35-POz przedstawiono na rysunku 3, a sekcji obudowy HYDROMEL-16/35-POz/BSN na rysunku 4.



Rys. 3. Podstawowe wymiary sekcji obudowy HYDROMEL-16/35-POz [3]



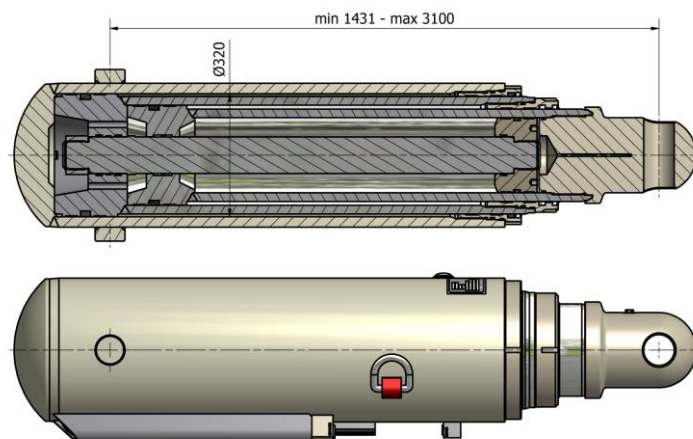
Rys. 4. Podstawowe wymiary sekcji obudowy HYDROMEL-16/35-POz/BSN [3]

Na rysunku 5 przedstawiono prototypy sekcji liniowej i skrajnej obudowy przygotowane do prezentacji użytkownikowi i badań laboratoryjnych.



Rys. 5. Prototypy sekcji obudowy HYDROMEL-16/35-POz i HYDROMEL-16/35-POz/BSN w siedzibie Przedsiębiorstwa HYDROMEL S.A. [1]

Sekcje obudowy zostały wyposażone w nowoczesne, dwustopniowe stojaki hydrauliczne o średnicy cylindra podstawowego 320 mm, bez multiplikacji ciśnienia w stopniu drugim. Budowę wewnętrzną stojaka przedstawia rysunek 6. W pokładach zagrożonych tąpniętami stojaki hydrauliczne mogą być wyposażone w dodatkowe zawory o dużej upustowości, podnoszące ich podatność.



Rys. 6. Stojak hydrauliczny sekcji obudowy HYDROMEL-16/35-POz i HYDROMEL-16/35-POz/BSN [7]

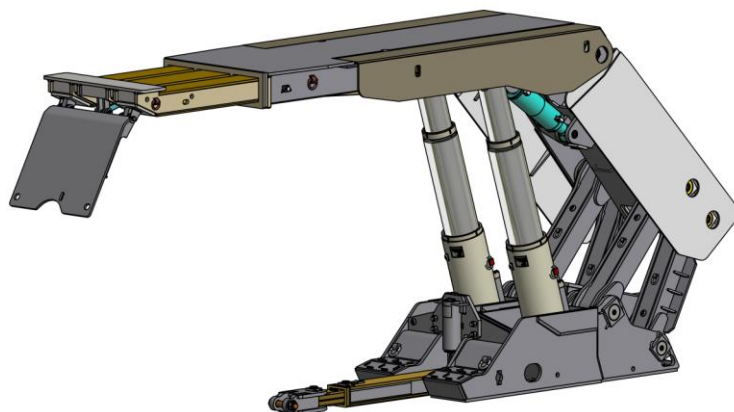
Wszystkie sekcje obudowy zostały wyposażone w elektroniczny system identyfikacji oparty o technologię RFID. System ten umożliwia pełną identyfikację podstawowych zespołów konstrukcyjnych sekcji oraz dokumentowanie przebiegu ich pracy z uwzględnieniem wszystkich czynników mających wpływ na trwałość konstrukcji. System jest wykorzystywany w procesie oceny stanu technicznego sekcji.

Wszystkie sekcje obudowy, zastosowane po raz pierwszy w ścianie 152 w pokładzie 510 zostały wyposażone w nowoczesny system monitoringu, umożliwiający ciągłą kontrolę ciśnienia w stojakach. Obserwacja ciśnienia prowadzona na chodniku podścianowym umożliwiała błyskawiczną reakcję na wszelkie nieprawidłowości współpracy sekcji z górotworem.

### 3. Modernizacje sekcji obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz

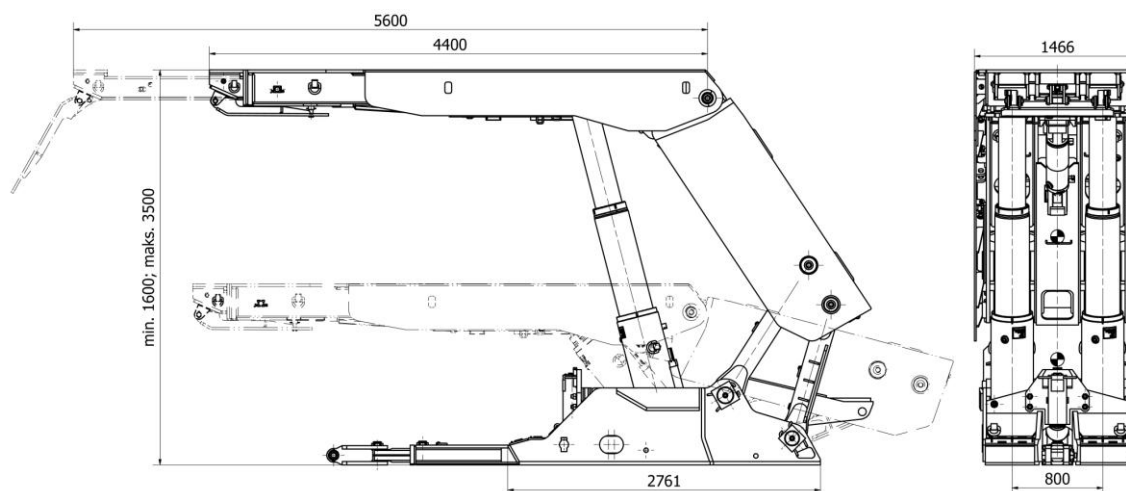
Sekcje obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz i HYDROMEL-16/35-POz/BSN zostały zaprojektowane do warunków ściany 152 w pokładzie 510, o wybiegu 695 m. Po zakończeniu jej eksploatacji z powodzeniem były stosowane w kolejnych ścianach KWK Wieczorek – kolejno 307b, 162 i w ubierce AD. W kolejnej planowanej lokalizacji sekcji w ścianie 151 w pokładzie 510, przewidziano problemy z utrzymaniem stropu w ścianie, stąd kopalnia postanowiła wyposażyć sekcje liniowe w stropnice wysuwne, umożliwiające natychmiastowe osłonięcie stropu po przejeździe kombajnu. W ITG KOMAG na zlecenie HYDROMEL S.A. przygotowano dokumentację modernizacji stropnicy. Zastosowano stropnicę wysuwną o możliwości wysunięcia o 1200 mm (rys. 7). Modernizacji poddano tylko część sekcji. Modernizację przeprowadziła firma będąca producentem pierwotnej wersji obudowy – Przedsiębiorstwo HYDROMEL S.A. Sekcja liniowa ze stropnicą wysuwną została oznaczona symbolem HYDROMEL-16/35-POz-1.

Sekcję ze zmodernizowaną stropnicą poddano badaniom typu. Badania laboratoryjne wykonano z założeniem pracy sekcji z całkowicie wysuniętą stropnicą. Instrukcja stosowania obudowy została uzupełniona o wersję liniową ze stropnicą wysuwną. Stropnica wysuwna w tej sekcji obudowy powinna być wykorzystywana w sytuacjach awaryjnych, przy problemach z utrzymaniem stropu przed sekcją. Na rysunku 7 przedstawiono model komputerowy sekcji wyposażonej w zmodernizowaną stropnicę.



Rys.7. Sekcja obudowy HYDROMEL-16/35-POz-1 (ze stropnicą wysuwną) [7]

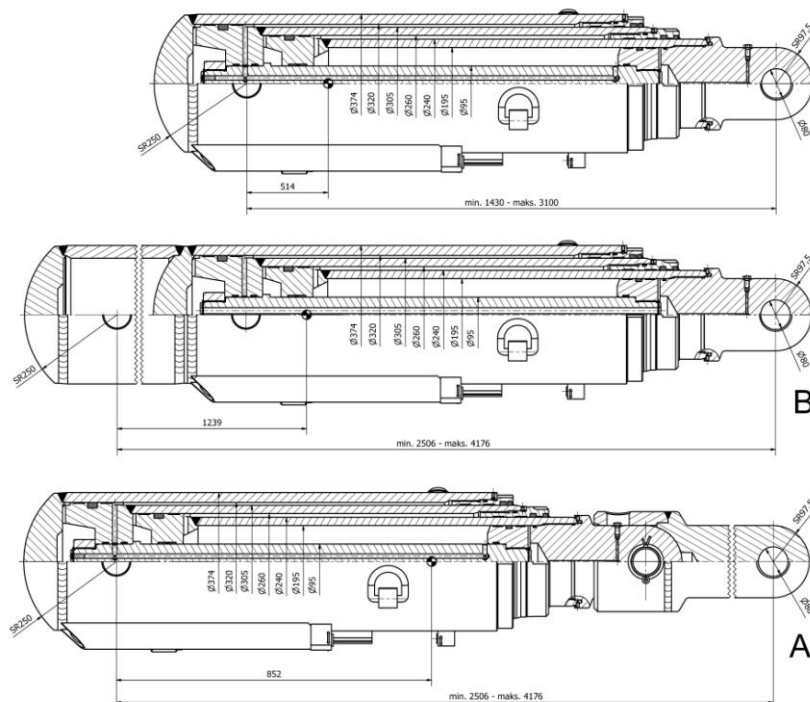
Wszystkie dane charakterystyki technicznej sekcji pozostały bez zmian. Podstawowe wymiary sekcji obudowy HYDROMEL-16/35-POz-1 przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Podstawowe wymiary sekcji obudowy HYDROMEL-16/35-POz-1 [4]

Sekcje obudowy HYDROMEL-16/35-POz i HYDROMEL-16/35-POz/BSN, które nie znalazły zastosowania w ścianie 151 w pokładzie 510, zostały przewidziane do zbrojenia ściany 172 również w pokładzie 510. Ściana ma osiągać wysokość do 4,5 m, więc sekcje obudowy należało poddać kolejnej modernizacji, tym razem polegającej na podwyższeniu zakresu wysokości. W ITG KOMAG przeanalizowano możliwości zmiany zakresu wysokości sekcji pod względem wytrzymałościowym i kinematycznym. Przyjęto zastosowanie nadstawek na spągnicy, podwyższających punkty mocowania łączników lemniskatowych i zmianę długości stojaków hydraulicznych. Rozważano dwie drogi zwiększenia długości stojaka, poprzez zastosowanie przedłużacza mechanicznego na

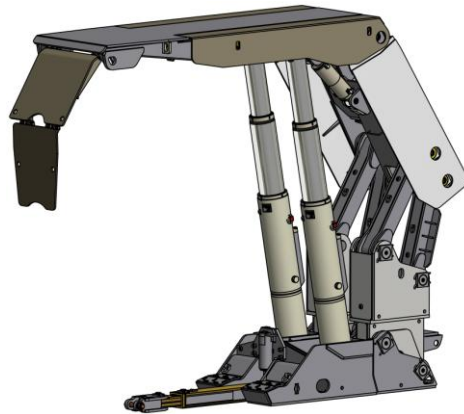
rdzenniku środkowym (wersja A na rysunku 9) lub poprzez wydłużenie cylindra dolnego stopnia (wersja B na rysunku 9).



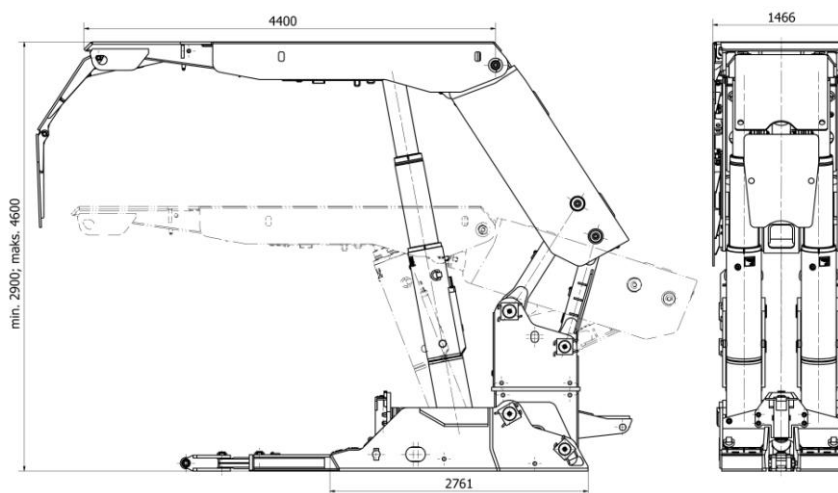
Rys. 9. Koncepcje zwiększenia długości stojaka hydraulicznego [opracowanie własne]

Ze względu na wytrzymałość konstrukcji przyjęto do realizacji wydłużenie cylindra podstawowego o 1076 mm, poprzez dospawanie rury do stopy stojaka. Dodatkową rurę zakończono nową stopą. Pozwoliło to na zminimalizowanie wzrostu naprężenia obliczeniowego w rurach stojaka do około 3%. Druga z koncepcji skutkowałą zwiększeniem naprężenia o około 18%. W wyniku postępowania przetargowego modernizacja została ponownie wykonana w Przedsiębiorstwie HYDROMEL S.A. W wyniku modernizacji powstała sekcja obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-29/46-POz i jej wersja skrajna HYDROMEL-29/46-POz/BSN. W dokumentacji konstrukcyjnej i w procesie certyfikacji typu przewidziano możliwość stosowania w tych sekcjach zmodernizowanych wcześniej stropnic sekcji liniowych (ze stropnicą wysuwną). Instrukcja dla tego typu obudowy obejmuje zatem trzy wersje sekcji: HYDROMEL-29/46-POz, HYDROMEL-29/46-POz/BSN i HYDROMEL-29/46-POz-1.

Na rysunku 10 przedstawiono model komputerowy sekcji liniowej po zmianie zakresu wysokości, na rysunku 11 natomiast, podstawowe wymiary sekcji liniowej po modernizacji. Ze względu na znacznie większą wysokość, sekcja została wyposażona w osłonę czoła ściany o większej długości. Zastosowano tu dwuczściową osłonę z ograniczeniem wychyłu części dolnej za pomocą specjalnej wkładki kształtowej. Rozwiązanie to pozwala na oparcie osłony czoła ściany płaszczyzną o ocios węglowy i jednocześnie umożliwia przyleganie osłony do stropnicy w pozycji zamkniętej.

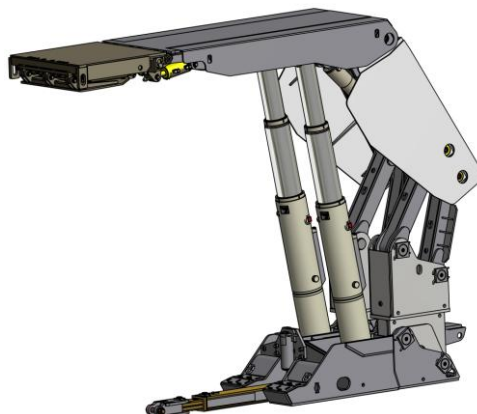


Rys. 10. Sekcja obudowy HYDROMEL-29/46-POz [9]

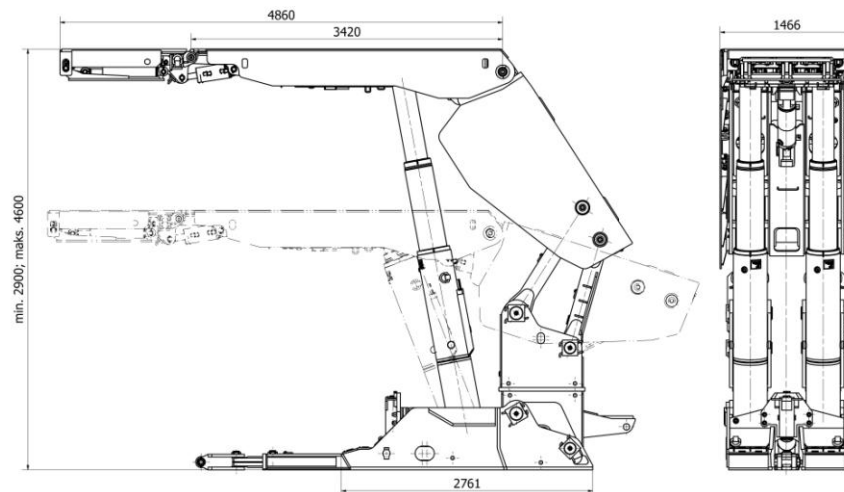


Rys. 11. Podstawowe wymiary sekcji obudowy HYDROMEL-29/46-POz [5]

Takiej samej modernizacji dokonano dla sekcji obudowy HYDROMEL-16/35-POz/BSN. Na rysunku 12 przedstawiono model komputerowy sekcji obudowy HYDROMEL-29/46-POz/BSN (skrajnej), a na rysunku 13 jej wymiary podstawowe.



Rys. 12. Model komputerowy sekcji obudowy HYDROMEL-29/46-POz/BSN [9]



Rys. 13. Podstawowe wymiary sekcji obudowy HYDROMEL-29/46-POz/BSN [5]

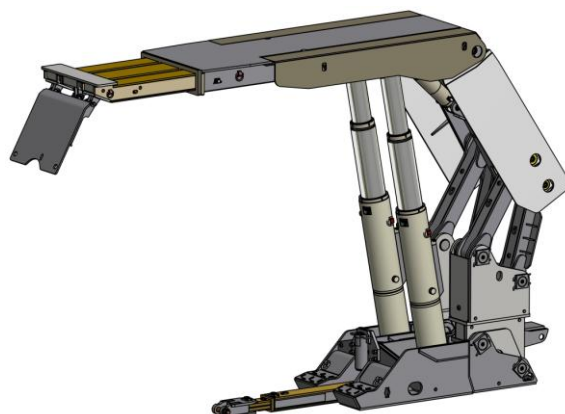
W przypadku tej modernizacji zmianie uległy też podstawowe dane techniczne sekcji. Dane, które uległy zmianie w wyniku modernizacji przedstawiono w tabeli 2.

**Podstawowe dane techniczne sekcji obudowy zmechanizowanej  
HYDROMEL-29/35-POz i HYDROMEL-29/46-POz /BSN  
(zmienione w wyniku modernizacji) [5]**

Tabela 2

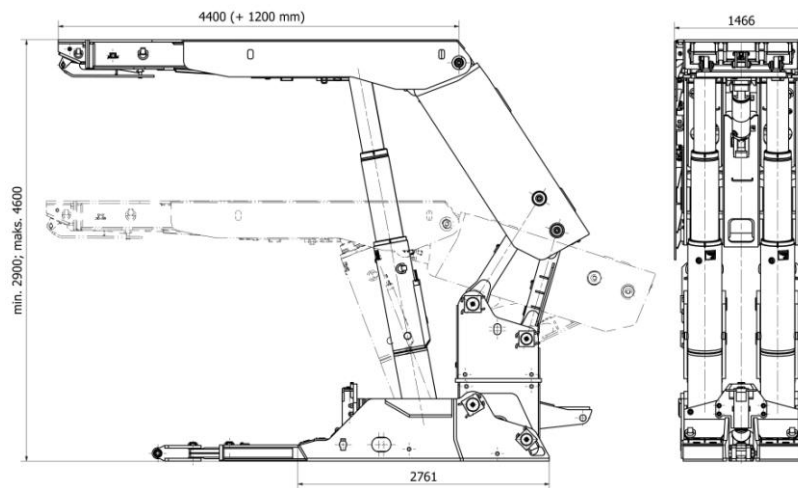
Parametr	Wartość	Jednostka
Zakres wysokości sekcji obudowy	2,90÷4,60	m
Zakres wysokości pracy w pokładach zagrożonych tąpnięciami	3,20÷4,50	m
Zakres wysokości pracy w pokładach niezagrażonych tąpnięciami	3,10÷4,50	m

W tej wersji sekcji liniowej obudowy również przewidziano możliwość stosowania zmodernizowanej wcześniej stropnicy. Na rysunku 14 przedstawiono model komputerowy sekcji obudowy HYDROMEL-29/35-POz-1, wyposażonej w stropnicę wysuwaną. Rysunek 15 przedstawia natomiast wymiary podstawowe tej sekcji.



Rys. 14. Model komputerowy sekcji obudowy HYDROMEL-29/46-POz-1 [9]





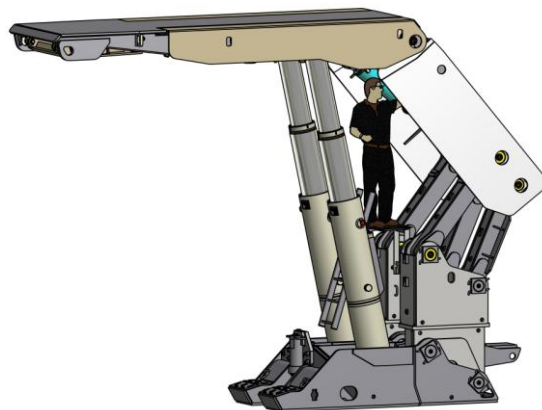
Rys. 15. Podstawowe wymiary sekcji obudowy HYDROMEL-29/46-POz-1 [5]

Na rysunku 16 przedstawiono prototypową wersję sekcji HYDROMEL-29/46-POz, przygotowaną do badań laboratoryjnych.



Rys. 16. Prototyp sekcji obudowy HYDROMEL-29/46-POz [1]

Tak wysoka sekcja obudowy stwarza problemy w przypadku wystąpienia awarii elementów zlokalizowanych w jej górnej części, np. awarii podpory stropnicy czy elementów układu sterowania. Nie zawsze w ścianie istnieje możliwość zrabowania sekcji do wysokości umożliwiającej dokonanie wymiany uszkodzonych części. W tym celu dla sekcji obudowy przygotowano specjalny podest, umożliwiający dokonanie naprawy przy sekcji rozpartej nawet do pełnej wysokości roboczej. Model komputerowy sekcji liniowej wraz z zamontowanym podestem przedstawiono na rysunku 17.



Rys. 17. Model komputerowy sekcji obudowy HYDROMEL-29/46-POz z zamontowanym podestem [6]

W części tylnej sekcji zamontowano na łącznikach lemniskatowych specjalną, elastyczną osłonę zapobiegającą przedostawaniu się skał zawałowych do wnętrza sekcji (rys. 16). Znajdujące się pod osłoną nadstawki spągnicy zaopatrzone zostały w części środkowej w blachy osłonowe, pełniące tą samą funkcję.

#### **4. Użytkowanie sekcji obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz i jej zmodernizowanych wersji w KWK Wieczorek**

Sekcje obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz i HYDROMEL-16/35-POz/BSN po raz pierwszy zostały zastosowane w KWK Wieczorek w ścianie 152, w pokładzie 510, w liczbie 147 sztuk, spośród których 6 sekcji, po trzy skrajne od strony napędów, były sekcjami ze stropnicami wychylno-wysuwными. Sekcje w ścianie zabudowane były w podziałce 1,5 m. Eksploatację tej ściany prowadzono w okresie od lipca 2013 roku do marca 2014 roku. Ściana 152 eksploatowała w początkowym okresie III, górną warstwę pokładu 510. Po około 100 m wybiegu ściana schodziła do II, środkowej warstwy pokładu, pod zroby wcześniejszej eksploatacji. Pokład w rejonie ściany 152 charakteryzował się początkową miąższością od 8,0 m do 10,4 m. W całym okresie eksploatacji ściana miała 220 m długości. Wybieg ściany wyniósł 695 m, przy wysokości zmieniającej się w zakresie od 1,9 do 3,0 m. Ściana prowadzona była w trudnych warunkach, przy zagrożeniu tąpnięciami I i III stopnia. Pomimo trudnych warunków eksploatacji w ścianie już w początkowym okresie uzyskiwano wydobycie na poziomie 4 do 5 tys. ton na dobę. Sekcje obudowy współpracowały w tej ścianie z przenośnikiem ścianowym Nowomag PSZ-850 i kombajnem ścianowym KSW-880 EU. Konstrukcja sekcji obudowy umożliwiła uzyskanie szerokiego, komfortowego przejścia przez ścianę (rys. 18). W okresie eksploatacji ściany nie zanotowano uszkodzeń zespołów konstrukcji spawanej sekcji. Wymieniano natomiast elementy hydrauliki siłowej i sterowniczej. Ze względu na stwierdzone nieszczelności wymieniono 4 stojaki hydrauliczne, 3 przesuwники sekcji, 2 siłowniki wysuwu stropnicy sekcji skrajnej i 3 siłowniki osłony czoła ściany. Po zakończeniu eksploatacji ściany dokonano oceny stanu technicznego wszystkich sekcji. Ocena nie ujawniła kolejnych uszkodzeń zespołów sekcji obudowy. Zdaniem kierownictwa kopalni, zastosowana w ścianie obudowa miała ogromny wpływ na osiąganą wydajność i stopień bezpieczeństwa prowadzonej eksploatacji.



Rys. 18. Ściana 152 w trakcie eksploatacji [2]

Po przeprowadzonej ocenie stanu technicznego większość sekcji liniowych i wszystkie sekcje skrajne zostały ulokowane w ścianie 307b, w III warstwie pokładu 510. W ścianie tej sekcje obudowy HYDROMEL-16/35-POz współpracowały z sekcjami obudowy zmechanizowanej FAZOS-20/36-POz oraz z kombajnem ścianowym KSW 880 EU i przenośnikiem ścianowym Nowomag PSZ-850. Długość ściany zmieniała się wraz z wybiegiem, od początkowych 275 m do 100 m w końcowej fazie eksploatacji. Wybieg ściany wyniósł 855 m, przy wysokości zmieniającej się w zakresie od 1,9 do 3,0 m. Nachylenie podłużne w ścianie wynosiło  $4^\circ$ , a poprzeczne  $1\div 8^\circ$ . Ściana eksploatowana od lipca 2014 roku do maja 2015 roku, prowadzona była w trudnych warunkach, przy zagrożeniu tapaniami III stopnia. W okresie eksploatacji ściany nie zanotowano uszkodzeń zespołów konstrukcji spawanej sekcji. Sporadycznie wymieniano natomiast elementy hydrauliki siłowej i sterowniczej. Ze względu na stwierdzone nieszczelności wymieniono 6 stojaków hydraulicznych, 10 przesuwników sekcji, 4 siłowniki wysuwu stropnicy sekcji skrajnej, 5 siłowników osłony czoła ściany i 2 siłowniki podnoszenia spągnicy. Po zakończeniu eksploatacji ściany dokonano oceny stanu technicznego wszystkich sekcji. Ocena nie ujawniła kolejnych uszkodzeń zespołów sekcji obudowy.

W kolejnej ścianie w II warstwie tego samego pokładu ponownie zastosowano wszystkie sekcje obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz i HYDROMEL-16/35-POz/BSN (147 liniowych i 6 skrajnych). W tej ścianie sekcje obudowy HYDROMEL-16/35-POz współpracowały z sekcjami obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-HYDROTECH-18/31-POz/Pp oraz z kombajnem ścianowym KSW 880 EU i przenośnikiem ścianowym Nowomag PSZ-850. Długość ściany na całym wybiegu wynosiła 225 m. Wybieg ściany wyniósł 705 m, przy wysokości zmieniającej się w zakresie od 1,9 do 3,4 m. Nachylenie podłużne w ścianie wynosiło  $1^\circ$ , a poprzeczne  $1\div 8^\circ$ . Ściana eksploatowana od lipca 2015 roku do lutego 2016 roku, prowadzona była w trudnych warunkach, przy zagrożeniu tapaniami I i III stopnia. W okresie eksploatacji ściany nie zanotowano uszkodzeń zespołów konstrukcji spawanej sekcji. Sporadycznie wymieniano natomiast elementy hydrauliki siłowej i sterowniczej. Ze względu na stwierdzone nieszczelności wymieniono 6 stojaków hydraulicznych, 12 przesuwników sekcji, 5 siłowników wysuwu stropnicy sekcji skrajnej, 7 siłowników osłony czoła ściany i 3 siłowniki podnoszenia spągnicy. Po zakończeniu eksploatacji ściany

dokonano oceny stanu technicznego sekcji przewidzianych do zabudowy w kolejnej ścianie. Ocena nie ujawniła kolejnych uszkodzeń zespołów sekcji obudowy.

Tylko 21 sekcji liniowych zostało zabudowanych w kolejnej ścianie o długości 40 m, wysokości około 3 m i wybiegu 435 m, eksploatowanej w okresie od kwietnia 2016 roku do sierpnia 2016 roku. Ścianą tą była ubierka AD, prowadzona w III (górnej) warstwie pokładu 510, wyposażona oprócz sekcji HYDROMEL-16/35-POz w sekcje obudowy HYDROMEL-HYDROTECH-18/31-POz/Pp oraz z kombajn ścianowy BESA-150L i przenośnik ścianowy Nowomag PSZ-750. Ściana była prowadzona przy zagrożeniu tapaniami I stopnia. Nachylenie podłużne w ścianie wynosiło  $0\div 4^\circ$ , a poprzeczne  $2\div 8^\circ$ .

Aktualnie 73 sekcje obudowy HYDROMEL-16/35-POz-1 (ze stropnicą wysuwną), wraz z sekcjami obudowy HYDROMEL-HYDROTECH-18/31-POz/Pp, IWENT 18/30-POz oraz IWENT 18/30-POz/BSN, pracują w ścianie 151 w dolnej, przyspągowej warstwie pokładu 510 o miąższości  $1,2\div 3,2$  m. Ściana jest prowadzona pod zrobami zawałowymi II i III warstwy pokładu i jest zagrożona tapaniami. Pozostałe sekcje w wersji podwyższonej (HYDROMEL-29/46-POz i HYDROMEL-29/46-POz/BSN), wraz z sekcjami obudowy TAGOR-23/46-POz, FRS-24/46-2x3460-1 oraz FRS-24/46-2x3460-3, są lokowane w ścianie 172 w pokładzie 510. Eksploatacja będzie prowadzona w II (środkowej) i I (przyspągowej) warstwie pokładu. Wysokość ściany będzie wynosiła do 4,5 m. Łączna miąższość pozostawionej do eksploatacji warstwy pokładu wynosi od 4,2 do 7,4 m. W polu ściany 172 w latach 2010÷2015 prowadzono eksploatację III (przystropowej) warstwy pokładu 510 ścianą 307b. Planowane jest uruchomienie ściany w listopadzie 2016 roku.

## 5. Podsumowanie

Sekcje obudowy zmechanizowanej HYDROMEL-16/35-POz, HYDROMEL-16/35-POz/BSN i HYDROMEL-16/35-POz-1 były eksploatowane w trudnych warunkach, we wszystkich warstwach pokładu. W każdej lokalizacji zapewniały komfort i poczucie bezpieczeństwa obsłudze ściany, dzięki właściwej współpracy z górotworem i dużej szerokości przejścia. Dzięki skutecznym osłonom czoła ściany, odspajający się od czoła ściany węgiel nie stwarzał zagrożenia dla osób przemieszczających się pomiędzy przenośnikiem i sekcjami obudowy. W odczuciu kierownictwa i załogi kopalni obudowa we wszystkich odmianach spełniła wszystkie stawiane jej oczekiwania, zarówno pod względem zaprojektowania, jak i samego wykonawstwa.

## Literatura

- [1] Dokumentacja fotograficzna ITG KOMAG
- [2] Film prezentowany przez producenta obudowy, firmę HYDROMEL S.A., na Międzynarodowych Targach Górniczo-Przemysłowych Energetycznego i Hutniczego w 2013 roku
- [3] Instrukcja, Obudowa ścianowa zmechanizowana HYDROMEL-16/35-POz, HYDROMEL-16/35-POz/BSN, W31.263IOR, W31.264IOR, wydanie 1, kwiecień 2013
- [4] Instrukcja, Obudowa ścianowa zmechanizowana HYDROMEL-16/35-POz, HYDROMEL-16/35-POz/BSN, W31.263IOR, W31.264IOR, wydanie 2 uzupełnione o wersję HYDROMEL-16/35-POz-1, W31.263.01IOR, kwiecień 2016

- [5] Instrukcja, Obudowa ścianowa zmechanizowana HYDROMEL-29/46-POz, HYDROMEL-26/46-POz/BSN, HYDROMEL-29/46-POz-1, W31.286IOR, W31.288IOR, W31.286.01IOR, wydanie 1, wrzesień 2016
- [6] Mazurek K. i in.: Podest serwisowy sekcji obudowy zmechanizowanej. Opracowanie koncepcji i dokumentacji technicznej podestu wspomagającego prace serwisowe w sekcji obudowy zmechanizowanej eksploatowanej w pokładach wysokich. ITG KOMAG, Gliwice 2016 (materiały niepublikowane)
- [7] Jenczyk D. i in.: Nowe rozwiązania techniczne sekcji obudowy zmechanizowanej dla zróżnicowanych warunków eksploatacji. Opracowanie koncepcji i dokumentacji konstrukcyjnej dwustopniowego stojaka hydraulicznego bez zaworu dennego (podporność robocza powyżej 3000 kN) dla sekcji o zakresie wysokości do 3,5 m. ITG KOMAG, Gliwice 2013 (materiały niepublikowane).
- [8] Szyguła M. i in.: Nowe rozwiązania techniczne sekcji obudowy zmechanizowanej dla zróżnicowanych warunków eksploatacji. Opracowanie koncepcji rozwiązań technicznych modernizacji sekcji obudowy o geometrycznym zakresie wysokości od 1,6 do 3,5 m - przekształcenie stropnicy jednolitej w stropnicę wysuwną (obliczenia, projekt roboczy w formie modeli 3D). ITG KOMAG, Gliwice 2016 (materiały niepublikowane)
- [9] Szyguła M. i in.: Obudowa zmechanizowana 29/46-POz. Opracowanie koncepcji rozwiązań technicznych sekcji obudowy o geometrycznym zakresie wysokości do 4,6 m. ITG KOMAG, Gliwice 2016 (materiały niepublikowane)

### *Czy wiesz, że ....*

*...Indie są jednym z pięciu krajów najbardziej zasobnych w węgiel - po USA, Rosji, Chinach i Australii. Zapasy węgla w Indiach wynoszą 60,6 mld t, co stanowi 6,8% rezerw globalnych. Krajowa produkcja to około 667 mln t rocznie. Jest to trzeci światowy wynik po Chinach i USA. Jednak znacznie większe są potrzeby indyjskiej gospodarki, a przede wszystkim energetyki opartej na węglu. Zużycie węgla w 2014 roku wyniosło 827 mln t. Wielkość dostaw ratuje w tej chwili import, a problemy kopalń powiększa złe zarządzanie i potworna biurokracja w indyjskim górnictwie i energetyce. W efekcie - jak pokazują szacunki Banku Światowego - jedna czwarta z 1,2 mld mieszkańców Indii nie ma dostępu do prądu elektrycznego. Sytuację poprawi być może węgiel z nowej największej głębinowej indyjskiej kopalni, wchodzącej w skład państwowej kompanii Singareni Colliery Coal Ltd. (SCCL).*

*Hydraulics & Pneumatics 2016 nr 10 s.38*

## Przyczyny asymetrii podporności stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej w świetle badań dołowych

dr inż. Arkadiusz Pawlikowski  
Politechnika Śląska

### Streszczenie:

Asymetryczne obciążenie sekcji obudowy zmechanizowanej może spowodować pogorszenie warunków utrzymania stropu wskutek jego zginania wzdłuż ściany oraz powoduje skręcanie stropnicy i osłony odzawałowej oraz zginanie łączników lemniskatowych. W artykule podjęto próbę, mającą na celu ustalenie przyczyn niesymetrycznego obciążenia stojaków sekcji obudowy. Na podstawie wyników badań dołowych przeanalizowano wpływ zróżnicowania podporności wstępnej na podporność stojaków sekcji obudowy oraz podporności sekcji sąsiednich na obciążenie stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej.

### Abstract:

Asymmetric load on the powered roof support's may result in the deterioration of the roof bearing capacity conditions. This occurs due to bending along the longwall and causes the torsion of the canopy and the caving shield as well as the bending of the lemniscate connectors. The article is an attempt to determine the causes of the asymmetrical load exerted on the props of the support section. Based on underground tests results, the impact of different initial load bearing capacities on the bearing capacity of props of the support section has been analyzed. The article also provides the analysis of the impact of load bearing capacity of neighbouring sections on the load exerted on the props of the powered roof support.

Słowa kluczowe: sekcja obudowy zmechanizowanej, podporność wstępna, podporność

Keywords: powered support unit, setting load, load bearing capacity

## 1. Wprowadzenie

Na podporność sekcji obudowy zmechanizowanej istotnie wpływają czynniki eksploatacyjne, do których należą przede wszystkim uzyskiwana podporność wstępna, zróżnicowanie rozparcia stojaków w sekcji oraz w sekcjach sąsiednich. Czynniki te powodują również nierównomierne obciążanie stojaków sekcji obudowy. Asymetryczne obciążenie stojaków sekcji powoduje skręcanie stropnicy i osłony odzawałowej oraz zginanie łączników lemniskatowych. Może to skutkować uszkodzeniem lub nawet zniszczeniem tych elementów sekcji. Przykładem takiego uszkodzenia może być np. pęknięcie spoiny osłony odzawałowej [5]. Tak więc, wiedza w tym zakresie niezbędna jest zarówno do prawidłowego doboru sekcji obudowy zmechanizowanej do danych warunków geologiczno-górnich, zapewniającego prawidłową współpracę sekcji obudowy z górotworem, jak również do maksymalnego ograniczenia niekorzystnego zjawiska jakim jest niesymetryczne obciążenie sekcji obudowy zmechanizowanej.

W aspekcie prawidłowego utrzymania stropu wyrobiska bardzo ważnym czynnikiem jest prawidłowy dobór podporności wstępnej [1, 8, 12], która ma za zadanie nie tylko nie dopuścić do rozwarstwienia skał stropowych, ale również spowodować scalenie już rozluźnionych skał stropu bezpośredniego, przez co zwiększa się ich samonośność [3, 7]. Stwierdzono, że podporność wstępna powinna być jednoznacznie określona do danych warunków stropowych, gdyż zbyt duża wartość podporności wstępnej powodować może niszczenie skał stropu bezpośredniego utworzonego ze skał słabych, a zbyt mała, prowadzi do wzrostu prędkości osiadania stropu i jego rozluźnienia [4].

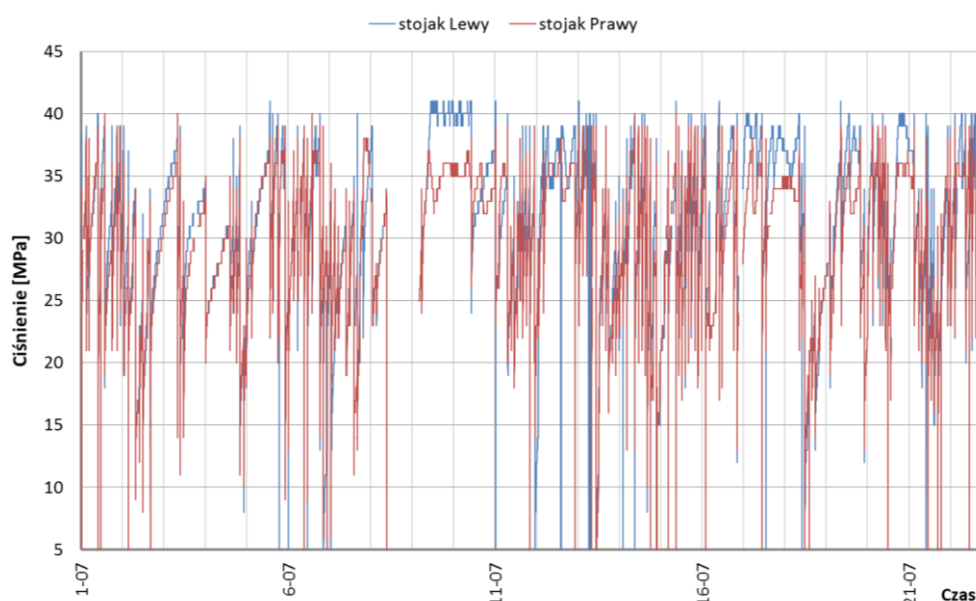
Równie ważnym problemem dotyczącym podporności wstępnej jest uzyskanie jej wymaganej wartości przez wszystkie sekcje obudowy zmechanizowanej w ścianie, jak i poszczególne stojaki danej sekcji. Dla zapewnienia jednakowej podporności wstępnej stosuje się układy sterowania z układem wtórnego doładowania stojaków, zapewniające uzyskanie w stojakach zadanej wartości ciśnienia wstępnego lub ciśnienia zasilania [2, 6]. Jednak w przypadku stropów kruchych uzyskanie ciśnienia wstępnego równego ciśnieniu zasilania może spowodować niszczenie warstw stropu bezpośredniego, dlatego operatorzy wyłączają układ wtórnego doładowania, co prowadzi do zróżnicowania podporności wstępnej wzdłuż długości ściany.

Błędy w sterowaniu sekcjami obudowy, które sprowadzają się głównie do rozparcia ich ze zbyt niskim ciśnieniem wstępnym, zróżnicowaniem rozparcia stojaków sekcji i sekcji sąsiednich, wynikają przede wszystkim ze zbyt krótkiej realizacji funkcji rozpierania stojaków i mogą prowadzić do asymetrii podporności stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej.

Biorąc pod uwagę powyższe, w artykule, podjęto próbę mającą na celu ustalenie przyczyn niesymetrycznego obciążenia stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej.

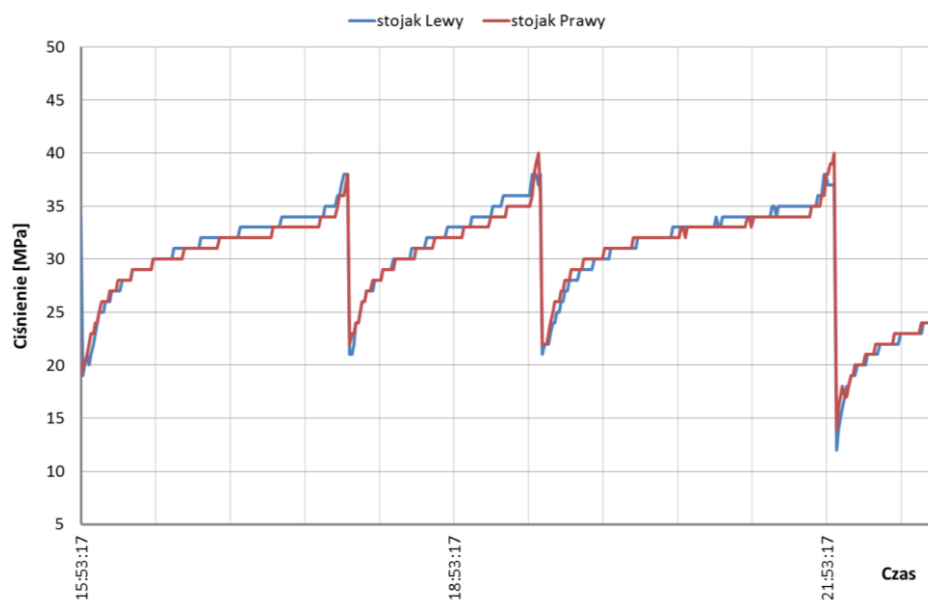
## 2. Metodyka postępowania badawczego [10]

Badania eksploatacyjne przeprowadzono w ścianie o wysokości  $1,65 \div 1,85$  m prowadzonej z zawałem stropu. Ściana wyposażona była w sekcje obudowy zmechanizowanej XXX-10/20-POz i bezprzewodowy system monitorowania ciśnienia, który rejestrował ciśnienie we wszystkich stojakach. Na potrzeby analizy, spośród wszystkich sekcji obudowy stosowanych w ścianie, wybrano 80 sekcji zabudowanych w środkowej części ściany, położone w odległości większej od około 1/4 długości ściany od chodnika przyścianowego, celem uniknięcia wpływu wynikającego z sąsiedztwa chodników przyścianowych. Dzięki ciągłemu monitorowaniu ciśnienia w przestrzeniach roboczych stojaków uzyskano przebiegi czasowe zmiany ciśnienia, które posłużyły do dalszej analizy (rys. 1).

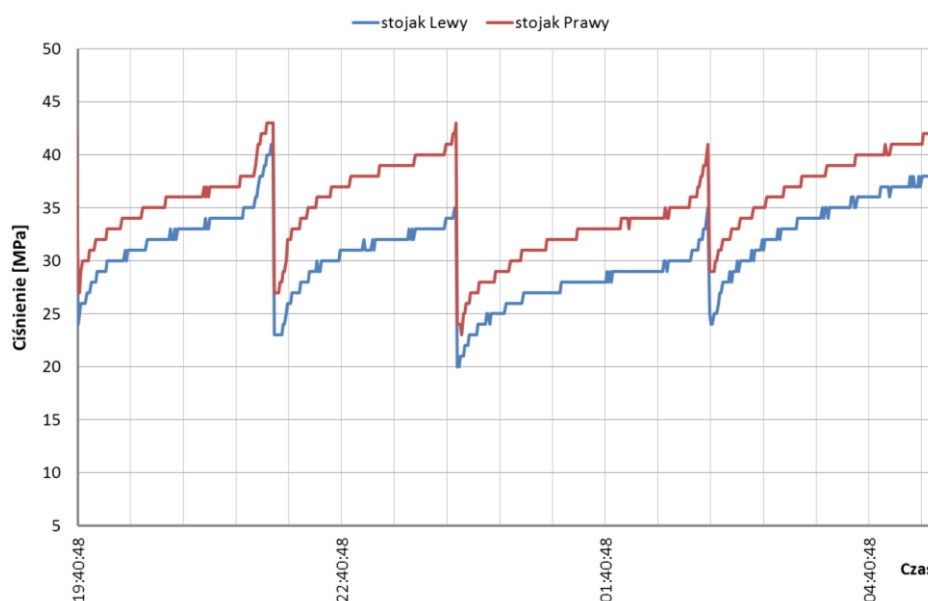


Rys. 1. Przykładowy przebieg zmian ciśnienia w przestrzeniach podłokowych stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej w kilku kolejnych dniach [opracowanie własne]

Każdy cykl obciążenia sekcji rozpatrywano oddzielnie, przy rozciągniętej osi czasu, co pozwoliło na szczegółową analizę zarejestrowanych przebiegów. Weryfikacja wstępna wyników polegała na odrzuceniu przebiegów czasowych zmiany ciśnienia, które wskazywały na stany awaryjne stojaków związane na przykład z ich nieszczelnością. Do dalszej analizy zakwalifikowano przebiegi czasowe cykli pracy sekcji, które charakteryzowały się wzrostem ciśnienia w obu stojakach sekcji obudowy zmechanizowanej, niezależnie od charakteru narastania ciśnienia w przestrzeniach roboczych obu stojaków (cykle obciążenia sekcji charakteryzujące się równomiernym – rysunek 2 lub nierównomiernym rozparciem stojaków – rysunek 3). Brano pod uwagę zarówno cykle obciążenia, w trakcie których sekcje rozpierane były prawidłowo (ustalonym dla danej sekcji obudowy ciśnieniem wstępnym), jak i te które rozpoczynały się ciśnieniem wstępnym mniejszym od ciśnienia dostępnego w magistrali zasilającej.



Rys. 2. Równomierne narastanie ciśnienia w przestrzeniach roboczych obu stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej [10]



Rys. 3. Cykle obciążenia sekcji charakteryzujące się nierównomiernym rozparciem stojaków [10]



Na potrzeby analizy wyznaczono czasy cykli obciążenia  $t_c$  sekcji zakwalifikowanych do analizy i sporządzono rozkład częstości ich występowania. Na podstawie uzyskanych rozkładów, stwierdzono, że zdecydowana większość cykli mieści się w przedziale  $60 \div 180$  min. Cykle obciążenia sekcji mieszczące się w tym przedziale odpowiadają średniej prędkości posuwu kombajnu  $1,3 \div 4$  m/min, przy długości ściany, w której zabudowane były analizowane sekcje, wynoszącej 235 m, a więc normalnemu przebiegowi procesu technologicznego w ścianie niskiej. Cykle te zostały podzielone na dwie grupy o różnej długości czasu ich trwania [10]. Pierwszą grupę stanowiły cykle, których czas trwania wynosił od 60 do 120 min, co odpowiada normalnemu przebiegowi procesu technologicznego w ścianie niskiej, dla którego średnia prędkość posuwu kombajnu wynosi  $2 \div 4$  m/min. Natomiast drugą grupę stanowiły cykle o czasie trwania od 120 do 180 min. Grupa ta nie została odrzucona ze względu na to, że podczas badań często rejestrowano prędkości posuwu kombajnu wynoszące  $1,3 \div 2$  m/min.

Cykle obciążenia sekcji krótsze od 60 min stanowiły około 4% wszystkich analizowanych cykli. W trakcie ich trwania realizowane były operacje pomocnicze związane głównie z wyrównywaniem ściany w celu uzyskania prostoliniowości. Natomiast cykle o czasie dłuższym od 180 min związane były z dłuższymi postojami wynikającymi z uszkodzeń wyposażenia technicznego lub ze względów organizacyjnych. Stanowiły one około 16% wszystkich analizowanych cykli obciążenia sekcji. Ponieważ przedmiotem analizy jest obciążenie sekcji w trakcie niezakłóconej realizacji procesu technologicznego, cykle o czasie krótszym od 60 min i dłuższym od 180 min nie były analizowane.

### **3. Analiza wpływu uzyskanej podporności wstępnej oraz zróżnicowania rozparcia stojaków na podporność stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej**

Zróżnicowanie podporności wstępnej może wpływać na nierównomierne rozparcie stojaków danej sekcji obudowy, jak i poszczególnych sekcji wzdłuż długości ściany. W efekcie czego może dochodzić do pogorszenia warunków utrzymania stropu wskutek jego zginania wzdłuż ściany [9], co prowadzić może do niesymetrycznego obciążenia sekcji obudowy zmechanizowanej.

Na podstawie analizy przebiegów czasowych zmiany ciśnienia w stojakach sekcji obudowy zmechanizowanej zakwalifikowanych do analizy, zebrano dane dotyczące cykli pracy sekcji obudowy zmechanizowanej charakteryzujących się zróżnicowanym rozparciem bądź obciążeniem końcowym stojaków sekcji. Za kryterium nierównomierności przyjęto sytuacje, gdy różnica pomiędzy zmierzonymi wartościami ciśnienia w stojakach, w momencie rozpierania i w końcowej fazie cyklu obciążenia wynosiła więcej niż 4 MPa. Na rysunku 4 przedstawiono, dla poszczególnych sekcji obudowy, procentowy udział cykli, w których stojaki były nierównomiernie obciążone w końcowej fazie cyklu. Zaobserwować można, że w przypadku cykli pracy, o czasie trwania z przedziału  $60 \div 120$  min, nierównomierne obciążenie stojaków na długości ściany, przedstawiało się następująco:

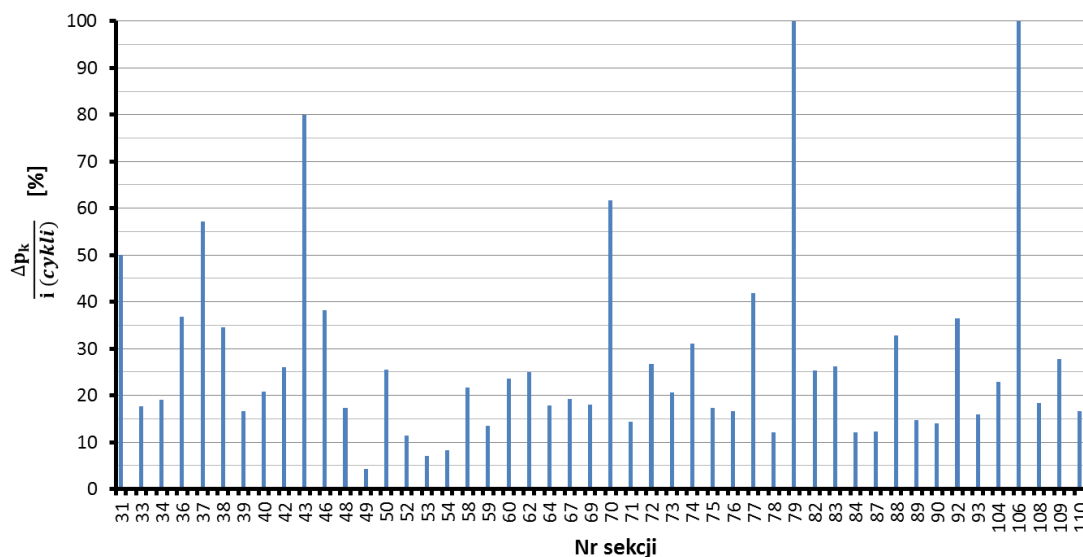
- 3 sekcje były nierównomiernie obciążone w mniej niż 10% analizowanych cykli,
- 26 sekcji było nierównomiernie obciążonych w  $10\% \div 25\%$  analizowanych cykli,
- 14 sekcji było nierównomiernie obciążonych w  $26 \div 50\%$  analizowanych cykli,

- 5 sekcji było nierównomiernie obciążonych w więcej niż 50% analizowanych cykli, z których 2 sekcje były nierównomiernie obciążone w każdym analizowanym cyklu.

W przypadku cykli pracy, o dłuższym czasie trwania (120 ÷ 180 min), nierównomierne obciążenie stojaków na długości ściany, kształtowało się następująco:

- 5 sekcji było nierównomiernie obciążonych w mniej niż 10% analizowanych cykli,
- 26 sekcji było nierównomiernie obciążonych w 10% ÷ 25% analizowanych cykli,
- 11 sekcji było nierównomiernie obciążonych w 26% ÷ 50% analizowanych cykli,
- 6 sekcji było nierównomiernie obciążonych w więcej niż 50% analizowanych cykli.

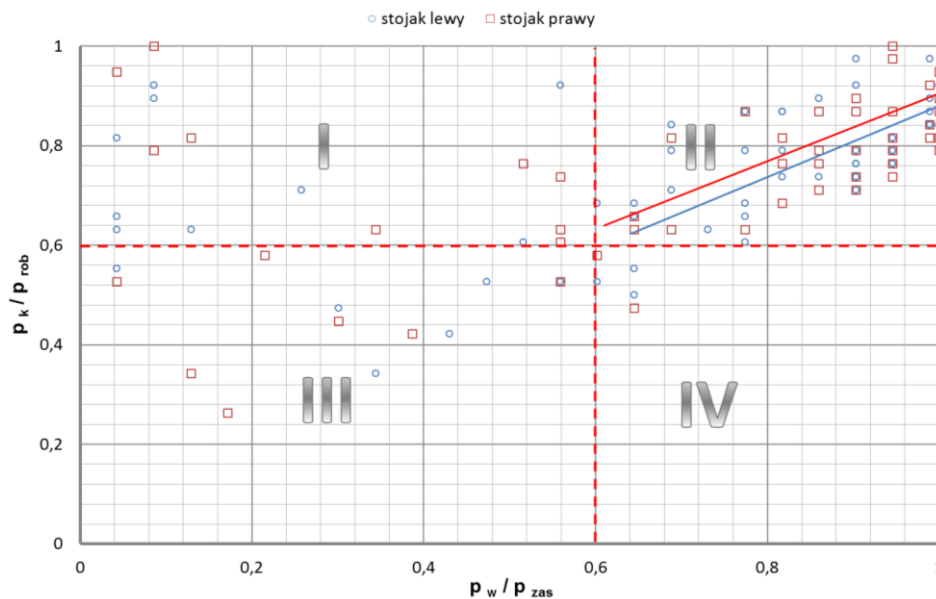
Przy doborze sekcji do analizy kierowano się oprócz kryterium położenia sekcji w ścianie także kompletnością danych pomiarowych. Kryterium kompletności dotyczyło uzyskania jak największej liczby prawidłowych przebiegów czasowych charakteryzujących się wzrostem ciśnienia w obu stojakach sekcji obudowy zmechanizowanej. Sekcje obudowy, dla których kompletność danych była znikoma, nie były analizowane, stąd na rysunku 4 widoczny jest brak numerów niektórych sekcji.



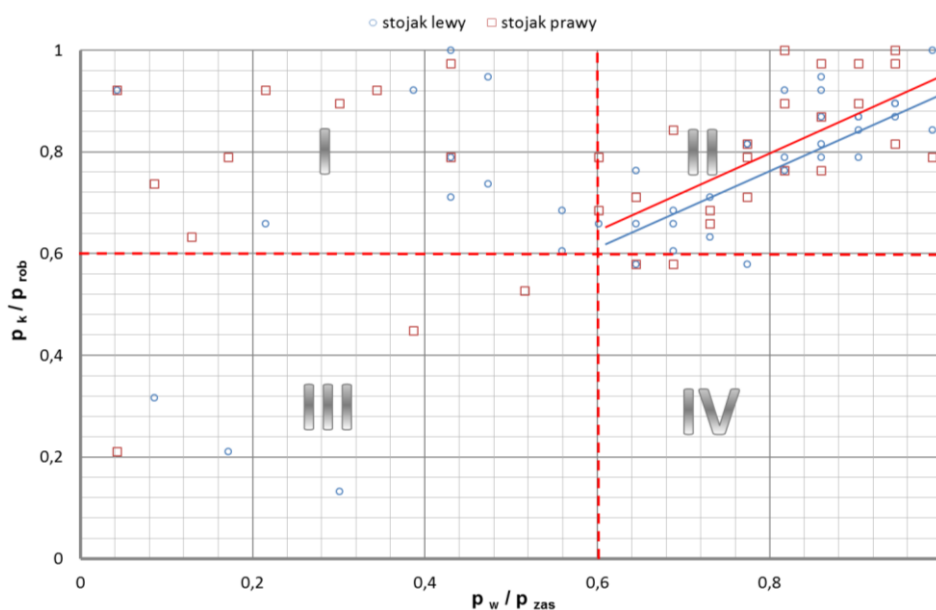
Rys. 4. Procentowy udział cykli, w których stojaki danej sekcji były nierównomiernie obciążone ( $t_c = 60 \div 120$  minut) [13]

Na potrzeby analizy prześledzono 1922 cykli pracy sekcji, z czego 1206 mieściło się w grupie cykli o czasie trwania 60 ÷ 120 min, a 716 w grupie cykli trwających 120 ÷ 180 min. Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że 12,5% rozpatrywanych cykli stanowią cykle, w których stojaki sekcji były nierównomiernie rozparte. Cykle, w których stojaki sekcji w końcowej fazie cyklu były nierównomiernie obciążone, stanowiły 24,6% rozpatrywanych cykli. Tak więc w rozpatrywanych cyklach często występowała sytuacja nierównomiernego obciążenia stojaków, pomimo jednakowego ciśnienia w przestrzeniach roboczych stojaków na etapie ich rozpierania. Nierównomierne obciążenie stojaków (gdy różnica ciśnienia w stojakach była większa niż 4 MPa) nie wynika więc tylko i wyłącznie z nierównomiernego rozparcia stojaków. Ponadto zauważono, że występowały sytuacje, w których stojaki były nierównomiernie rozparte, a w końcowej fazie cyklu obciążenia różnica wartości ciśnienia w stojakach nie występowała lub była mniejsza niż 4 MPa. Tak więc, nie można jednoznacznie określić czy nierównomierne rozparcie stojaków wpływa na niesymetryczne obciążenie stojaków w końcowej fazie cyklu pracy.

W związku z tym, podjęto próbę ustalenia wpływu uzyskiwanej podporności wstępnej stojaków na ich podporność. Do analizy posłużyły cykle obciążenia sekcji obudowy o numerze 72, których czas trwania mieścił się w przedziale  $60 \div 120$  min oraz  $120 \div 180$  min. Wartości ciśnienia wstępnego  $p_w$  i ciśnienia końcowego  $p_k$  stojaków w poszczególnych cyklach odniesiono odpowiednio do ciśnienia zasilania  $p_{zas}$  i ciśnienia roboczego  $p_{rob}$ . Ułatwiło to dalszą analizę poprzez podział obszaru względnych wartości ciśnienia końcowego  $p_k/p_{rob}$  i ciśnienia wstępnego  $p_w/p_{zas}$  na cztery części oznaczone odpowiednio I, II, III i IV (rys. 5 i rys. 6), z uwzględnieniem wartości progowych obu parametrów, ustalonych na podstawie rozproszenia punktów uzyskanych z analizowanych przebiegów czasowych. Na rysunkach zaobserwować można zbliżony rozkład punktów dla cykli obciążenia charakteryzujących się różnymi czasami ich trwania.



Rys. 5. Zależność podporności od podporności wstępnej  $p_k/p_{rob} = f(p_w/p_{zas})$  stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej o numerze 72 dla  $t_c = 60 \div 120$  min [10, 11]

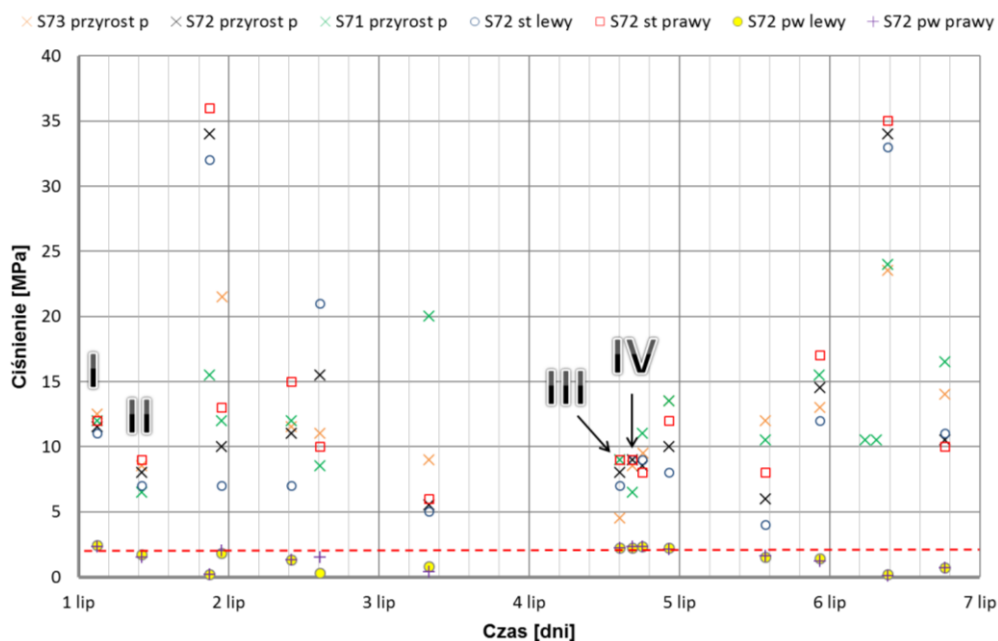


Rys. 6. Zależność podporności od podporności wstępnej  $p_k/p_{rob} = f(p_w/p_{zas})$  stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej o numerze 72 dla  $t_c = 120 \div 180$  min [10, 11]

Stwierdzono, że im mniejsza wartość podporności wstępnej, tym występuje większy zakres zmienności podporności roboczej odpowiadający danej wartości podporności wstępnej. Rozproszenie punktów maleje wraz ze wzrostem ciśnienia wstępnego, a po przekroczeniu wartości tego ciśnienia odpowiadającej relacji  $p_w/p_{zas}$  równej 0,6, zależność względnego ciśnienia końcowego od względnego ciśnienia wstępnego opisać można zależnością liniową o średnim bądź silnym związku korelacyjnym [10, 11]. Z powyższego wynika, że uzyskanie podporności wstępnej w zakresie zbliżonym do wartości ciśnienia zasilania sprawia, że narastanie ciśnienia w stojakach jest przewidywalne, a osiągnięta podporność w końcowej fazie cyklu pracy nie będzie miała losowego charakteru. Przeprowadzona w pracy [10] szczegółowa analiza wpływu podporności wstępnej na osiąganą podporność stojaków wykazała jednak, że z wartości współczynnika dopasowania  $r^2$ , który jest miarą stopnia, w jakim model wyjaśnia kształtowanie się zmiennej objaśnianej, wynika że uzyskane równania regresji wyjaśniają jedynie od 47% do 55% zmienności podporności spowodowanej zróżnicowaną podpornością wstępną. Można więc stwierdzić, że istnieją inne czynniki wpływające na podporność stojaków, do których zalicza się np. podporność sąsiednich sekcji.

#### 4. Analiza obciążenia zewnętrznego sekcji obudowy zmechanizowanej z uwzględnieniem podporności sekcji sąsiednich

Kolejnym etapem analizy było ustalenie wpływu zróżnicowania podporności wstępnej i podporności sekcji obudowy zmechanizowanej sąsiadujących z analizowaną na obciążenie stojaków danej sekcji. W tym celu wyznaczono wartości średnie przyrostu ciśnienia w stojakach trzech sąsiednich sekcji obudowy, dla cykli trwających  $60 \div 120$  min. Wartości średnie przyrostu ciśnienia w poszczególnych sekcjach obudowy zmechanizowanej prześledzono w okresie jednego miesiąca. Przykładowe dane z jednego tygodnia przedstawiono na rysunku 7.

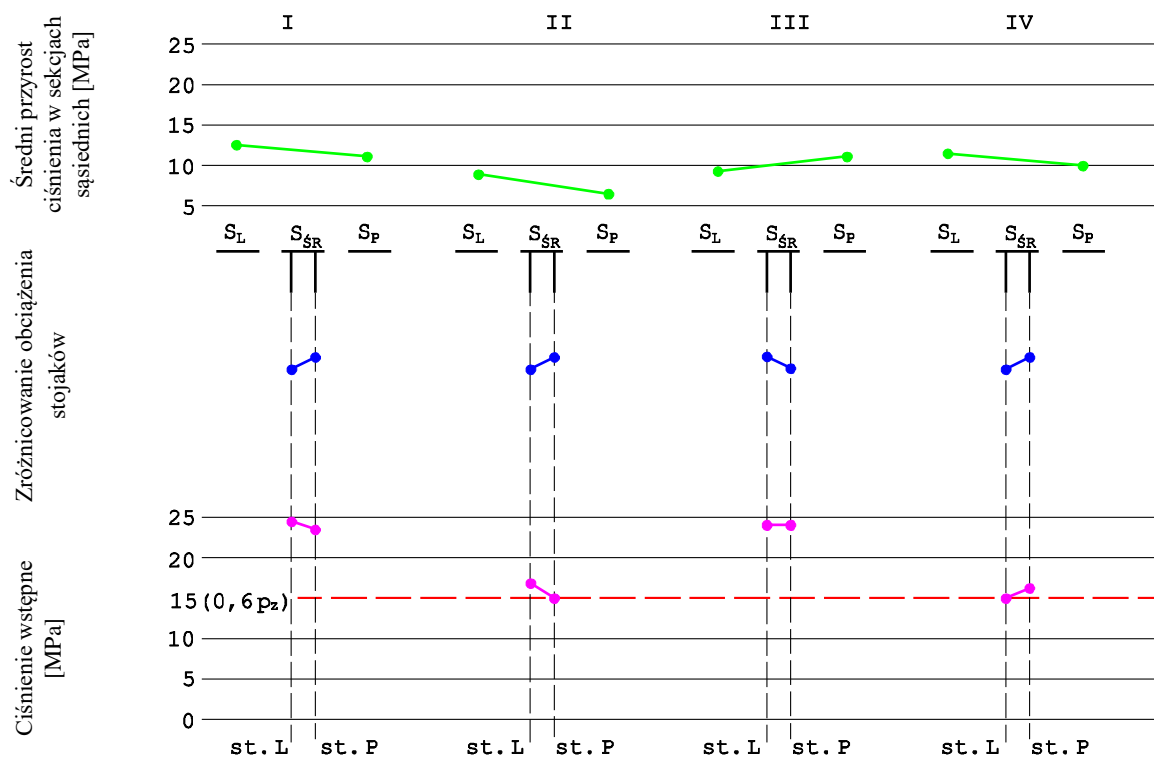


Rys. 7. Przykładowe dane z jednego tygodnia [10]

Na powyższym rysunku znacznik koloru pomarańczowego pokazuje średni przyrost ciśnienia w sekcji oznaczonej numerem 73, koloru czarnego – w sekcji o numerze 72, koloru

zielonego – w sekcji o numerze 71. Ponadto, dla sekcji środkowej o numerze 72, wyznaczono przyrost ciśnienia w stojakach: lewym – znacznik niebieski, prawym – znacznik czerwony. W celu uwzględnienia nierównomiernego rozparcia stojaków dla sekcji środkowej brano również pod uwagę wartości ciśnienia wstępnego w poszczególnych stojakach: stojak lewy – znacznik żółty, stojak prawy – znacznik fioletowy. Wartości ciśnienia wstępnego przedstawione zostały jako 10% rzeczywistej wartości, gdyż służą one jedynie do zobrazowania zróżnicowania ciśnienia wstępnego i sprawdzenia czy jego wartość była powyżej wartości progowej  $0,6p_{zas}$ , oznaczonej na rysunku linią przerywaną koloru czerwonego.

Analiza wpływu podporności sekcji sąsiednich na obciążenie danej sekcji ma charakter jakościowy. W związku z tym dane przedstawione na rysunku 7 posłużyły do sporządzenia schematu obrazującego stan obciążenia trzech kolejnych sekcji obudowy zmechanizowanej w fazie początkowej i końcowej rozparcia w trakcie kolejnych cykli obciążenia sekcji obudowy zmechanizowanej. Dla przykładu, na rysunku 8, przedstawiono cztery przypadki obciążenia trzech sąsiednich sekcji, dla cykli oznaczonych na rysunku 7 jako I ÷ IV.



Rys. 8. Rysunki przedstawiające obciążenie trzech sąsiednich sekcji obudowy, obciążenie stojaków sekcji środkowej i wartość ciśnienia z jakimi były rozpierane [10]

Dla każdego rozpatrywanego przypadku, stojaki sekcji środkowej rozpierane były ciśnieniem wstępnym powyżej wartości progowej. Na rysunku 8 obrazują to odcinki koloru fioletowego, a ich pochylenie pokazuje, który stojak był rozpierany z większym ciśnieniem wstępnym. Średnie przyrosty ciśnienia w sekcjach sąsiadujących z analizowaną sekcją różnią się, co wskazuje na zróżnicowanie obciążenia sekcji lewej i sekcji prawej. Pochylenie odcinków koloru zielonego pokazuje, która sekcja jest bardziej obciążona. W każdym z pokazanych przypadków obciążenia trzech sąsiednich sekcji mamy sytuację, w której mniejszy przyrost ciśnienia w sekcji sąsiedniej powoduje większy przyrost ciśnienia w stojaku sekcji środkowej od strony tej sekcji. Pochylenie odcinków koloru niebieskiego

obrazuje, w którym stojaku wystąpił większy przyrost ciśnienia. Dla przykładu w cyklu o numerze I sekcja prawa jest mniej obciążona, stąd stojak prawy w sekcji środkowej, jest bardziej obciążony niż stojak lewy.

Dla wszystkich przeanalizowanych cykli obciążenia sekcji obudowy zmechanizowanej z okresu jednego miesiąca, dla trzech sąsiednich sekcji obudowy o numerach 71, 72 i 73, w 70% przypadków występuje sytuacja, w której mniejsze obciążenie sekcji sąsiedniej powodowało większy przyrost ciśnienia w stojaku analizowanej sekcji sąsiadującym z daną sekcją. Stojak ten przejmuje wówczas dodatkowe obciążenie pochodzące od stropowej bryły górotworu, kompensując mniejsze obciążenie sekcji sąsiedniej. Nierównomierne rozparcie sekcji sąsiednich ma zatem wpływ na obciążenie poszczególnych stojaków sekcji.

Ze względu na złożoność i losowy charakter wpływ ten jest jednak trudny do określenia w kategoriach ilościowych. Przeprowadzona analiza jakościowa stanowi uzupełnienie pozwalające na wykazanie istnienia dodatkowych czynników kształtujących podporność stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej.

## 5. Podsumowanie

Jednym z warunków prawidłowego utrzymania stropu wyrobiska jest uzyskanie w każdym cyklu pracy sekcji obudowy podporności wstępnej na poziomie założonego ciśnienia wstępnego. Im mniejsza jest wartość uzyskanej podporności wstępnej, tym większy jest zakres zmienności podporności odpowiadający danej wartości podporności wstępnej. Jak wykazały przeprowadzone badania, stojaki sekcji obudowy nie uzyskiwały wymaganej podporności wstępnej. Na podstawie przeprowadzonej analizy dotyczącej nieprawidłowej pracy sekcji obudowy zmechanizowanej, jaką jest rozpieranie stojaków ze zbyt niskim ciśnieniem wstępnym stwierdzono, że w 73,7% rozpatrywanych cykli pracy sekcji przynajmniej jeden stojak nie był rozpierany z wymaganą podpornością wstępną.

Rzeczywista wartość podporności wstępnej w dużym stopniu wpływa na szybkość przyrostu ciśnienia w stojakach. Im mniejsze jest ciśnienie wstępne (w zakresie poniżej ciśnienia równego  $0,6 \cdot p_{zas}$ ) tym szybciej narasta ciśnienie w stojakach w wyniku osiadania stropowej bryły górotworu. Przy ciśnieniu wstępnym zbliżonym do ciśnienia zasilania występuje znacznie mniejszy rozrzut punktów pomiarowych charakteryzujących podporność końcową sekcji obudowy zmechanizowanej. Z powyższego wynika, że uzyskanie podporności wstępnej w zakresie zbliżonym do wartości ciśnienia zasilania, sprawia że narastanie ciśnienia w stojakach hydraulicznych jest przewidywalne i prowadzi do dobrego stanu utrzymania stropu wyrobiska. W związku z czym na długości ściany nie występuje, bądź jest ograniczone zginanie stropu, co korzystnie wpływa na symetrię obciążenia sekcji obudowy zmechanizowanej.

Nierównomierne rozparcie sąsiednich sekcji obudowy zmechanizowanej ma wpływ na asymetryczne obciążenie stojaków poszczególnych sekcji. Ze względu na złożoność i losowy charakter wpływ ten jest jednak trudny do określenia w kategoriach ilościowych. Przeprowadzona analiza jakościowa wykazała, że w około 70% przypadków mniejsza podporność sekcji obudowy zmechanizowanej powoduje zwiększenie obciążenia stojaka sekcji z nią sąsiadującej znajdującego się po stronie tej sekcji.

## Literatura

- [1] Gwiazda J. B.: Górnicza obudowa hydrauliczna odporna na tąpnięcia. Wydawnictwo „Śląsk”. Katowice 1997
- [2] Irresberger H., Gräwe F., Migenda P.: Zmechanizowane obudowy ścianowe. Tiefenbach. Katowice 2003
- [3] Jacobi O.: Praxis der Gebirgsbeherrschung. Verlag Glückauf GmbH. Essen 1981
- [4] Jacobi O., Everling G., Irresberger H.: Ausbrüche aus dem Strebhangenden unter Tage und im Modell Folgerungen für den schreitenden Ausbau. Glückauf 100/1964
- [5] Jaszczuk M., Markowicz J. (red.): Parametryczna metoda oceny stanu technicznego sekcji obudowy zmechanizowanej. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej 2011
- [6] Liduchowski L., Wojtas M.: Sposoby regulacji podporności wstępnej zmechanizowanych obudów ścianowych. Wiadomości Górnicze 2004, nr 10
- [7] Linming D., Bei W.: Metoda kontroli jakości obudowy i zachowania stropu. Przegląd Górniczy 3/2001
- [8] Markowicz J.: Wpływ podporności wstępnej obudowy zmechanizowanej na stan utrzymania stropu. XXI Zimowa Szkoła Mechaniki Górniczej. Kraków 1998
- [9] Medhurst T.P.: Embracing the future. World Coal. March 2005
- [10] Pawlikowski A.: Wpływ podporności wstępnej na podporność stojaków sekcji obudowy zmechanizowanej. Mining - Informatics, Automation and Electrical Engineering 04(528)2016
- [11] Pawlikowski A.: Ocena wpływu czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na podporność sekcji obudowy zmechanizowanej. Rozprawa doktorska. Politechnika Śląska. Gliwice 2014
- [12] Szweda S.: Wpływ podporności wstępnej sekcji na obciążenia obudowy zmechanizowanej spowodowane dynamicznym oddziaływaniem stropu. Maszyny Górnicze 2001 nr 85
- [13] Wawreczko G.: System ciągłego monitorowania stanu rozparcia sekcji obudowy zmechanizowanej w wyrobisku eksploatacyjnym jako narzędzie diagnostyki parametrów pracy. Praca dyplomowa. Gliwice 2016 (praca niepublikowana)

*Czy wiesz, że ....*

*...ostrzejsza niż w poprzednich sezonach zima miała przynieść ciepłownikom większe zyski. Przyniosła kłopoty. U progu wiosny problem z paliwem zgłosiło już około 40% małych i średnich ciepłowni. Niektóre z nich właśnie ogłaszają przetargi na dostawy w kolejnym sezonie jesienno-zimowym i cały 2018 rok. I od dostawców węgla otrzymują odmowę. W Katowickim Holdingu Węglowym mającym połączyć się z Polską Grupą Górniczą cały surowiec na 2017 rok został już praktycznie zakontraktowany. Ciepłownikom nie pomoże też import, który zawiódł już zimą. Poprawa koniunktury spowodowała, że Rosjanie przestali kierować węgiel do Polski. Teraz jedźcie do Chin, Japonii i Turcji, gdzie można sprzedać go drożej. Problemów z dostępnością węgla nie ma energetyka, która zrobiła zapasy po niskich cenach w 2016 roku.*

*Rzeczpospolita 2017 22 marca s.B1*

## Doświadczenia z eksploatacji zmodernizowanej dołowej lokomotywy elektrycznej Ld-31EM

mgr inż. Przemysław Deja  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### Streszczenie:

Lokomotywy Ld-31EM przeznaczone są do prac transportowych i przewozowych w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla, rud i soli niezagrożonych wybuchem pyłu węglowego oraz w wyrobiskach podziemnych ze stopniem „a” niebezpieczeństwa wybuchu metanu. Okres rocznej eksploatacji pierwszego egzemplarza tej lokomotywy w KWK „Piaś” pozwolił na zebranie istotnych doświadczeń przez użytkowników, producenta i konstruktorów. W tym czasie lokomotywa pracowała poprawnie, jednakże użytkownicy wnieśli uwagi związane z polepszeniem parametrów eksploatacyjnych, jak i komfortu pracy operatora. Uwzględniono je podczas opracowywania udoskonalonej wersji lokomotywy, szczególnie w zakresie wyposażenia elektrycznego. Nowo opracowana lokomotywa, o mniejszych gabarytach i mniejszej masie własnej, stanowi rozszerzenie oferty lokomotyw Ld-31EM mających docelowo zastąpić lokomotywy typu Ld-31 (Ld-21). Przedstawiono wpływ dokonanych zmian na eksploatację lokomotywy.

Słowa kluczowe: górnictwo, transport podziemny, lokomotywa dołowa elektryczna (Ld-31EM), kopalniana trakcja elektryczna, silnik z magnesami trwałymi, falownik

Keywords: mining industry, underground transport, electric underground locomotive (Ld-31EM), mine electric traction, motor with permanent magnets, converter

### Abstract:

Ld-31EM locomotives are design for transport of materials and people in the underground roadways of coal, ore and salt mines that are non-hazardous in terms of explosion of coal dust and in underground roadways marked with “a” degree of methane explosion hazard. One year of operation of the first Ld-31EM locomotive in KWK Piaś mine allowed gaining relevant experience by users, producers and designers. The locomotive operated correctly, however, users point out to improve of operating parameters and operator’s comfort. Those comments were considered during developing the enhanced version of the locomotive, especially as regards the electric equipment. The newly-design locomotive of smaller dimensions and lower dead weight is an extension of the Ld-31EM locomotives offer that are to replace locomotives type Ld-31 (Ld-21). Impact of the design changes on locomotive operation is presented.

## 1. Wprowadzenie

Wynikiem współpracy Instytutu Techniki Górniczej KOMAG oraz firmy Energo-Mechanik Sp. z o.o. ze Strzelec Opolskich jest uruchomienie produkcji i wdrożenie do eksploatacji lokomotyw dołowych elektrycznych Ld-31EM. Lokomotywy te są alternatywą dla eksploatowanych w polskim górnictwie podziemnym lokomotyw Ld-31 (Ld-21), wyprodukowanych przez Chorzowską Wytwórnę Konstrukcji Stalowych KONSTAL jeszcze w latach 70-tych i 80-tych ubiegłego wieku.

Lokomotywa Ld-31EM jest konstrukcją jednobryłową, z kabiną operatora usytuowaną w środkowej części maszyny. Napędy lokomotywy bazują na bezszczotkowych silnikach z magnesami trwałymi, zasilanymi z przekształtników energoelektronicznych, za pośrednictwem których odbywa się sterowanie kierunkiem oraz prędkością jazdy. Każdy zestaw kołowy napędzany jest niezależnie. Stan pracy lokomotywy jest monitorowany, a wyniki wyświetlane na pulpicie sterowniczym. Dodatkowo, lokomotywa wyposażona jest



w czuwak (przycisk na manipulatorze połączony z układem sterowania). Więcej informacji na temat lokomotywy zamieszczono w [1] i [4].

Okres rocznej eksploatacji lokomotywy Ld-31EM w Kopalni Węgla Kamiennego „Piast” (rys. 1) pozwolił na zebranie doświadczeń przez użytkowników, producenta i konstruktorów.



Rys. 1. Pierwszy egzemplarz lokomotywy Ld-31EM w KWK „Piast” [2]

W tym okresie lokomotywa (rys. 1) funkcjonowała poprawnie, niemniej użytkownicy wnieśli uwagi związane z poprawą jej parametrów eksploatacyjnych, jak i komfortu pracy operatora. Istniejąca w KWK „Piast” infrastruktura kopalnianej kolei podziemnej wymagała dostosowania lokomotywy, zwłaszcza zmniejszenia jej gabarytów. Szerokość lokomotywy Ld-31EM nie pozwalała w niektórych przypadkach na bezpieczne minięcie się dwóch pojazdów, a jej długość powodowała zwiększone (w stosunku do Ld-31 i Ld-21) zachodzenie na łukach w trakcie przejazdu przez zakręty.

Uwagi użytkowników dotyczyły głównie:

- zmniejszenia szerokości lokomotywy o 100 mm oraz długości o 200 mm,
- konieczności zabudowy układu luzowania hamulca w przypadku awarii lokomotywy, niewymagającego demontażu pokryw i blach osłonowych, np. w formie mechanizmu śrubowego uruchamianego z kabiny,
- zabudowy piasecznic działających na koła prawe i lewe,
- konieczności przystosowania układu hamulcowego (sprężynowo - pneumatycznego) do szkieletu lokomotywy o szerokości 1050 mm,
- konieczności zmian w zakresie wyposażenia elektrycznego.

Wszystkie uwagi uwzględniono podczas opracowywania zmodernizowanej lokomotywy (rys. 2). Wiązało się to z koniecznością zmiany wyposażenia elektrycznego, dostosowanego do nowych wymiarów gabarytowych oraz zmniejszonej masy.



Rys. 2. Zmodernizowana lokomotywa Ld-31EM w KWK „Piast” [2]

Poniżej przedstawiono zmiany wprowadzone w układzie elektrycznym lokomotywy oraz ich wpływ na jej eksploatację.

## 2. Zmiany w układzie elektrycznym lokomotywy

W celu dostosowania gabarytów lokomotywy do infrastruktury kolei kopalnianej KWK „Piast”, poza szkieletem i układem hamulcowym w pierwszej kolejności zmieniono układ napędowy oraz konstrukcje skrzyń elektrycznych: zespołu zasilania i modułów przekształtnika energoelektronicznego. Na podstawie obliczeń [5] określono parametry układu napędowego, natomiast parametry zespołów do zabudowy w skrzyniach elektrycznych wyznaczono m. in. w ramach analizy wielkości zmierzonych w trakcie badań lokomotywy Ld-31EM [3]. Wyznaczone w trakcie badań, maksymalne momenty obrotowe silnika występowały podczas wprawiania składu pociągu w ruch. Podczas ruchu ustalonego pociągu zapotrzebowanie na moment silnika malało. Dlatego w układzie napędowym (rys. 3) zastosowano silnik z magnesami trwałymi dostosowany do zmierzonej wartości momentu i zmniejszonej masy.

W tabeli 1 przedstawiono parametry znamionowe zastosowanych silników.

Dane znamionowe silników napędowych lokomotywy [7, 8]

Tabela 1

Typ silnika	PMPg 250L *	PMPg 250L-w **
Rodzaj pracy	S2-60min	S2-120min
Moc znamionowa $P_N$ [kW]	60	40
Napięcie znamionowe $U_N$ [V]	120	75
Prąd znamionowy $I_N$ [A]	312	375
Moment znamionowy $T_N$ [Nm]	550	588
Prędkość obrotowa $n_N$ [obr/min]	1080	650
Sprawność $\eta_N$ [%]	93	93
Masa [kg]	572	545

\* pierwszy egzemplarz lokomotywy, \*\* zmodernizowana lokomotywa



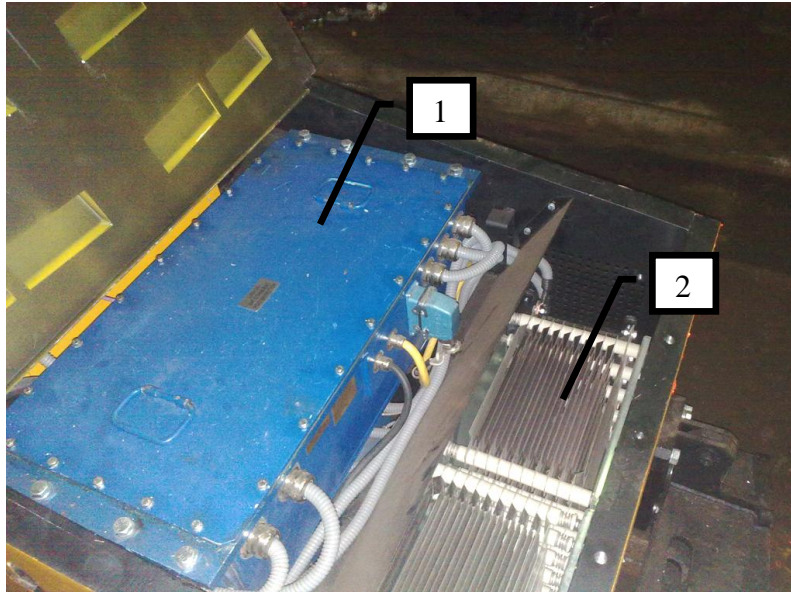
Rys. 3. Zestaw napędowy lokomotywy [2]

Zmniejszenie mocy silników umożliwiło zastosowanie innych podzespołów wyposażenia elektrycznego w zespole zasilania i modułów przekształtnika energoelektronicznego. Zastosowano m. in. nowoczesne styczniki prądu stałego oraz dławik prądu stałego o mniejszych gabarytach i większej sprawności. Ponadto, wszystkie bezpieczniki zabudowane w zespole zasilania wyprowadzono do wnętrza kabiny operatora. Łatwy i wygodny dostęp do wkładek bezpiecznikowych znacznie poprawił funkcjonalność użytkowania lokomotywy. Dostęp do bezpieczników umożliwia specjalna pokrywa z wizjerem (rys. 4).



Rys. 4. Wnętrze kabiny lokomotywy [2]

W związku z koniecznością zmniejszenia szerokości lokomotywy, zmiany wymagały także moduły przekształtnika energoelektronicznego (rys. 5). Do chłodzenia przekształtnika zastosowano inny typ wentylatora, o mniejszych gabarytach. Dodatkowo, wprowadzono sterowanie jego wydajnością w zależności od stopnia nagrzewania się przemiennika.



Rys. 5. Zabudowa wyposażenia elektrycznego [2]  
1 - moduł przekształtnika energoelektronicznego, 2 - rezystory hamowania

Kolejną zmianą w stosunku do pierwszego egzemplarza lokomotywy jest odbierak prądu (rys. 6), służący do bezpiecznego przekazywania energii elektrycznej z przewodu trakcyjnego do maszyny. W pierwszej wersji zastosowano jedyny oferowany na rynku odbierak prądowy, produkcji niemieckiej, spełniający wymagane parametry. Wadą tego rozwiązania było znaczne ograniczenie pola widzenia operatora lokomotywy oraz brak możliwości ręcznego, mechanicznego opuszczania, jak również jego wysoki koszt, co miało bezpośrednie przełożenie na cenę lokomotywy. Firma Energo-Mechanik Sp. z o.o. zdecydowała się na opracowanie odbieraka prądu własnej konstrukcji.



Rys. 6. Odbierak prądu [2]

Uproszczono również układ sterowania. W pierwszym egzemplarzu zastosowano osobny koncentrator sygnałów, do którego podłączono część obwodów sterowniczych.

W zmodernizowanej wersji lokomotywy wszystkie czujniki oraz elementy sterownicze podłączono bezpośrednio do pulpitu sterowniczego.

Istotną jest także zmiana lokalizacji położenia reflektorów głównych. W pierwszym egzemplarzu lokomotywy reflektory główne zabudowano na płycie czołowej szkieletu lokomotywy, co umożliwiło dobre oświetlenie toru jazdy. Jednakże podczas prac transportowych reflektory ulegały częstym uszkodzeniom, np. podczas transportowania długich, źle zabezpieczonych materiałów. Użytkownicy postulowali, aby reflektor umieścić na ścianie czołowej kabiny operatora (rys. 2). Taka zmiana nieznacznie pogorszyła warunki oświetlenia toru jazdy lokomotywy, jednakże po przeprowadzonych badaniach przez Jednostkę Certyfikującą Wyroby dopuszczono zmianę zabudowy reflektorów.

W tabeli 2 przedstawiono podstawowe parametry lokomotyw Ld-31EM.

**Parametry lokomotyw Ld-31EM [6]**

Tabela 2

Lokomotywa	Pierwszy egzemplarz	Zmodernizowana
Siła uciągu na haku [Nm]	38	38
Maksymalna prędkość jazdy [m/s]	5	5
Moc silników [kW]	2× 60	2× 40
Rozstaw torów [mm]	600	600
Długość między zderzakami [mm]	5800	5600
Wysokość od główki szyny [mm]	1700	1700
Szerokość [mm]	1200	1100
Masa [kg]	14000	12000

Nowa wersja lokomotywy ma mniejszą długość, szerokość i masę, jak również mniejszą moc silników napędowych.

Po wprowadzonych zmianach i przeprowadzonych badaniach producent otrzymał rozszerzenie Certyfikatu Badania Typu dla lokomotywy Ld-31EM.

### 3. Eksploatacja lokomotywy

Po przekazaniu przez producenta zmodernizowanej lokomotywy Ld-31EM do kopalni, ulokowano ją w zajezdni elektrowozów w pobliżu szybu nr I. Zdecydowano, że w pierwszym okresie eksploatacji będzie ona wykorzystana do zestawiania pociągów towarowych z materiałami pomocniczymi. W KWK „Piast” torowisko i rozjazdy stosowane na drogach przewozowych wykonane są z szyn S-42 i S-49 i ułożone są na podkładach drewnianych o rozstawie toru 600 mm. Przewód jezdy sieci trakcyjnej ma przekrój 100 mm<sup>2</sup>. Łączność bezprzewodowa prowadzona jest z wykorzystaniem światłowodu. Kopalnią kolej podziemną na dwóch poziomach kopalni obsługuje łącznie 14 elektrycznych lokomotyw przewodowych typu Ld-21 wyprodukowanych w latach 70-tych i 80-tych.

W rocznym czasie eksploatacji zmodernizowana lokomotywa cechowała się poprawnym funkcjonowaniem. Jediną poważną awarią było mechaniczne uszkodzenie odbieraka prądu (rys. 7). Przyczyną tej awarii było przedostanie się drutu ślizgowego trakcji elektrycznej pod ślizg odbieraka prądu podczas przejazdu lokomotywy przez rozjazd. Drut ślizgowy spowodował wygięcie ślizgu i uszkodzenie odbieraka prądu. Po przekonstruowaniu końcówek ślizgowych odbieraka prądu lokomotywa pracowała poprawnie.



Rys. 7. Uszkodzenie odbieraka prądu [2]

Podczas pracy lokomotywy Ld-31EM nie stwierdzono zadziałania zabezpieczeń stromości narastania prądu w sieci kopalnianej. Uzyskano to za pomocą dodatkowych rezystorów zabudowanych w modułach przekształtnika energoelektronicznego lokomotywy, które umożliwiają wstępne naładowanie kondensatorów. Dodatkowo, wprowadzone sekwencyjne załączanie styczników zasilających moduły przekształtników, spowodowało ograniczenie stromości narastania prądu podczas uruchamiania lokomotywy.

Bardzo użyteczną cechą jest możliwość kształtowania charakterystyki pracy napędu elektrycznego. Odpowiednio zamodelowany przebieg charakterystyki umożliwia łagodny rozruch lokomotywy, a w przypadku wystąpienia zjawiska poślizgu jego ograniczenie. Z pulpitu sterowniczego w płynny sposób można sterować pracą przekształtników zasilających silniki elektryczne. Wartość momentu obrotowego, określająca prędkość jazdy lokomotywy, zadawana jest na podstawie informacji dostarczanych z manipulatora.

Opcjonalnie, istnieje możliwość zabudowania w lokomotywie modułu transmisji danych. Istotną zaletą tego urządzenia jest możliwość komunikacji sterownika lokomotywy z kopalnianą siecią łączności bezprzewodowej. Dotyczy to zarówno komunikacji z operatorem (maszynistą), jak również transmisji danych parametrów pracy lokomotywy.

#### 4. Podsumowanie

W zmodernizowanej wersji lokomotywy uwzględniono doświadczenia eksploatacyjne z pierwszego roku eksploatacji w KWK „Piast”.

W zakresie wyposażenia elektrycznego dokonano następujących zmian:

- zastosowano silniki o mocy dostosowanej do aktualnej masy lokomotywy,
- zmieniono konstrukcję skrzyni zespołu zasilającego oraz skrzyń modułów przekształtnika energoelektronicznego,
- zastosowano odbierak prądu nowej konstrukcji,
- uproszczono układ sterowania,

- wprowadzono czujnik odhamowania awaryjnego,
- zmieniono położenie reflektorów głównych (z płyt czołowych lokomotywy na płyty czołowe kabiny operatora).

Roczny okres eksploatacji zmodernizowanej lokomotywy potwierdził celowość i poprawność wyżej wymienionych zmian.

Lokomotywy Ld-31EM przeznaczone są do prac transportowych i przewozowych w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla, rud i soli niezagrożonych wybuchem pyłu węglowego oraz w wyrobiskach podziemnych ze stopniem „a” niebezpieczeństwa wybuchu metanu, w których prędkość przepływu powietrza jest nie mniejsza niż 1 m/s.

Główne zalety lokomotywy Ld-31EM to:

- zwarta i modułowa budowa ułatwiająca prace transportowe i manewrowe,
- niezależny, na każdą z dwóch osi napęd z zastosowaniem silników z magnesami trwałymi, pozwalający osiągnąć wysoką sprawność,
- nowoczesny system sterowania uwzględniający ergonomię stanowiska maszynisty,
- możliwość współpracy ze standardowymi jednostkami transportowymi,
- możliwość dostosowania konstrukcji i wyposażenia lokomotywy do wymagań konkretnego odbiorcy.

## Literatura

- [1] Budzyński Z.: Innowacyjne rozwiązania układów sterowania i napędów lokomotyw elektrycznych kopalnianych kolei szynowych. *Maszyny Górnicze* 2010 nr 3-4 s. 176-184
- [2] Budzyński Z., Deja P., Polnik B.: Nadzór nad wdrożeniem lokomotywy Ld-31EM w KWK Piast w Bieruniu. ITG KOMAG, Gliwice 2015 (materiały niepublikowane)
- [3] Deja P., Konsek R.: Badania siły uciągu lokomotywy dołowej Ld-31EM w warunkach kopalnianych. *Maszyny Elektryczne - Zeszyty Problemowe* 2015 nr 105 s. 191-194
- [4] Pieczora E., Suffner H.: Rozwój lokomotyw do kopalnianych kolei podziemnych. *Maszyny Górnicze* 2013 nr 2 s. 45-54
- [5] Suffner H., Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K., Deja P., Konsek R.: Określenie danych wejściowych do projektu wstępnego zmodernizowanej lokomotywy Ld-31EM. ITG KOMAG, Gliwice 2014 (materiały niepublikowane)
- [6] Karta katalogowa. Dołowa lokomotywa elektryczna Ld-31EM
- [7] Dokumentacja techniczno-ruchowa (instrukcja obsługi) Silnik trójfazowy synchroniczny z magnesami trwałymi typu PMP 250L. KOMEL 2005
- [8] Dokumentacja techniczno-ruchowa (instrukcja obsługi) Silnik trójfazowy synchroniczny z magnesami trwałymi typu PMP 250L-w. KOMEL 2014

## Układy zasilania silników spalinowych eksploatowanych w kopalniach węgla kamiennego na przykładzie rozwiązań ITG KOMAG

dr inż. Piotr Dobrzaniecki  
dr inż. Krzysztof Kaczmarczyk  
Instytut Techniki Górniczej KOMAG

### Streszczenie:

Silniki spalinowe z zapłonem samoczynnym są stosowane w kopalniach węgla kamiennego do napędu maszyn transportowych. Wzrastające wymagania dotyczące poprawy jakości spalin przyczyniły się do rozwoju systemów zasilania silnika. W efekcie zmniejszono zużycie paliwa, zwiększono moc przy jednoczesnym zmniejszeniu masy własnej silnika. W niniejszym artykule przedstawiono przegląd oraz ewolucję systemów zasilania przeznaczonych do silników z zapłonem samoczynnym, uwzględniając jednocześnie problemy eksploatacyjne związane z ich użytkowaniem w podziemnych wyrobiskach węgla kamiennego.

Słowa kluczowe: silnik wysokoprężny, pompa wtryskowa, wtryskiwacz, pompa rozdzielaczowa, napęd spalinowy, układ common rail

Keywords: diesel engine, injection pump, injector, distribution pump, combustion drive, common rail system

### Abstract:

Engines with compression ignition are being used in coal mines for driving of transport machinery. Increasing requirements concerning quality of exhaust gases caused development of engine power supply systems. As a result, fuel consumption was reduced, power was increased while the weight of the engine was reduced. This article provides an overview and evolution of power systems for compression ignition engines and operational problems related to their use in underground hard coal workings.

## 1. Wstęp

Napęd spalinowy, oparty o silnik wysokoprężny, jest wykorzystywany w górniczych maszynach roboczych od 1927 roku, kiedy to po raz pierwszy użyto go w niemieckich kopalniach rudy żelaza. W polskim górnictwie rudnym maszyny samojezdne zostały wprowadzone w 1968 roku [9]. Postęp techniczny jaki miał miejsce w konstrukcji silników wysokoprężnych znajduje swoje odbicie również w konstrukcji górniczych napędów spalinowych, w których wprowadzano coraz to nowsze rozwiązania oferowane przez producentów silników. Rozwój w dziedzinie konstrukcji silników spalinowych dotyczy w szczególności układów zasilania oraz układów sterowania silnikiem. Najnowocześniejsze układy zasilania silnika do swojej pracy wymagają złożonego sterowania mikroprocesorowego. Dzięki zastosowaniu sterownika, silnik osiąga bardzo dobre parametry użytkowe, zarówno w kwestii mocy, momentu obrotowego, jak i emisji spalin, w których została ograniczona ilość substancji szkodliwych obecnych w spalinach. Poniżej przedstawiono ewolucję układów zasilania silników wraz z przykładowymi aplikacjami.

## 2. Silnik wysokoprężny

Prototyp silnika z zapłonem samoczynnym powstał w roku 1893, natomiast pierwszy w pełni udany silnik wysokoprężny został zbudowany w roku 1897 przez Rudolfa Diesla pracującego wówczas w zakładach MAN AG w Augsburgu [13]. W stosunku do swego protoplasty współczesny silnik wysokoprężny ulegał licznym modyfikacjom, nie zmieniła się jednak jego podstawowa cecha, polegająca na samoczynnym zapłonie paliwa bez udziału pomocniczych urządzeń zapłonowych.



Układ zasilający, stanowi jeden z najważniejszych zespołów silnika. Jego główne elementy to:

- pompa zasilająca,
- filtr paliwa,
- pompa wtryskowa (wysokiego ciśnienia),
- przewody wysokiego ciśnienia,
- wtryskiwacze.

Z tych elementów największe zmiany dotyczyły pompy wysokiego ciśnienia oraz wtryskiwaczy, co w efekcie spowodowało wzrost ogólnej sprawności silnika. Za wskaźnik sprawności silnika spalinowego można uznać wysoką zawartość tlenków azotu w spalinach, która informuje o wysokiej temperaturze spalania mieszanki paliwowo-powietrznej, co pozwala osiągnąć wysokie wartości ciśnienia w cylindrze, a w efekcie duże wartości sił działających na tłok. Widać więc, że wzrost sprawności silnika skutkuje wzrostem ilości związków azotu w spalinach. Za eliminację szkodliwych substancji ze spalin w dużej mierze odpowiadają dodatkowe urządzenia w układzie wylotowym.

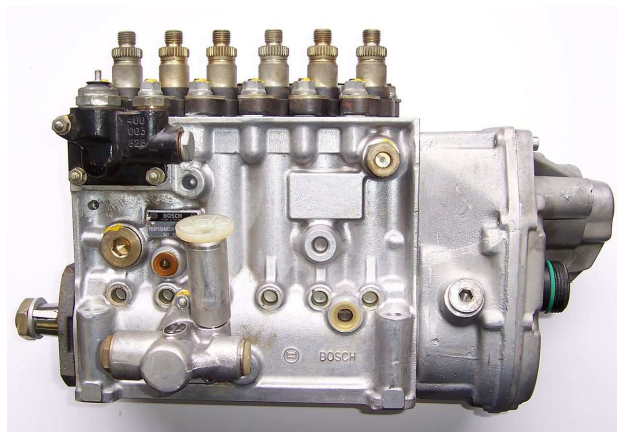
### 3. Podział układów zasilających silników wysokoprężnych

Rozwój układów wtryskowych do silników wysokoprężnych spowodował powstanie nowych rozwiązań oraz doskonalenie istniejących konstrukcji np. pomp wtryskowych lub wtryskiwaczy. Przykładowo, pierwsza seryjna rzędowa pompa wtryskowa powstała w 1927 roku, natomiast pierwsza osiowa rozdzielaczowa pompa wtryskowa typu EP-VM w 1962 roku [2]. Z biegiem lat opracowywano coraz doskonalsze rozwiązania techniczne.

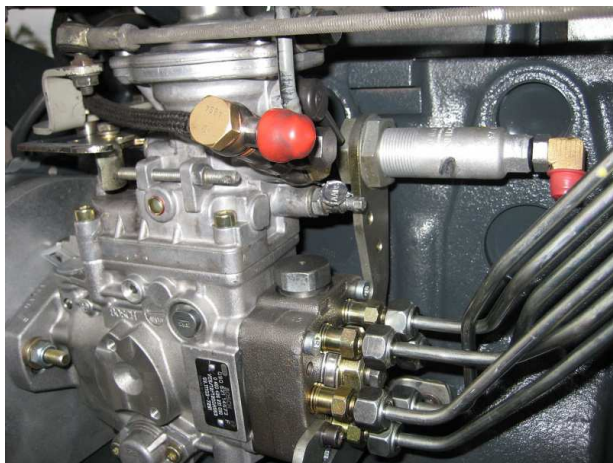
Można wyróżnić następujące układy zasilania silników wysokoprężnych z:

- rzędową (sekcyjną) pompą wtryskową (rys. 1),
- rozdzielaczową pompą wtryskową (rys. 2),
- rozdzielaczową pompą wtryskową regulowaną elektronicznie (rys. 3),
- układem typu UIS (ang. unit injector system) – pompowtryskiwacze (rys. 4),
- układem typu UPS (ang. unit pump system) – pompa-przewód-wtryskiwacz (rys. 5),
- zasobnikowym układem wtryskowym (ang. common rail) (rys. 6).

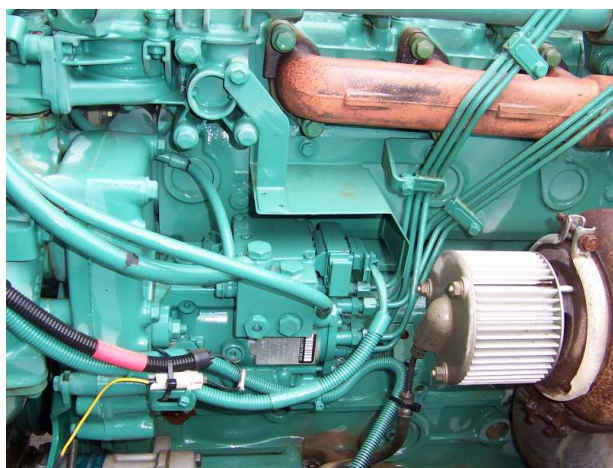
Przykłady wybranych rozwiązań głównych zespołów wymienionych powyżej przedstawiono na rysunkach poniżej.



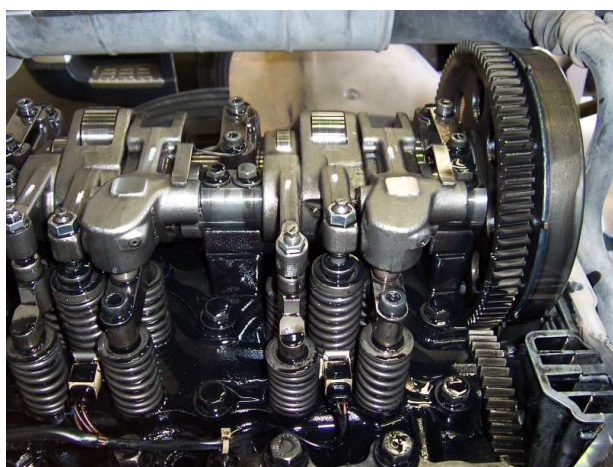
Rys. 1. Rzędowa pompa wtryskowa [14]



Rys. 2. Rozdzielaczowa pompa wtryskowa [15]



Rys. 3. Rozdzielaczowa pompa wtryskowa sterowana elektronicznie [15]



Rys. 4. Układ UIS – pompowtryskiwacze [17]



Rys. 5. Układ UPS – pompa-przewód-wtryskiwacz [11]



Rys. 6. Układ common rail [16]

#### 4. Przykłady zastosowania silników wysokoprężnych w górniczych maszynach roboczych

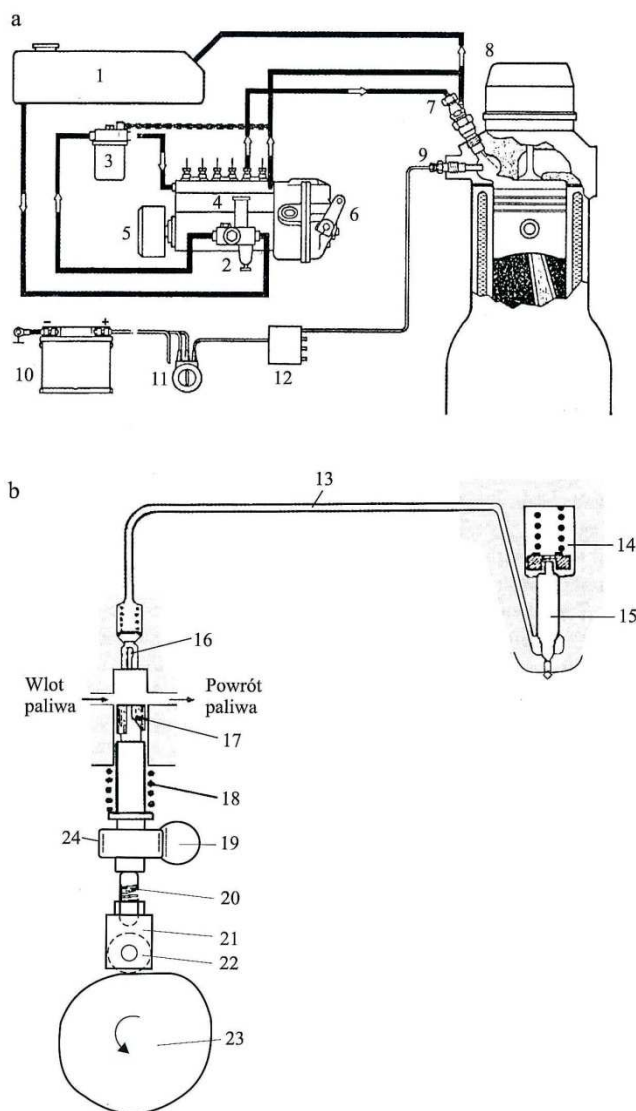
W maszynach transportowych eksploatowanych w polskich kopalniach węgla kamiennego zastosowano m.in. niżej wymienione silniki:

- SW400 produkcji Andoria,
- 4CT107 produkcji Andoria,
- D916 produkcji MWM Mannheim,
- BF4M1013 produkcji Deutz,
- 4BTAA 3.9 produkcji Cummins,
- 4045HF285 produkcji John Deere.

Wyżej wymienione silniki wyposażono w większość z opisywanych wcześniej układów zasilających. Poniżej omówiono jednostki napędowe wraz z przykładami zastosowania.

#### 4.1 Rzędowa (sekcyjna) pompa wtryskowa

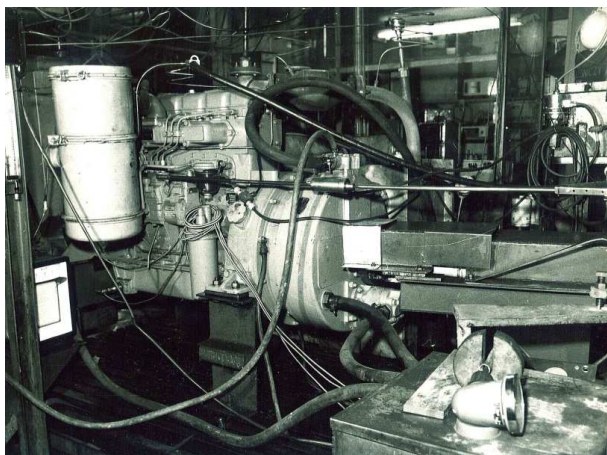
Rzędowe pompy wtryskowe (rys. 7) mają odrębną dla każdego cylindra parę precyzyjną składającą się z cylinderka i tłoczka. Tłoczek jest poruszany przez wbudowany w pompę i napędzany od silnika wałek krzywkowy w kierunku tłoczenia, a cofany przez sprężynę powrotną. Skośna krawędź sterująca w górnej części tłoczka obracanego listwą zębatą pompy umożliwia zmianę skoku tłoczka i dawki paliwa [6].



Rys. 7. Układ zasilania wtryskowego silnika ZS z rzędową pompą wtryskową oraz schemat regulacji pompy rzędowej [6]

- 1 – zbiornik paliwa, 2 – pompa paliwa, 3 – filtr paliwa, 4 – rzędowa pompa wtryskowa, 5 – znacznik czasu, 6 – regulator obrotów, 7 – wtryskiwacz, 8 – przewód powrotny, 9 – świeca żarowa, 10 – akumulator, 11 – włącznik świecy żarowej, 12 – regulator świecy żarowej, 13 – przewód wtryskowy, 14 – sprężyna wtryskiwacza, 15 – iglica, 16 – zawór odcinający, 17 – tłoczek, 18 – sprężyna powrotna, 19 – listwa zębata, 20 – regulacja wyprzedzenia wtrysku, 21 – popychacz, 22 – rolka, 23 – wałek krzywkowy pompy wtryskowej, 24 – wycinek koła zębatego

Przykładem silnika, w którym zastosowano rzędowną pompę wtryskową jest silnik SW 400 (rys. 8). Jest to jednostka sześciocylindrowa z wtryskiem bezpośrednim. Silnik był produkowany przez Wytwórnę Silników Wysokoprężnych Andoria w Andrychowie na podstawie umowy licencyjnej z firmą British Leyland i służył do napędu lokomotywy typu Lds-100 (rys. 9).



Rys. 8. Silnik SW 400 podczas testów napędu spalinowego [7]



Rys. 9. Lokomotywa Lds-100 wyposażona w silnik SW 400 [11]

Kolejnym przykładem jest silnik 4CT107 (rys. 10). Jest to jednostka czterocylindrowa z wtryskiem bezpośrednim, z rzędowną pompą wtryskową. Silnik był produkowany przez Wytwórnę Silników Wysokoprężnych Andoria i służył do napędu lokomotywy typu WLP-50EM (rys. 11).

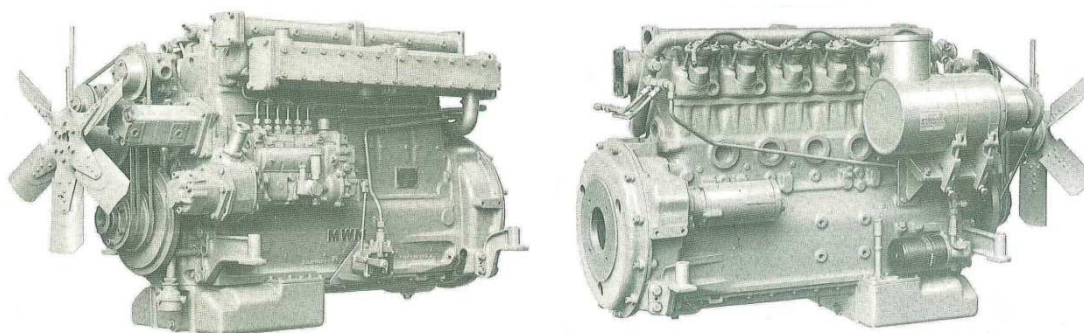


Rys. 10. Silnik 4CT107 [11]



Rys. 11. Lokomotywa WLP-50EM napędzana silnikiem 4CT107 [11]

Silnik D916 (rys. 12) to jednostka sześciocylindrowa, także wyposażona w rzędowną pompę wtryskową. Silnik był produkowany przez firmę MWM Mannheim, przejętą później przez firmę Deutz. Został zastosowany m.in. do napędu lokomotywy typu Lds-100M, lokomotywy podwieszanej typu LPS-90 oraz wozu odstawczego WOS-10.

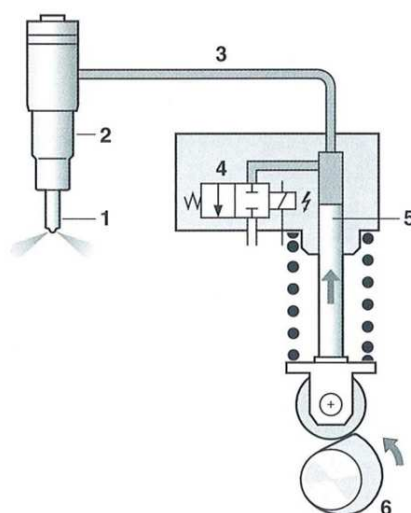


Rys. 12. Silnik D916-6 [12]

## 4.2 Układ zasilający typu UPS (pompa-przewód-wtryskiwacz)

Układy typu UPS lub UIS, należące do grupy indywidualnych zespołów wtryskowych, nie mają własnego wałka krzywkowego. Podstawowa zasada ich działania jest taka sama, jak rzędowych pomp wtryskowych. W silnikach dużej mocy regulator mechaniczno-hydrauliczny (lub elektroniczny) znajduje się bezpośrednio na kadłubie silnika. Wielkość dawki ustalona przez regulator jest realizowana za pomocą układu cięgnowego. Krzywki napędowe poszczególnych zespołów wtryskowych znajdują się na wale rozrządu [6]. Ze względu na brak przewodów wysokiego ciśnienia w układach UIS możliwe jest osiągnięcie wysokich wartości ciśnienia wtrysku, dochodzących do 220 MPa. Wady układów UIS to znaczne obciążenie głowicy oraz wałka rozrządu w uwagi na obecność popychacza dźwigniowego, ograniczona liczba podziału procesu wtrysku oraz rozbudowana górna część silnika. W stosunku do układów UIS układy UPS posiadają następujące zalety: nie wymagają zmian w konstrukcji głowicy silnika, napęd jest sztywny, ponieważ nie występuje popychacz dźwigniowy. Ponadto obsługa w trakcie przeglądów jest ułatwiona ze względu na łatwy demontaż pomp sekcyjnych [2].

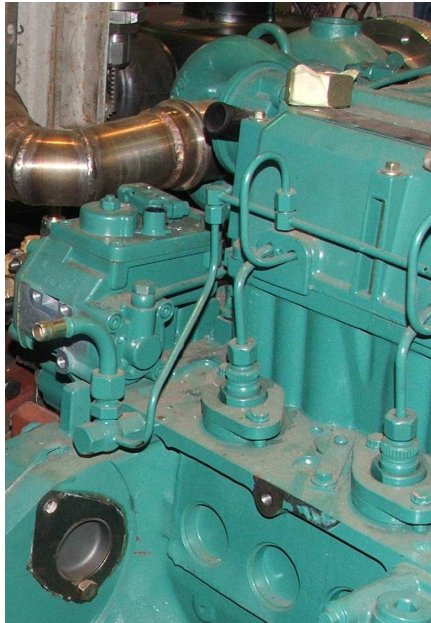
Układ UPS stosowany jest powszechnie w silnikach wielocylindrowych, gdzie ze względu na dużą odległość pompy od ostatniego wtryskiwacza występować mogą różnice parametrów zasilania poszczególnych wtryskiwaczy (opory hydrauliczne). Schemat układu UPS przedstawiono na rysunku 13.



Rys. 13. System zasilający UPS (ang. *unit-pump-system*) [2]

1 – rozpylacz, 2 – wtryskiwacz, 3 – przewód wysokiego ciśnienia,  
4 – elektromagnetyczny zawór wysokiego ciśnienia, 5 – tłoczek pompy, 6 – krzywka napędzająca

Silnik Volvo-Penta D5A T (lub bliźniacza konstrukcja Deutz BF4M1013) (rys. 14) to jednostka czterocylindrowa z układem zasilającym typu UPS. Silnik jest stosowany do napędu lokomotywy typu Lds-100K-EMA (rys. 15).



Rys. 14. Silnik Deutz D5A T (widok pomp jednosekcyjnych i przewodów wysokociśnieniowych) [11]

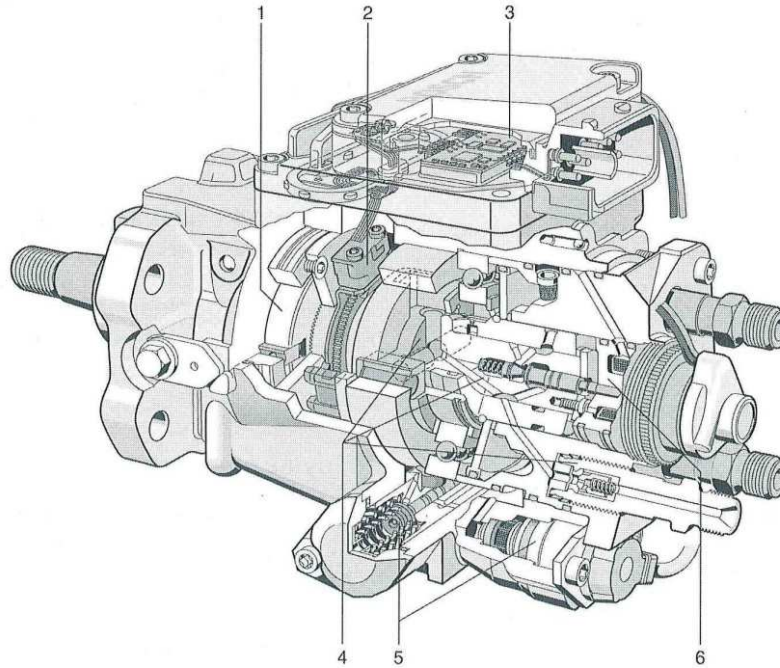


Rys. 15. Lokomotywa Lds-100K-EMA w podziemnym wyrobisku górniczym [11]

#### 4.3 Układ zasilający z pompą rozdzielaczową

Rozdzielaczowe pompy wtryskowe (rys. 16) mają mechaniczny regulator prędkości obrotowej lub regulator elektroniczny z wbudowanym przestawiaczem wtrysku. Mają tylko jedną parę precyzyjną, wytwarzającą wysokie ciśnienie dla wszystkich cylindrów [6]. W stosunku do pomp sekcyjnych pompy rozdzielaczowe pozwalają osiągnąć wyższe wartości ciśnienia wtrysku co polepsza jakość procesu spalania. Ponadto pozwalają na stosowanie podziału procesu wtrysku przy zastosowaniu sterownika.





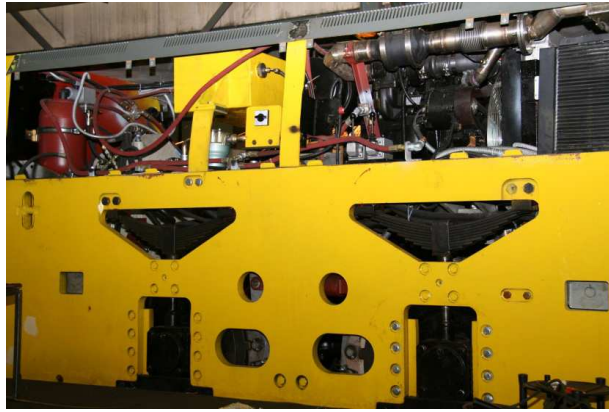
Rys. 16. Rozdzielaczowa pompa wtryskowa – podstawowe zespoły [1]

1 – łopatkowa pompa przetłaczająca z zaworem regulacyjnym ciśnienia, 2 – czujnik kąta obrotu, 3 – sterownik pompy, 4 – pompa wysokiego ciśnienia z wałkiem rozdzielczym i zaworem wylotowym (zawór ciśnieniowy), 5 – przestawiacz wtrysku z zaworem przestawiacza, 6 – zawór elektromagnetyczny wysokiego ciśnienia

Przykładem konstrukcji, w której wykorzystano rozdzielaczową pompę wtryskową jest silnik 4BTAA 3.9 (rys. 17). Jest to jednostka czterocylindrowa, produkowana przez firmę Cummins, którą zastosowano do napędu lokomotywy typu Lds-100K-EM oraz WLP-50EM (rys. 18).



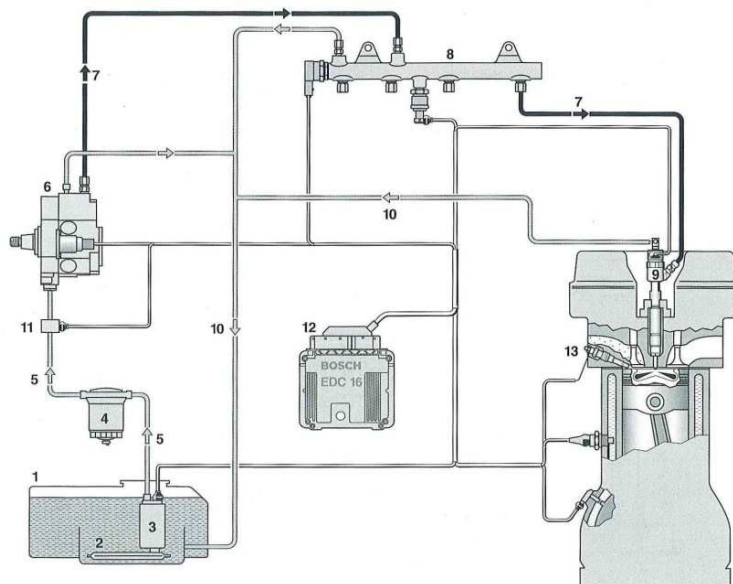
Rys. 17. Silnik Cummins 4BTAA 3.9 [11]



Rys. 18. Przykład aplikacji silnika Cummins 4BTAA 3.9 w konstrukcji lokomotywy typu Lds-100K-EM [11]

#### 4.4 Układ zasilający typu *common rail*

W układzie zasilającym *common rail* (rys. 19) procesy wytwarzania ciśnienia i wtrysku są rozdzielone. Ciśnienie wtrysku, wytwarzane niezależnie od prędkości obrotowej silnika i dawki paliwa, jest utrzymywane w zasobniku paliwa. Chwilę wtrysku i dawkę oblicza sterownik elektroniczny, który przekazuje impulsy sterujące do zaworu elektromagnetycznego wtryskiwacza każdego cylindra silnika. Układ *common rail*, przeznaczony do silników o wtrysku bezpośrednim, umożliwia znacznie większą elastyczność dostosowania układu wtryskowego do silnika w porównaniu z konwencjonalnymi układami o napędzie krzywkowym [6].



Rys. 19. Układ zasilania paliwem układu *common rail* [3]

1 – zbiornik paliwa, 2 – filtr wstępnego oczyszczania paliwa, 3 – pompa zasilająca, 4 – filtr dokładnego oczyszczania paliwa, 5 – przewody paliwa niskiego ciśnienia, 6 – pompa wysokiego ciśnienia, 7 – przewody paliwa wysokiego ciśnienia, 8 – zasobnik paliwa wysokiego ciśnienia, 9 – wtryskiwacz, 10 – przewód przelewowy paliwa, 11 – czujnik temperatury paliwa, 12 – sterownik elektroniczny, 13 – świeca żarowa

Podstawowe zalety układu common rail to [6]:

- szerszy zakres stosowania,
- wysokie ciśnienie wtrysku (od około 140 MPa),
- zmienny początek wtrysku,
- możliwość wtrysku wstępnego, zasadniczego i dotrysku,
- ciśnienie wtrysku dostosowane do warunków pracy silnika.

Rozwój układów zasilania common rail związany jest w głównej mierze z wysokimi wymaganiami związanymi z jakością spalin, co jednak nie wyklucza konieczności stosowania elementów pozasilnikowej obróbki spalin.

Przykładem jednostki z układem common rail, wykorzystywanej w górniczej maszynie roboczej jest silnik 4045HF285 (rys. 20). Jest to konstrukcja czterocylindrowa, produkowana przez firmę John Deere i wykorzystywana do napędu lokomotywy typu WLP-50EM/H (rys. 21).



Rys. 20. Silnik John Deere 4045HF285 [11]



Rys. 21. Lokomotywa Wlp-50EM/H podczas eksploatacji na placu drzewnym kopalni [11]

## 5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono silniki wysokoprężne z uwagi na zastosowane w nich układy zasilające. Dokonano przeglądu powszechnie stosowanych układów zasilających i przedstawiono silniki, wykorzystywane w układach napędowych maszyn transportowych opracowanych w ITG KOMAG. Zmiany w zakresie stosowanych układów zasilających powodowane są w głównej mierze rozwojem technologicznym samych silników. Najnowsze konstrukcje wykorzystują układy common rail, zarówno z uwagi na zalety tego systemu, jak i konieczność spełnienia norm emisji spalin. Ewolucja układów zasilających silnika wysokoprężnego spowodowała znaczne polepszenie warunków spalania mieszanki paliwowo-powietrznej, co wpłynęło pozytywnie na parametry użytkowe silnika, w tym ograniczenie emisji substancji szkodliwych w spalinach oraz wzrost mocy. W odniesieniu do jakości spalin oprócz układu zasilającego bardzo istotną rolę pełni układ oczyszczania spalin, pozwalający spełnić najbardziej rygorystyczne wymagania norm.

## Literatura

- [1] Informator Techniczny Bosch, Promieniowe rozdzielaczowe pompy wtryskowe VR, Wydanie 2000/2001
- [2] Informator Techniczny Bosch, Układy wtryskowe Unit Injector System i Unit Pump System, Sterowanie Silników ZS, Wydanie 2011
- [3] Informator Techniczny Bosch, Zasobnikowe układy wtryskowe Common Rail, Sterowanie Silników ZS, Wydanie 2009
- [4] Klich A., Prugar E. i inni: Badania trakcyjne i wdrażanie osprzętu przeciwwybuchowego i zabezpieczającego lokomotyw dołowych oraz badania związane z eksploatacją spalinowych zespołów napędowych w podziemnych wyrobiskach korytarzowych. Kompleksowe badania małotoksycznego spalinowego zespołu napędowego z osprzętem przeciwwybuchowym i zabezpieczającym, Instytut Techniki Ciepłej. Zakład Silników Spalinowych. Politechnika Śląska, Gliwice 1986 (materiały niepublikowane)
- [5] Nasięk M. i inni: Zagadnienie oczyszczania spalin i zabezpieczeń przeciwwybuchowych silników spalinowych dla górnictwa węglowego. Badanie i opracowanie wyników, KOMAG Gliwice 1973 (materiały niepublikowane)
- [6] Rychter T., Teodorczyk A.: Teoria silników tłokowych, WKŁ Warszawa 2006
- [7] Siurek J. i inni: Małotoksyczny napęd spalinowy dla górnictwa węglowego (na bazie krajowego silnika seryjnego). Badania wstępne, opracowanie programu i metodyki badań, KOMAG Gliwice 1978 (materiały niepublikowane)
- [8] Siurek J. i inni: Zagadnienie oczyszczania spalin i zabezpieczeń przeciwwybuchowych silników spalinowych dla górnictwa węglowego. Sprawozdanie z badań – cz. II, KOMAG Gliwice 1975
- [9] Szlązak N., Borowski M.: Wentylacyjne aspekty stosowania maszyn z silnikami spalinowymi w kopalniach podziemnych. Biblioteka Szkoły Eksploatacji Podziemnej, Seria z lampką górniczą nr 13, Kraków 2002
- [10] Wajand J.A.: Trakcyjne silniki z zapłonem samoczynnym (silniki Diesla), WNT Warszawa 1973

- [11] Archiwum fotograficzne ITG KOMAG
- [12] Materiały informacyjne Deutz MWM
- [13] [https://pl.wikipedia.org/wiki/Rudolf\\_Diesel](https://pl.wikipedia.org/wiki/Rudolf_Diesel)
- [14] [https://pl.wikipedia.org/wiki/Pompa\\_sekcyjna](https://pl.wikipedia.org/wiki/Pompa_sekcyjna)
- [15] [https://pl.wikipedia.org/wiki/Pompa\\_rozdzielaczowa](https://pl.wikipedia.org/wiki/Pompa_rozdzielaczowa)
- [16] <https://de.wikipedia.org/wiki/Common-Rail-Einspritzung>
- [17] [https://en.wikipedia.org/wiki/Unit\\_injector](https://en.wikipedia.org/wiki/Unit_injector)
- [18] [https://en.wikipedia.org/wiki/Injection\\_pump](https://en.wikipedia.org/wiki/Injection_pump)
- [19] <https://de.wikipedia.org/wiki/Einspritzpumpe>

*Czy wiesz, że ....*

*...wychodząc naprzeciw rosnącym wymaganiom stawianym przekładniom zębatym dużych mocy, przedsiębiorstwo Transtecno® wprowadziło do produkcji przekładnie serii IRON. Linia IRON została zaprojektowana z myślą o ofercie produktów odpowiednich dla napędów pracujących w cyklu ciągłym, z zapewnieniem prawidłowego ich działania w każdych warunkach. Na serię IRON składają się zasadniczo trzy rodzaje przekładni: przekładnie walcowe ITH, przekładnie walcowo-stożkowe ITB i przekładnie walcowe płaskie ITS. Korpus przekładni IRON wykonany jest z żeliwa szarego typu EN-GJL-200, zapewniającego dużą sztywność. Geometrię korpusu zweryfikowano za pomocą oprogramowania MES. Przeprowadzono również badania niszczące na gotowych korpusach w celu sprawdzenia rzeczywistych ograniczeń strukturalnych. W górnej części żeliwnego korpusu umieszczono pokrywę inspekcyjną, która ułatwia pracę służbom utrzymania ruchu.*

*Napędy i Sterowanie 2017 nr 3 s.50-52*