

Metodyka i matematyczny model stanowiskowych badań dynamicznej odporności kotwi górniczych

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodykę i matematyczny model stanowiskowych badań dynamicznej odporności kotwi górniczych. Wyniki dotychczasowych badań kotwi przy obciążeniach dynamicznych prowadzone w oparciu o metodykę opisaną w artykule wykazały, że obciążenia udarowe powodują powstanie ekstremalnych naprężeń w kotwiach, które często powodowały ich zniszczenie przy wartościach obciążeń mniejszych od niszczących wartości obciążeń wyznaczonych podczas badań statycznych.

Summary

Methodology and mathematical model of stand tests of roof bolts dynamic resistance were presented in the paper. Results of the previous tests of roof bolts, loaded dynamically, carried out according to methodology described in the paper, proved that impact loads cause extreme stresses in roof bolts, which often led to their failure when loads were lower than destructive loads determined during statistical tests.

1. Wstęp

W kopalniach węgla kamiennego zagrożonych wstrząsami górotworu stosuje się głównie obudowę wykonaną z łukowych podatnych odrzwi ŁP. Podstawowym sposobem zabezpieczania wyrobisk korytarzowych przed skutkami wstrząsów górotworu jest stosowanie odrzwi obudowy ŁP wykonanych z ciężkich kształtowników, tj. V32, V34 i V36. Powszechnie stosuje się również zmniejszanie rozstawu odrzwi obudowy ŁP poniżej 1 m, stosowanie specjalnych strzemion w złączach oraz wzmacnianie odrzwi za pomocą stalowych podciągów i stojaków ciernych. Działania te nie poprawiają jednak w sposób znaczący nośności obudowy ŁP przy obciążeniach dynamicznych, której wartość jest o kilkadziesiąt procent mniejsza od jej nośności statycznej, a dodatkowo pogarszają przepustowość wyrobisk z powodu rosnącej liczby stalowych elementów wzmacniających obudowę, szczególnie w rejonie skrzyżowań ściana-chodnik.

Wydaje się, że szczególnie w obecnej sytuacji ekonomicznej polskiego górnictwa węgla kamiennego oraz przy wysokich cenach stali, należy poszukiwać alternatywnych rozwiązań, które doprowadzą do zmniejszenia kosztów wykonania obudowy chodnikowej oraz poprawy bezpieczeństwa pracy górników.

Jedną z metod obniżenia kosztów wykonania obudowy oraz zwiększenia przepustowości wyrobisk chodnikowych jest stosowanie obudowy podporowo-kotwiowej, złożonej najczęściej z odrzwi obudowy ŁP, której elementy są przykotwiane do górotworu lub wykonuje się wzmacnianie górotworu kotwiami zabudowywanymi pomiędzy rozrzedzonymi odrzwiami obudowy ŁP. Wykorzystuje się w tym celu głównie kotwie wklejane,

które spajają strefę skał otaczających wyrobisko i powodują, że zwiększa się samonośność górotworu, co w znacznym stopniu poprawia współpracę i nośność układu obudowa-górotwór.

W wyrobiskach chodnikowych nie stosuje się jednak samodzielnej obudowy kotwiowej, pomimo tego, że doświadczenia górnictwa światowego [9] wykazują, że obudowa kotwiowa może być stosowana w warunkach dużej aktywności sejsmicznej górotworu. W związku z powyższym w Głównym Instytucie Górnictwa rozpoczęto badania mające na celu określenie charakterystyki pracy kotwi przy obciążeniach dynamicznych, wyznaczenia ilościowych kryteriów oceny kotwi, a następnie dostosowanie ich konstrukcji do powyższych warunków.

Badania kotwi przy obciążeniach dynamicznych miały początkowo charakter badań modelowych. Pierwsze badania dynamiczne kotwi przeprowadzone zostały w Pracowni Kotwienia Górotworu GIG pod kierunkiem Panów prof.dr hab.inż. Antoniego Kidybińskiego i dr inż. Andrzeja Nierobisza, na podstawie której opracowano metodykę badania kotwi w skali naturalnej, a następnie pierwszą wersję projektu normy Pr PN-G-15593. Obecnie prowadzone są w Laboratorium Badań Urządzeń Mechanicznych GIG badania kotwi w skali naturalnej, w ramach projektu badawczego własnego nr 5T12A01623 finansowanego przez KBN. Celem tych badań jest określenie udarowej odporności kotwi powszechnie stosowanych w kopalniach węgla kamiennego i rud oraz optymalizacja ich konstrukcji do określonych warunków geologicznych. Na podstawie obliczeń prędkości przyrostu obciążenia obudowy wyrobiska podczas tąpnięć [1, 2], obserwacji geofizycznych

[3, 4, 9] oraz wyników badań stanowiskowych (modelowych i w skali naturalnej), opracowano projekt normy Pr PN-G-15593:2004 [8], w której określono wymagania i podano rodzaje badań, jakim powinny podlegać wszystkie rodzaje kotwi wstrząsoodpornych, przeznaczonych do stosowania w podziemnych wyrobiskach zakładów górniczych w warunkach występowania wstrząsów i tąpnięć.

Chociaż stosowanie samodzielnej obudowy kotwiowej w warunkach istniejącego w polskim górnictwie węgla kamiennego zagrożenie tąpnięciami jest uważane przez wielu znawców tej tematyki za bardzo ryzykowne, lub wręcz niemożliwe, to jednak, zdaniem autora, należy podjąć taką próbę, korzystając z doświadczeń górnictwa światowego oraz najnowszych badań stanowiskowych i dołowych prowadzonych przez polskie ośrodki badawcze.

W dalszej części artykułu przedstawiono metodykę dynamicznych badań kotwi w stanowisku badawczym Laboratorium Badań Urządzeń Mechanicznych GIG zlokalizowanym w Łaziskach oraz matematyczny model pracy kotwi w tym stanowisku.

2. Metodyka stanowiskowych badań dynamicznej odporności kotwi górniczych

Badanie dynamicznej odporności kotwi wykonuje się dwuetapowo. W I etapie bada się odporność dynamiczną samej żerdzi i podkładki. Żerdź kotwi powinna być długości co najmniej 1,6 m. Badanie to polega na przyłożeniu siły dynamicznej wywołanej udarem spadającej masy z równoczesnym pomiarem obciążenia i sumarycznego wydłużenia żerdzi Δl_1 oraz spłaszczenia podkładki Δl_2 i czasu trwania zjawiska. Żerdź z podkładką mocuje się w stanowisku badawczym zgodnie z rysunkiem 1, obciąża się je wstępnie trawersą o masie m_2 , a następnie opuszcza się masę uderową m_1 na trawersę z wysokości h , określonej według wzoru:

$$h = \frac{E_K(m_1 + m_2)}{g \cdot m_1^2}, m \quad (1)$$

gdzie:

m_1 – masa uderowa, kg,

m_2 – masa trawersy wraz z oprzyrządowaniem, kg,

g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2 ,

E_K – energia kinetyczna udaru, J.

Do obliczeń przyjmuje się następujące wartości energii kinetycznej:

- 25 kJ podczas badania kotwi wstrząsoodpornej,
- 35 kJ podczas badania kotwi wstrząsoodpornej wzmocnionej,
- 50 kJ podczas badania kotwi wstrząsoodpornej zaporowej.

Wprowadza się następujące określenia:

- **kotew wstrząsoodporna** - kotew, która spełnia wymagania normy PN-G-15091:1998 [5] oraz jej odporność dynamiczna wynosi co najmniej 25 kJ,
- **kotew wstrząsoodporna wzmocniona** - kotew, która spełnia wymagania normy PN-G-15091:1998 oraz jej odporność dynamiczna wynosi co najmniej 35 kJ,
- **kotew wstrząsoodporna zaporowa** - kotew, która spełnia wymagania normy PN-G-15091:1998 oraz jej odporność dynamiczna wynosi co najmniej 50 kJ.

Brak doświadczeń w górnictwie polskim w zakresie wymagań stawianym kotwiom pracującym w warunkach wstrząsów i tąpnięć spowodował, że zaproponowana w projekcie normy wartość: odporności dynamicznej dla kotwi wstrząsoodpornej wynosząca co najmniej 25 kJ oraz wartość sumarycznego przemieszczenia kotwi wynosząca 0,5 m, zostały zaczerpnięte z doświadczeń górnictwa Republiki Południowej Afryki [9]. Należy również zwrócić uwagę na fakt, że autor wspomnianej publikacji [9] zwraca szczególną uwagę na wymóg upodatnienia kotwi, co pozwoliłoby na skuteczną dyssypację energii tąpnięcia. Pozostałe wartości odporności udarowej dla zaproponowanej w projekcie normy dla kotwi wstrząsoodpornych wzmocnionych i zaporowych, wprowadzone zostały jedynie w celu usystematyzowania nazewnictwa kotwi wstrząsoodpornych.

Masa uderowa m_1 powinna mieścić się w zakresie od 4000 do 5000 kg, natomiast łączna masa trawersy m_2 z oprzyrządowaniem powinna mieścić się w zakresie od 1500 do 2500 kg. Zaleca się, aby masy m_1 i m_2 były tak dobrane, aby prędkość obciążania kotwi wynosiła około 3 m/s. Błąd pomiaru wartości siły i wydłużenia nie powinien być większy od 5%. Każdą badaną żerdź z podkładką należy obciążać jednokrotnie.

Wynik próby uznawany jest za pozytywny, jeżeli żerdź z podkładką przeniosły bez zniszczenia (przerwania ciągłości materiału żerdzi i podkładki) obciążenie dynamiczne udarem masy o zadanej energii. Dla pełnej oceny danego typu żerdzi oraz podkładki należy przeprowadzić badania co najmniej 5 sztuk.

W przypadku uzyskania pozytywnych wyników badania żerdzi z podkładką w I etapie, przystępuje się do etapu II polegającego na badaniu odporności dynamicznej kompletnej kotwi (żerdź kotwiowa wraz z elementami mocującymi oraz podkładką i/lub dodatkowym absorberem energii, nakrętką itp.) zamocowanej w walcu badawczym, wg schematu przedstawionego na rysunku 2, symulującym mocowanie kotwi w warunkach naturalnych.

Walec badawczy powinien być wykonany według rysunku 3 i wypełniony betonem w klasie B25 (symulującym górotwór). Na całej długości walca wykonuje się otwór o średnicy odpowiedniej dla danego typu kotwi, zgodnie z wymaganiami normy PN-G-15092:1999 [6].

Badania należy przeprowadzić analogicznie jak w I etapie, mierząc siłę dynamiczną obciążenia, sumaryczne wydłużenie żerdzi kotwi Δl_1 , spłaszczenie podkładki i absorbera energii Δl_2 , oraz wysunięcie żerdzi z otworu Δl_3 oraz czas trwania zjawiska. Podczas badań temperatura otoczenia powinna wynosić $20 \pm 10^\circ\text{C}$.

Całkowita wartość energii E_c , przy której kotew nie uległa zniszczeniu, a jej sumaryczne wysunięcie z otworu i wydłużenie nie są większe niż 0,5 m określone jest odpornością dynamiczną kotwi i obliczane z zależności:

$$E_c = E_k + E_p, J \quad (2)$$

gdzie:

E_k – energia kinetyczna uderu, przy założeniu plastycznego zderzenia mas m_1 i m_2 , obliczana ze wzoru:

$$E_k = \frac{m_1^2}{(m_1 + m_2)} g \cdot h, J \quad (3)$$

E_p – energia potencjalna obliczana ze wzoru:

$$E_p = (m_1 + m_2) \cdot g \cdot (\Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3), J \quad (4)$$

gdzie:

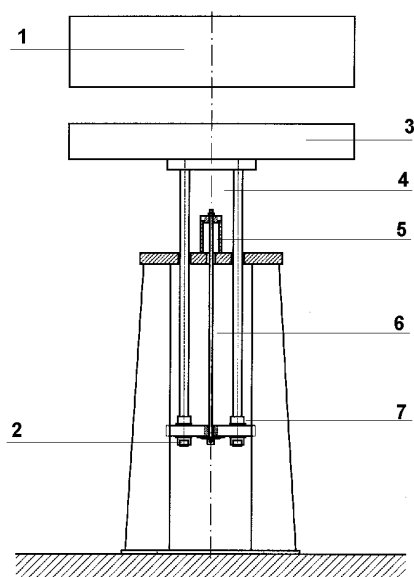
Δl_1 – wydłużenie żerdzi kotwi, m

Δl_2 – sumaryczne spłaszczenie podkładki i absorbera energii, m

Δl_3 – wysunięcie żerdzi z otworu, m.

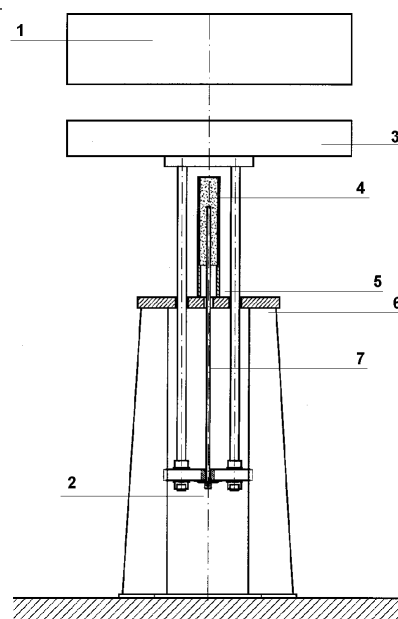
Nośność dynamiczną kotwi, rozumianą jako średni opór kotwi na sumarycznej drodze wydłużenia żerdzi, spłaszczenia podkładki i absorbera, oraz wysuwu z otworu, obliczamy na podstawie wzorów (1), (2) i (3) z następującej zależności:

$$N_d = \frac{E_c}{(\Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3)}, N \quad (5)$$



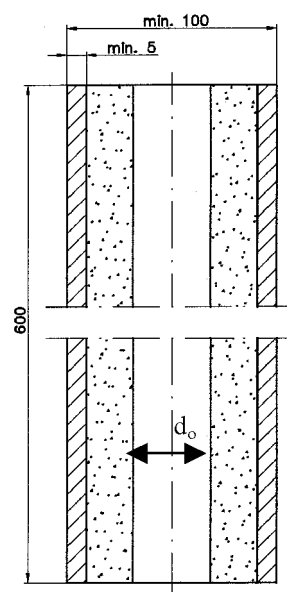
Rys.1. Przykładowy schemat stanowiska do badania żerdzi kotwi z podkładką

1 – masa uderowa m_1 , 2 – podkładka kotwi, 3 – trawersa z oprzyrządowaniem o masie m_2 , 4 – nakrętka na górnej części żerdzi, 5 – czujnik siły, 6 – żerdź kotwi, 7 – płyta dolna



Rys.2. Przykładowy schemat stanowiska do badania kotwi zamocowanej w walcu badawczym

1 – masa uderowa m_1 , 2 – podkładka kotwi, 3 – trawersa z oprzyrządowaniem o masie m_2 , 4 – walec badawczy, 5 – czujnik siły, 6 – płyta górna, 7 – żerdź kotwi



Rys.3. Walec badawczy

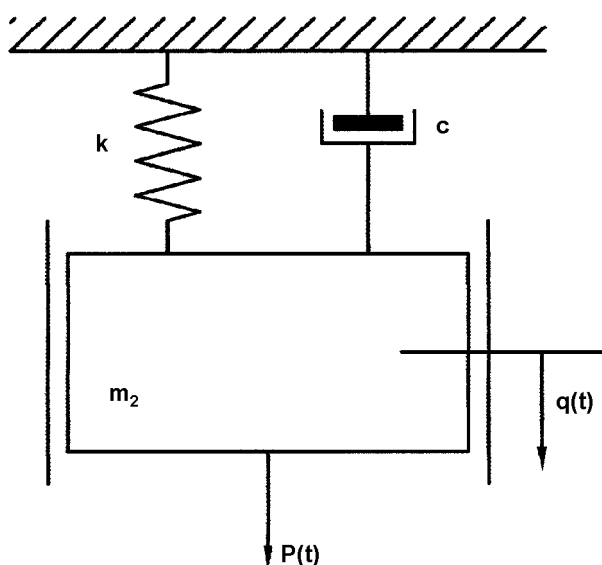
d_0 – średnica otworu w rurze badawczej wynosząca $d_0 = d + (4 \div 12)$, mm, d – średnica żerdzi kotwi, mm

3. Matematyczny model pracy kotwi w stanowisku badawczym

Matematyczny model obciążenia kotwi w stanowisku badawczym przedstawiono na rysunku 4. Założono, że układ badawczy posiada jeden stopień swobody i jest układem dyssypatywnym.

Masa trawersy m_2 statycznie obciąża kotew zamocowaną w walcu badawczym spoczywającym na nieruchomej płycie ramy stanowiska. Kotew przedstawiono w postaci więzi sprężystej o sztywności k oraz tłumika

wiskotycznego (charakteryzującego opory ruchu) o współczynniku oporu lepkiego c .



Rys.4. Matematyczny model obciążenia kotwi w stanowisku badawczym

Kotew obciążana jest siłą wzbudzącą $P(t)$, a wychylenie masy m_2 z położenia równowagi statycznej opisuje współrzędna uogólniona $q(t)$. Po wykorzystaniu równań Lagrange'a otrzymujemy znane równanie ruchu [7]:

$$m \frac{d^2 q}{dt^2} + c \frac{dq}{dt} + k \cdot q = P(t) \quad (6)$$

Równanie to wyraża warunek równowagi sił działających na rozważaną masę w czasie ruchu.

Dynamiczne obciążenie kotwi podzielono na dwie fazy. W I fazie obciążenia swobodnie spadająca masa uderowa m_1 na trawersę o masie m_2 , statycznie obciążającą kotew siłą P_0 wynoszącą:

$$P_0 = m_2 \cdot g, \text{ N} \quad (7)$$

wywołuje drgania układu mas oraz kotwi. Drgania wymuszone aperiodycznie w formie impulsu działającego w znikomo małym przedziale czasu Δt , mają charakter gasnący. Wartość siły nie jest tu znana, wiadomo jednak, że popęd siły Π wyrażony wzorem:

$$\Pi = P \cdot \Delta t, \text{ N}\cdot\text{s} \quad (8)$$

przetworzony zostaje na nagły przyrost pędu masy.

W II fazie, po zderzeniu plastycznym, obciążenie wywołane zostało nagle przyłożoną siłą $P(t) = P = \text{const}$.

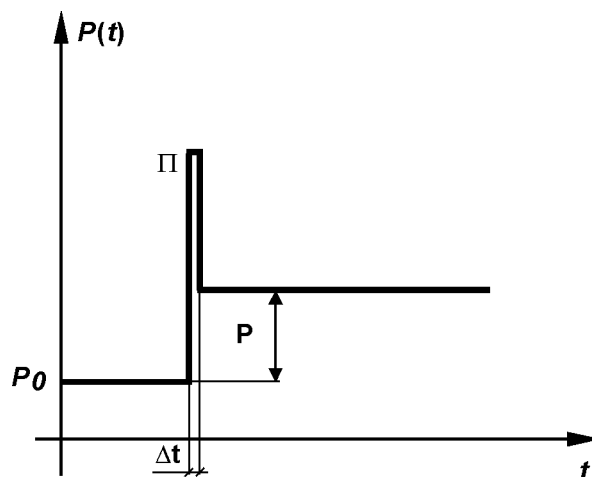
Superpozycję obciążenia w I i II fazie, odpowiadającą zderzeniu plastycznemu (bez odbicia mas), złożonemu z impulsu początkowego Π oraz trwałej pozostałości P , przedstawiono na rysunku 5.

Odpowiedź badanego układu kotwi zamocowanej w walcu badawczym można określić w sposób przybliżony za pomocą wzoru charakteryzującego siłę F_d jego oporu dynamicznego:

$$F_d = P_0 + \Pi \cdot \omega_1 \cdot e^{-\alpha_1 \omega_1 t} \cdot \frac{\sin(\omega_1' \cdot t)}{\cos(\beta_1)} + P \cdot \left[1 - e^{-\alpha_2 \omega_2 t} \cdot \frac{\cos(\omega_2' \cdot t - \beta_2)}{\cos \beta_2} \right], \text{ N} \quad (9)$$

gdzie:

- F_d – siła oporu dynamicznego, N,
- P_0 – statyczna siła wstępnie obciążająca kotew, wywołana trawersą o masie m_2 , N
- Π – popęd siły (impuls siły), N·s
- ω_1 i ω_2 – częstości kołowe drgań własnych badanego układu, odpowiednio w I i II fazie obciążenia, Hz,
- ω_1' i ω_2' – częstości kołowe drgań swobodnych badanego układu tłumionego, odpowiednio w I i II fazie obciążenia, Hz,
- α_1 i α_2 – bezwymiarowe parametry zwane liczbą tłumienia, odpowiednio w I i II fazie obciążenia,
- β_1 i β_2 – fazowe parametry tłumienia, odpowiednio w I i II fazie obciążenia,
- t – czas, s.



Rys.5. Model obciążenia kotwi w stanowisku badawczym – wymuszenie aperiodyczne

Częstości kołowe ω_1 i ω_2 obliczamy ze wzorów:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{(m_1 + m_2)}}, \text{ Hz} \quad (10)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{(m_1 + m_2)}}, \text{ Hz} \quad (11)$$

gdzie:

$k_{1/2}$ – sztywności kotwi zamocowanej w walcu badawczym w I i II fazie obciążenia, N/m.

Częstości kołowe ω_1' i ω_2' drgań swobodnych badanego układu tłumionego, odpowiednio w I i II fazie obciążenia, obliczamy z zależności:

$$\omega_1' = \omega_1 \cdot \sqrt{(1 - \alpha_1^2)}, \text{ Hz} \quad (12)$$

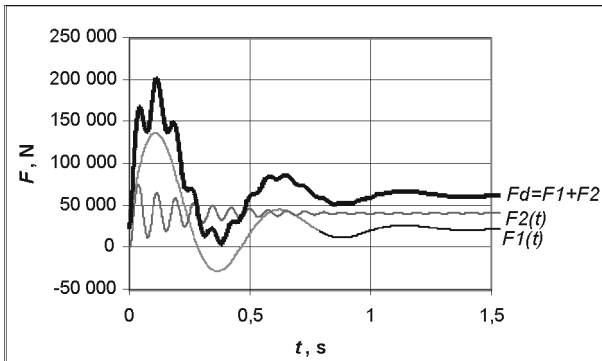
$$\omega_2' = \omega_2 \cdot \sqrt{1 - \alpha_2^2}, \text{ Hz} \quad (13)$$

Fazowe parametry tłumienia β_1 i β_2 , odpowiednio w I i II fazie obciążenia, obliczamy z zależności:

$$\beta_1 = \arcsin \alpha_1 \quad (14)$$

$$\beta_2 = \arcsin \alpha_2 \quad (15)$$

Przykładowe przebiegi oporu dynamicznego F w funkcji czasu t jako odpowiedzi układu kotwi zamocowanej w walcu badawczym na wymuszenie udarem masy, przedstawiono na rysunku 6.



Rys.6. Przykładowe przebiegi oporu dynamicznego F w funkcji czasu t jako odpowiedzi układu kotwi zamocowanej w walcu badawczym na wymuszenie udarem masy

4. Podsumowanie

Wyniki dotychczasowych badań kotwi przy obciążeniach dynamicznych prowadzone w oparciu o przedstawioną wcześniej metodykę wykazały, że obciążenia udarowe powodują powstanie ekstremalnych naprężeń w kotwiach, które często powodowały ich zniszczenie przy wartościach obciążeń znacznie mniejszych od niszczących wartości obciążeń wyznaczonych podczas badań statycznych.

Opracowana w Głównym Instytucie Górnictwa w Katowicach metodyka i matematyczny model stanowi-

kowych badań udarowej odporności kotwi górniczych pozwolą na lepsze zrozumienie zjawisk jakie zachodzą w konstrukcji kotwi podczas jej obciążeń dynamicznych.

Literatura

1. Kidybiński A.: Dynamiczne obciążenie obudowy chodnikowej w czasie tupań. Zeszyty Naukowe Akademii Górniczo-Hutniczej nr 1071, Górnictwo, zeszyt 2, Kraków 1986.
2. Kidybiński A.: Kryteria uszkodzenia lub zniszczenia wyrobisk korytarzowych i komorowych wskutek wstrząsów. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie, Miesięcznik WUG nr 5/99, Katowice 1999.
3. Kłeczek Z.: Geomechanika górnicza. Śląskie Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1994.
4. Mutke G.: Parametry drgań w strefie ogniskowej indukowane eksploatacją pokładów węgla. Badania nad dynamiką obciążeń obudowy wyrobisk górniczych. Monografia pod kierunkiem doc.dr hab.inż. Władysława Konopko. Główny instytut Górnictwa, Katowice 1999.
5. PN-G-15091:1998 Kotwie górnicze. Wymagania.
6. PN-G-15092:1999 Kotwie górnicze. Badania.
7. Praca zbiorowa pod kier. G. Rakowskiego: Mechanika budowli - ujęcie komputerowe. Tom 2. Arkady, Warszawa 1992.
8. Pr PN-G-15593:2004 Kotwie górnicze wstrząsoodporne. Wymagania i badania.
9. Wojno L.: Doświadczenia z zakresu stosowania obudowy kotwiowej w kopalniach Republiki Południowej Afryki. Szkoła Eksploatacji Podziemnej'94, Sympozja i Konferencje nr 10, Tom 1, Kraków 1994.

Artykuł wpłynął do redakcji w marcu 2005 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Zdzisław Kłeczek

Model matematyczny sieci przeciwpożarowej kopalni podziemnej

Streszczenie

W artykule przedstawiono model matematyczny sieci wodnej kopalni podziemnej, który może być wykorzystany do obliczania parametrów sieci w zależności nie tylko od rozchodu wody, lecz również – od zmian konfiguracji instalacji. Za pomocą modelu można obliczyć wartości strumienia wody w poszczególnych odcinkach rur, wielkość spadków ciśnienia w tych odcinkach oraz ciśnienia w interesujących punktach sieci.

Summary

Mathematical model of water network in the underground coal mine, which can be used to calculate parameters of the network depending not only on the water distribution but also on changes in configuration of installation was presented in the paper. By use of model the water stream values and pressure drops in every section of pipeline, and a pressure in interesting network points can be calculated.

1. Wprowadzenie

Sieć przeciwpożarowa kopalni podziemnej stanowi układ przewodów hydraulicznych, zbiorników wodnych i pomp wraz z odpowiednim osprzętem (armaturą) i z opomiarowaniem. Przewody i zbiorniki połączone są w rozbudowane systemy szeregowo – równoległe, w których pompy pełnią rolę dodatkowych źródeł energii i pracują w okresach zwiększonego zapotrzebowania na wodę.

Konfiguracja sieci przeciwpożarowej ulega zmianom, które wywołuje nie tylko postęp robót górniczych, lecz również likwidacja wyeksploatowanych bądź nieużywanych wyrobisk. Sieć przeciwpożarową kopalni można traktować jako obiekt o niestabilnym (niestacjonarnym) charakterze opisujących go parametrów przepływowo-energetycznych.

W niniejszym artykule przedstawiono efekty analitycznego opisu sieci przeciwpożarowej kopalni poprzez utworzenie jej matematycznego modelu, który powinien pozwolić na opracowanie programu komputerowego do obliczania przepływów w sieci przeciwpożarowej kopalni na danym poziomie wydobywczym.

Program taki powinien umożliwiać:

- wyznaczanie wielkości strumienia dla zadanych wartości odbiorów technologicznych i pożarowych,
- obliczanie strat ciśnienia w poszczególnych odcinkach sieci ppoż.,
- określanie wartości ciśnień statycznych w węzłach sieci,
- obliczanie wielkości współczynnika oporów liniowych dla zadanych strat ciśnienia i średnic rur.

2. Opis systemu przeciwpożarowego

Przedmiotem analizy uczyniono sieć przeciwpożarową kopalni węgla kamiennego, spełniającą wymogi określonych przepisów Prawa Górniczego.

Przedmiotowa sieć przeciwpożarowa stanowi układ naczyń połączonych zasilanych w dwóch miejscach, w którym zwiększone zapotrzebowanie na wodę w określonym punkcie powoduje zmianę strumienia przepływu w pozostałej części układu. W sieci układ rurociągów musi być podzielony na odcinki rur kończące się węzłami. Węzły odpowiadają miejscom, w których następuje rozdzielenie lub łączenie się rur. Każdemu węzłowi powinien być przypisany numer, który pozwała na jego jednoznaczną identyfikację, oraz jego pionowa (niwelacyjna) współrzędna z. Założono, że sieć przeciwpożarowa składa się ze 158 odcinków rur i 146 węzłów; 61 rur kończy się swobodnym węzłem. Są to odcinki rur, które doprowadzają wodę ppoż. do wyrobisk korytarzowych.

W celu orientacji w systemie przeciwpożarowym należy przygotować schemat, który stanowić będzie podstawę do identyfikacji i przypisania wyników obliczeń odpowiednim odcinkom rur i punktom sieci.

Z przepisów górniczych dotyczących sieci przeciwpożarowych wynika, że hydranty końcowe powinny zapewnić pobór wody w ilości co najmniej 0,6 m³/min przy ciśnieniu nie mniejszym niż 0,4 MPa. Ciśnienie statyczne wody w rurociągach nie powinno przekraczać 1,6 MPa.

3. Model matematyczny systemu przeciwpożarowego

Model matematyczny sieci przeciwpożarowej musi zawierać segmenty pozwalające na obliczenie wszystkich parametrów sieci, które są niezbędne do jednoznacznej interpretacji jej funkcjonowania. Parametrami tymi są: strumienie wody w odcinkach rur, spadki ciśnienia w odcinkach rur, wartości ciśnienia w węzłach sieci, współczynniki oporów liniowych, średnice rur. Model matematyczny stanowi podstawę do napisania programu komputerowego dla obliczeń sieci ppoż.

3.1. Określenie strumieni przepływu wody w systemie ppoż.

Podstawą wyliczenia strumieni wody w rurach są bilanse strumieni w węzłach. Przy zapisywaniu bilansu strumieni wody w węźle przyjęto znak „+” dla strumieni dopływających do węzła, znak „-” dla strumieni odpływających z węzła. Bilans strumieni wody dla i -go węzła ma postać:

$$\sum Q_{ji} - \sum Q_{ik} - Q_{Pi} - Q_{Ti} = 0 \quad (1)$$

gdzie:

Q – strumień wody,

i – numer analizowanego węzła,

j – numer węzła, z którego woda dopływa do węzła i ,

k – numer węzła, do którego woda dopływa z węzła i ,

P – odbiór pożarowy wody z węzła i ,

T – odbiór technologiczny wody z węzła i .

Ilość relacji w postaci równania (1) odpowiada liczbie węzłów w sieci ppoż. Dla przyjętej sieci ppoż. liczba tych równań wynosi zatem $NW = 146$. Maksymalna liczba strumieni wody w omawianej sieci odpowiada natomiast poszczególnym odcinkom rur, wyróżnionych w układzie w ilości wynoszącej $NR = 158$. Ponieważ $NW < NR$, konieczne jest dopisanie brakujących równań umożliwiających obliczenie pozostałych strumieni wody. Minimalna ich ilość wynika z różnicy liczby rur i węzłów. Dodatkowymi relacjami będą równania wysokości oporów przepływu w rurach, zapisywane dla tzw. „oczek”, w których całkowita wartość zmian ciśnienia jest równa zeru. W sytuacji, gdy równania bilansów strumieni dla węzłów są liniowo zależne konieczne jest napisanie większej liczby równań spadków ciśnienia w oczkach. Liczbę wymaganych oczek, czyli dodatkowych równań, można wyznaczyć z zależności:

$$NO = NR - NW + 1 \quad (2)$$

w której:

NO – liczba oczek,

NR – liczba rur,

NW – liczba węzłów.

W najbardziej ogólnym przypadku w oczku mogą się pojawić pompy zasilające oraz źródła wody. W takiej sytuacji równanie zmian ciśnienia w oczku ma postać:

$$\sum K_i Q_i^n - \sum \Delta p_{wi} - \Delta W_z = 0 \quad (3)$$

gdzie:

Q_i – strumień wody przepływającej przez i -tą rurę w oczku,

Δp_{wi} – różnica ciśnień pomp wspomagających w poszczególnych gałęziach oczka,

ΔW_z – różnica ciśnień między źródłami (zbiornikami) w oczku,

K_i – zastępczy współczynnik oporów przepływu w i -tej rurze oczka.

Zastępczy współczynnik oporów przepływu K jest określany z zależności:

$$K = \lambda \frac{8\rho}{\pi^2} \frac{l}{d^5} \quad (4)$$

w której:

λ – współczynnik oporów liniowych,

ρ – gęstość wody,

d – średnica rury,

l – długość rury.

Wyrażenie ΔW_z , określające różnicę ciśnień między źródłami w oczku pojawia się tylko przy analizie tzw. „quasi oczka”. „Quasi oczkiem” nazywa się układ rur między dwoma zbiornikami (źródłami).

Po uzupełnieniu równań bilansów strumieni w węzłach równaniami oczek otrzymano układ 158 równań koniecznych do wyznaczenia strumieni przepływu wody w rurach systemu przeciwpożarowego. Równania bilansów strumieni w węzłach są liniowe, natomiast równania spadków ciśnień w oczkach są nieliniowe. Przy przyjęciu wartości wykładnika $n = 2$, są to równania kwadratowe.

3.2. Obliczenie ciśnienia w węzłach systemu ppoż.

Wartości ciśnień w węzłach wyznacza się na podstawie równania energii – równania Bernoulliego, które zapisane, dla k -tej rury ograniczonej i -tym oraz $i+1$ węzłem ma postać:

$$p_i + \rho g z_i + \frac{\rho w_k^2}{2} = p_{i+1} + \rho g z_{i+1} + \frac{\rho w_k^2}{2} + \Delta p_k \quad (5)$$

gdzie:

p – ciśnienie,

$i, i+1$ – numery węzłów ograniczających analizowaną rurę,

w – średnia prędkość strumienia wody w analizowanej rurze,

z – współrzędna węzła,

Δp – spadek ciśnienia w odcinku rury między węzłami $i, i=1$.

Węzły ograniczają rurę o stałej średnicy, co oznacza, że prędkość wody w węzłach jest taka sama ($w_k = idem$).

Z równania (5) wyznacza się wartość ciśnienia w i -m lub w $i+1$ węźle:

$$p_i = p_{i+1} + \rho g (z_{i+1} - z_i) + \Delta p_k \quad (6a)$$

$$p_{i+1} = p_i + \rho g (z_i - z_{i+1}) - \Delta p_k \quad (6b)$$

Strata ciśnienia Δp_k w k -tej rurze między węzłem i oraz $i+1$ zawiera tylko liniową stratę ciśnienia. W obliczeniach strat ciśnienia w sieci ppoż. uwzględniono tylko straty liniowe. Miejsce straty ciśnienia pominięto ze względu na znikomą ich wartość w odniesieniu do strat liniowych, które występują przy przepływie wody w długich prostoliniowych (w wystarczającym przybliżeniu), odcinkach rur.

Wielkość strat ciśnienia w rurze określa równanie:

$$\Delta p = KQ^n \quad (7)$$

Wyznaczając z równania (7) strumień przepływu otrzymuje się dla k -tej rury zależność:

$$Q_k = \frac{\Delta p_k^{1/n}}{K_k^{1/n}} \quad n=2 \quad (8)$$

Jeżeli w odcinku rurociągu, dla którego liczona jest strata ciśnienia, zostanie zainstalowana pompa wspomagająca, to równanie (8) przyjmie postać:

$$Q_k = \frac{(\Delta p_k + p_{wk})^{1/n}}{K_k^{1/n}} \quad (8a)$$

Ciśnienie p_w pompy wspomagającej wyznacza się na podstawie jej charakterystyki, która jest miejscem geometrycznym punktów współpracy sieci z maszyną. Dla pomp wirowych charakterystykę tę można opisać równaniem:

$$p_w = AQ^2 + BQ + C \quad (9)$$

Wartości współczynników A , B , C wylicza się po odczytaniu z charakterystyk producenta trzech wartości wydajności pompy i odpowiadających im ciśnienia.

Równanie bilansu strumieni (1) po uwzględnieniu równania (8a) umożliwi wyznaczenie strat ciśnienia w rurze:

$$\sum \left(\frac{\Delta p_{ji} + p_{wji}}{K_{ji}} \right)^{\frac{1}{n_{ji}}} - \sum \left(\frac{\Delta p_{ik} + p_{wik}}{K_{ik}} \right)^{\frac{1}{n_{ik}}} - Q_{Pi} - Q_{Ti} = 0 \quad (10)$$

W omawianym systemie ppoż. jest do wyznaczenia 158 (maksymalnie) wartości strat ciśnienia w rurach oraz 146 ciśnień w węzłach sieci. W tych rurach, w których nie będzie mieć miejsca przepływ wody, liniowa strata ciśnienia będzie równa zero.

3.3. Wyznaczanie współczynnika oporów liniowych

Dla obliczenia wielkości strat ciśnienia w rurach konieczne jest wcześniejsze określenie współczynnika oporów liniowych λ . Wartość tego współczynnika zależy od parametrów geometrycznych rury (średnicy d i chropowatości k) oraz od rodzaju przepływu określonego liczbą Reynoldsa. Spośród wielu wzorów używanych do wyznaczania wartości współczynnika λ , w niniejszym opracowaniu została zastosowana formuła Waldena, bardzo zbliżona do wzoru Coolebroka-White'a, umożliwiająca proste obliczanie współczynnika oporów liniowych w całym zakresie przepływów burzliwych:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{6,1}{Re^{0,91}} + 0,268 \frac{k}{d} \right) \quad (11)$$

gdzie:

- k – chropowatość rury,
- Re – liczba Reynoldsa.

Liczba Reynoldsa może być wyliczana na podstawie ogólnie znanej zależności:

$$Re = \frac{wd}{\nu} \quad (12)$$

którą, po uwzględnieniu związku między strumieniem przepływu wody a prędkością i średnicą rury można przedstawić w postaci:

$$Re = \frac{4Q}{\pi v d} \quad (13)$$

przy czym: ν – lepkość kinematyczna wody.

Strata ciśnienia w prostoliniowym odcinku rurociągu jest określona wzorem Darcy-Weisbacha:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2} \quad (14)$$

Podstawiając:

$$w^2 = \frac{16}{\pi^2 d^4} Q^2$$

równanie (14) przyjmuje postać:

$$\Delta p = \lambda \frac{8lp}{\pi^2 d^5} Q^2 \quad (15)$$

Wprowadzając oznaczenie:

$$K = \lambda \frac{8p}{\pi^2} \frac{l}{d^5} \quad (16)$$

otrzymuje się zależność na stratę ciśnienia w prostoliniowym odcinku rury w postaci równania (7). Wielkość K określoną zależnością (16) nazwano zastępczym współczynnikiem oporów przepływu.

Dla znanej wartości straty ciśnienia, w prostym odcinku k – tej rury wielkość współczynnika oporów liniowych określa zależność:

$$\lambda_k = \frac{2d_k}{\rho l_k} \frac{\Delta p_k}{w_k^2} \quad (17)$$

lub:

$$\lambda_k = \frac{\pi^2 d_k^5}{8\rho l_k} \frac{\Delta p_k}{Q_k^2} \quad (17a)$$

3.4. Wyznaczanie średnicy rur dla systemu ppoż.

Średnice rur dla systemu ppoż. są wyznaczane na podstawie określonych strumieni wody przepływającej przez rurę oraz dopuszczalnej straty ciśnienia w rurze. Średnicę tę można obliczyć w zależności od prędkości przepływu wody:

$$d_k = \frac{\lambda_k \rho l_k}{2} \frac{w_k^2}{\Delta p_k} \quad (18)$$

lub w funkcji strumienia:

$$d_k = \left(\frac{8\lambda_k \rho l_k}{\pi^2} \frac{Q_k^2}{\Delta p_k} \right)^{\frac{1}{5}} \quad (18a)$$

W oparciu o zależności (1÷18) można być przygotowany algorytm do napisania programu komputerowe-

go przeznaczonego do obliczania sieci przeciwpożarowej. W segmentach programu wykorzystane będą odpowiednie równania podane w modelu matematycznym sieci.

4. Podsumowanie

Ponieważ sieć ppoż. stanowi system naczyń połączonych, które są zasilane z kilku źródeł, model matematyczny posiada charakter globalny. Oznacza to, że obliczenia prowadzi się dla całej sieci, a nie dla jej fragmentów. Nie zdaje egzaminu podział sieci na części, rozwiązanie takich fragmentów i szukanie końcowego rozwiązania na zasadzie superpozycji. Zmiana warunków pracy w jednym miejscu ma wpływ na parametry całej sieci. Przedstawiony model sieci umożliwia uwzględnianie tego tak, aby wyniki były odzwierciedleniem rzeczywistych warunków funkcjonowania sieci.

Fizyczna zależność powiązań fragmentów sieci objawiła się w opisie matematycznym w postaci liniowo zależnych równań. Dlatego pewne bloki obliczeniowe muszą być uzupełnione dodatkowymi równaniami wynikającymi nie tylko z faktu nadmiaru niewiadomych, ale również z powodu konieczności eliminacji równań

liniowo zależnych. Zastosowana metoda rozwiązywania układu równań powinna pozwalać na identyfikowanie równań liniowo zależnych.

Wyniki obliczeń uzyskane za pomocą przedstawionego modelu w zadawalającym stopniu powinny odzwierciedlać rzeczywiste wartości parametrów pracy sieci przeciwpożarowej w kopalni. Prezentowany model matematyczny sieci przeciwpożarowej może stanowić podstawę do opracowania stosownego programu komputerowego

Literatura

1. Walden H.: Mechanika płynów. Warszawa, Wydawnictwo Politechniki Warszawskiej 1983.
2. Gryboś R.: Podstawy mechaniki płynów. Warszawa, PWN 1989.
3. Zasady budowy, wyposażenia, utrzymania i kontroli rurociągów przeciwpożarowych oraz zbiorników wodnych dla zasilania tych rurociągów. Bytom, Centralna Stacja Ratownictwa Górniczego 1991.

Artykuł wpłynął do redakcji w marcu 2005 r.

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

Metody numeryczne w projektowaniu urządzeń sedymentacyjnych

Streszczenie

W artykule autorzy przedstawili możliwości wykorzystania nowoczesnych metod modelowania w dziedzinie ochrony środowiska. Przedstawiono systemy komputerowego wspomaganie projektowania wykorzystujące CFD (Computational Fluid Dynamics) oparte na metodzie elementów skończonych. Za pomocą programu CDesign zasymulowano rozkład prędkości przepływu zarówno w układzie zalewowym, jak i całym osadniku. Na podstawie uzyskanych wyników dokonano modernizacji kształtu układu zalewowego w celu uzyskania równomiernego rozkładu prędkości. Ponieważ podstawą działania urządzeń sedymentacyjnych jest wykorzystanie procesu sedymentacji, czyli grawitacyjnego opadania ziaren w ośrodku ciągłym, i ponieważ proces ten można zaliczyć do jednego z bardziej skomplikowanych zarówno w opisie matematycznym, jak i w symulacjach, dlatego zaprezentowano drugi pakiet oprogramowania FLUENT, który posiada dużo większe możliwości symulacji zarówno układów jedno, dwu jak i wielofazowych. Potwierdza to liczba różnorodnych dziedzin, gdzie jest on stosowany. W niniejszym artykule autorzy chcieli podkreślić, że wykorzystanie tego oprogramowania pozwala na wyeliminowanie kosztownych badań doświadczalnych na etapie projektowania i modernizacji urządzeń. Należy jednak pamiętać, że weryfikacja na stanowisku laboratoryjnym w końcowej fazie projektowania jest konieczna ze względu na bezpieczeństwo funkcjonowania urządzenia.

Summary

In the paper the authors presented the possibilities of use of the state-of-the-art modelling methods in the field of environment protection. Systems of computer aid in designing processes using the CFD (Computational Fluid Dynamics), based on the finite elements method were presented. Velocity distribution both in the flood system and in the whole settler were simulated using the CDesign program. Modernization of the flood system shape in order to obtain an even velocity distribution was conducted on the basis of the obtained results. Due to the fact that the basis of settlers operation is the use of sedimentation process, i.e. gravitational sinking of the grains in the continuous medium, and that the process can be considered as one of the most complicated both from the mathematical and simulation point of view, the second package of the FLUENT software, which has much wider possibilities of the one-, two-, and multiphase simulations was presented. It confirms a variety of different domains in which it is used. In the paper the authors wanted to point out that the use of the software helps to eliminate expensive experimental research work at the stage of designing and modernization of machines. It is important to remember that a verification in the laboratory stand is necessary at the end of designing process due to the safety of machine operation.

1. Wstęp

W ostatniej dekadzie nastąpił bardzo gwałtowny rozwój technologii informatycznych, co spowodowało bardzo szybki rozwój komputerowych systemów wspomaganie projektowania. Wszędzie tam, gdzie myśli się o wydajnej i wysokojakościowej pracy pozwalającej na konkurencję z innymi producentami, niezależnie od branży, wdraża się i wykorzystuje powyższe systemy. Następuje integracja poszczególnych narzędzi w całość, co z kolei pozwala nadzorować produkcję wyrobu począwszy od fazy projektowej a skończywszy na końcowym produkcie.

Jedną z gałęzi będących częścią systemów komputerowego wspomaganie projektowania stanowią narzędzia CFD (Computational Fluid Dynamics) wykorzystujące metody numeryczne do rozwiązywania problemów

z dziedziny mechaniki płynów. Programy CFD pozwalają uzyskać niezbędne informacje o przepływie płynu, ruchu ciepła i masy. Uzyskuje się to w wyniku numerycznego przekształcenia cząstkowych równań różniczkowych w zbiór równań algebraicznych, których rozwiązanie jest zbliżone do dokładnych analitycznych rozwiązań równań opisujących zarówno wymianę pędu, bilansu energii i masy.

Istnieje kilka metod numerycznych, które umożliwiają rozwiązywanie wspomnianych równań są to m.in. metoda elementów skończonych oraz metoda objętości skończonych. Każda z tych metod posiada zalety, jak również pewne ograniczenia w zależności od klasy zagadnień. Jednakże prowadzone symulacje z wykorzystaniem tych metod pozwalają zaoszczędzić nam dużo czasu, pracy oraz pieniędzy. Z wykorzystaniem

tych metod jesteśmy w stanie w dużym przybliżeniu zasymulować rzeczywiste układy bądź obiekty. Należy jednak pamiętać, że nie każdy układ, czy obiekt rzeczywisty jesteśmy w stanie zasymulować. Istnieją dziedziny, w których rzeczywistość jest na tyle skomplikowana, że długo jeszcze nie będziemy w stanie wykonać wirtualnego odpowiednika układu rzeczywistego.

Narzędzia wspomagania projektowania jakie dostarcza nam informatyka mogą być również z powodzeniem wykorzystane w projektowaniu urządzeń ochrony środowiska. Możemy wyróżnić tutaj dwie grupy oprogramowań: do obliczeń wytrzymałościowych, do których można zaliczyć m.in. Femap, Nastran, Ansys, Abaqus, DesignSpace, Patran oraz do obliczeń związanych z mechaniką płynów wykorzystując oprogramowanie typu CFD, do którego można zaliczyć m.in. Fluent, Fidap, CFDesign, CosmosFlow, TMGFlow, Ansys.

W niniejszym artykule autorzy skupią uwagę na dwóch programach wykorzystywanych między innym w projektowaniu urządzeń ochrony środowiska: Fluent i CFDesign.

2. Symulacje rozkładu prędkości

W urządzeniach sedymentacyjnych jednym z podstawowych parametrów decydujących o prawidłowym przebiegu procesu sedymentacji jest rozkład prędkości. Zapewnienie prawidłowego rozkładu prędkości w urządzeniu możemy zawdzięczać doświadczeniu projektanta, wykonaniu modelu, a następnie przeniesienie go w skali na obiekt rzeczywisty. Istnieje również inna możliwość, możemy do tego celu wykorzystać metody numeryczne. Jedną z takich aplikacji jest program CFDesign.

Jest to program przeznaczony dla inżynierów odpowiedzialnych za produkty, do projektowania których wykorzystuje się zagadnienia związane z przepływem płynu i przekazywaniem ciepła. Do symulacji wykorzystuje się element lub model złożeniowy wykonany w wybranym przez nas systemie CAD. Przyjazny dla użytkownika interfejs programu sprawia, że ustawienie

odpowiednich parametrów symulacji jest stosunkowo łatwe. Natomiast działanie programu opiera się na rozwiązywaniu równań matematycznych, które opisują ciepło i jego przepływ w poruszającym się płynie. Program wykorzystuje metodę elementów skończonych do dyskretyzacji obszaru ruchu płynu. Skutkiem jest przekształcenie cząstkowych równań różniczkowych w zbiór równań algebraicznych, których rozwiązanie jest zbliżone do dokładnych analitycznych rozwiązań.

Przykładem wykorzystania programu CFDesign jest projekt koncepcyjny osadnika wielostrumieniowego (rys. 1) działającego w oparciu o połączony układ współprądowej i przeciwprądowej sedymentacji. Urządzenie to posiada kilka stref. Dwie podstawowe strefy to strefa klarowania i strefa zagęszczania. Strefa klarowania jest wyposażona w pakiety wkładów wielostrumieniowych, w których jest realizowany proces oczyszczania zawiesiny przy przeciwprądowym kierunku jej przepływu.

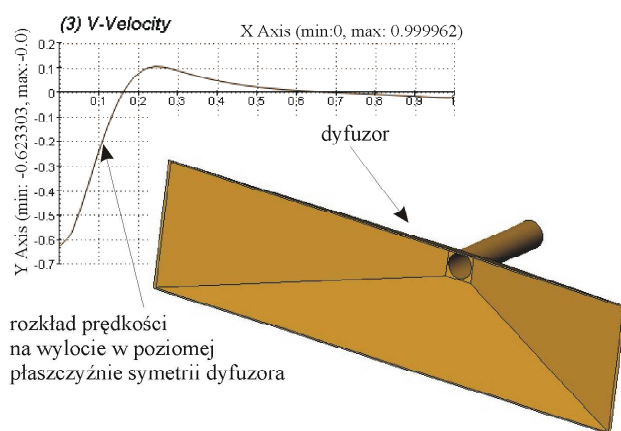
Strefa ta jest umieszczona bezpośrednio nad komorą rozpraszania zawiesiny, która znajduje się bezpośrednio nad komorą zagęszczania wielostrumieniowego. Komora zagęszczania, podobnie jak strefa klarowania, wypełniona jest pakietami wkładów wielostrumieniowych, gdzie realizowany jest proces współprądowego zagęszczania. Ponadto osadnik wyposażony jest w układ dostarczania zawiesiny składający się z dwóch dyfuzorów, cztery komory odprowadzenia zagęszczonego osadu oraz komorę przelewu umożliwiającą odprowadzenie oczyszczonej cieczy do koryta przelewowego.

Jak zostało to już wcześniej wspomniane jedną z podstawowych wielkości decydujących o prawidłowym przebiegu procesu sedymentacji w urządzeniach sedymentacyjnych jest prędkość przepływu zawiesiny. Rozwiązania konstrukcyjne umożliwiające tworzenie się zawirowań, lokalnych turbulencji bądź powodujące nierównomierny rozkład prędkości w urządzeniu wpływają niekorzystnie na przebieg procesu sedymentacji, pogarszając jego efekty bądź wręcz uniemożliwiając jego wystąpienie. Dlatego w trakcie opracowywania rozwią-

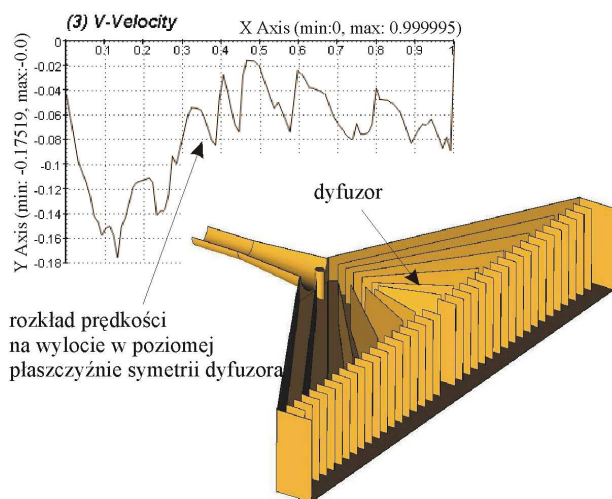
zań konstrukcyjnych poszczególnych elementów osadnika wykorzystywano numeryczne metody w celu określenia rozkładu prędkości w urządzeniu.

Wykonano symulację rozkładu prędkości w układzie dostarczania zawiesiny (rys. 1c) oraz w całym osadniku (rys. 1b), na podstawie których wprowadzono zmiany konstrukcyjne tak, aby zapewnić jednolity profil prędkości oraz uniknąć pojawienia się w nim tzw. „martwych stref”.

Na rysunkach 2 i 3 zaprezentowano układ dostarczania zawiesiny wraz z przedstawionym na wykresie profilem prędkości. Rysunek 2 prezentuje układ przed modyfikacją, natomiast rysunek 3 prezentuje układ po modyfikacji. Modyfikacji dokonano na podstawie symulacji przepływu przez ten układ (rys. 1c) wykonanych w programie CFDDesign.



Rys.2. Dyfuzor przed modyfikacją oraz rozkład prędkości na wylocie w poziomej płaszczyźnie symetrii dyfuzora



Rys.3. Dyfuzor po modyfikacji oraz rozkład prędkości na wylocie w poziomej płaszczyźnie symetrii dyfuzora

3. Symulacje procesu sedymentacji – pakiet Fluent

Podstawą działania urządzeń sedymentacyjnych jest wykorzystanie procesu sedymentacji, czyli grawitacyj-

nego opadania ziaren w ośrodku ciągłym. Proces ten można zaliczyć do jednego z bardziej skomplikowanych procesów zarówno w opisie matematycznym, jak i w symulacjach. Z dostępnego oprogramowania jedynie pakiet oprogramowania FLUENT oferuje modele umożliwiające wykonanie symulacji procesu sedymentacji.

Program Fluent należy do rodziny CFD (Computational Fluid Dynamics) czyli programów służących do przeprowadzania szczegółowych analiz zagadnień związanych z przepływem płynów, wymianą energii i masy. Wykorzystanie tego oprogramowania pozwala na wyeliminowanie kosztownych badań doświadczalnych przy projektowaniu i modernizacji urządzeń. Program ten posiada olbrzymie możliwości o czym mogą świadczyć bardzo zróżnicowane dziedziny, w których jest stosowany. Obecnie istnieją dwa podejścia do obliczeń numerycznych przepływów wielofazowych zaimplementowane w pakiecie Fluent:

1. **Euler-Lagrange** – faza płynna traktowana jest jako ośrodek ciągły i rozwiązywana według równań Naviera-Stoksa podczas, gdy faza rozproszona jest rozwiązywana przez śledzenie dużej liczby ziaren, pęcherzyków lub kropelek w obszarze obliczeń strumienia. Faza rozproszona może wymieniać z fazą płynną pęd, masę, energię. Podstawowym założeniem zrobionym w tym modelu jest to, że faza rozproszona ma niskie stężenie objętościowe nawet pomimo wysokiego strumienia masy. Trajektorie cząstek i kropelek obliczane są osobno w określonych przerwach pomiędzy obliczeniami fazy ciekłej. Ze względu na to model ten szczególnie nadaje się do obliczeń rozpylonych substancji, przy spalaniu paliw i węgla, ale jest nieodpowiedni do modelowania mieszanki ciecz-ciecz, złoż fluidalnych oraz kiedy stężenie objętościowe drugiej fazy jest istotne.
2. **Euler-Euler** – różne fazy są interpretowane matematycznie jako ciągłe. Suma stężeń objętości poszczególnych faz równa jest jeden. W programie Fluent dostępne są trzy różne modele wielofazowe:
 - Objętości płynu (volum of fluid, VOF) model ten śledzi powierzchnie stosowaną przy niemiennych siatkach. Jest zaprojektowany dla dwóch albo i więcej nie mieszających się płynów, gdzie obszarem zainteresowania jest ich powierzchnia styku. W modelu tym pojedynczy układ równań pędu dzielony jest pomiędzy płyny oraz stężenie objętościowe każdego z płynów w każdej komórce obliczeniowej śledzone jest w całym obszarze. VOF można stosować przy wielowarstwowym przepływie, wypełnianiu, ruchu cieczy w zbiorniku, ruchu wody po pęknięciu tamy.
 - Mieszaniny (mixture model) - jest zaprojektowany dla dwóch albo i więcej faz (cieczy, cząstek ciała stałego). Rozwiązywany jest poprzez równania pędu. Uwzględnia on względne prędkości w opisie fazy rozproszonej. Model

ten może być stosowany w przepływach pęcherzykowych, sedymentacji i cyklonach oraz bez brania pod uwagę prędkości względnych fazy rozproszonej w jednorodnych przepływach.

- Eulerian model – jest najbardziej złożony ze wszystkich modeli. Rozwiązuje zbiór n równań pędu i ciągłości dla każdej fazy. Istnieje także sprzężenie pomiędzy ciśnieniem a współczynnikiem wymiany. Sposób obliczenia sprzężenia zależy od faz. Przepływ ziarnisty (ciecz-ciało stałe) będzie zachowywał się inaczej niż nieziarnisty (płyn-płyn). Dla tego pierwszego właściwości uzyskuje się z teorii kinetycznej. Wymiana pędu pomiędzy fazami zależy również od typu modelowanej mieszaniny. Eulerian może być stosowany przy wielofazowych modelach zawierających kolumny pęcherzyków, wznoszeniach zawieszonych ziaren oraz złóż fluidalnych.

głej. Przy definicji faz dla fazy dyskretnej podajemy rozmiar cząstek tej fazy oraz ich udział objętościowy. Dla zawiesiny zastosowanej w badaniach udział objętościowy fazy stałej został obliczony z wzoru (1) i wynosił $0,04815 \text{ kg/m}^3$.

$$\varphi = \frac{S}{\rho} \quad (1)$$

Bardzo istotnym elementem dla procesu sedymentacji jest skład ziarnowy zawiesiny. Zawiesina, którą zastosowano w symulacjach i badaniach dla logarymiczno-normalnego rozkładu wielkości ziaren posiadała $m = 3,091$ i $\sigma = 0,367$. Dla tych parametrów ziarno o średnicy około $25 \mu\text{m}$ będzie ziarnem podziału dystrybucji rozkładu normalnego dla wartości $0,5$. W prowadzonych symulacjach wprowadzono bardzo duże uproszczenie polegające na przyjęciu zawiesiny monodispersyjnej o rozmiarze ziaren wynoszącym $25 \mu\text{m}$.

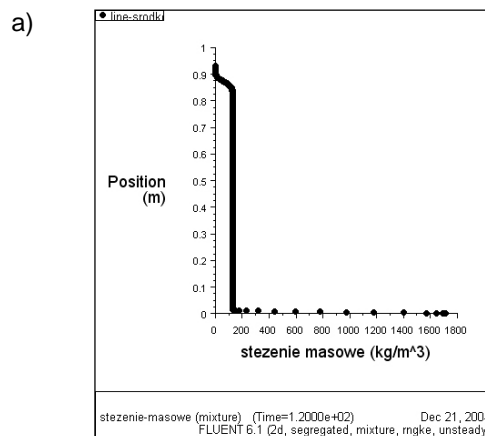
Przykładem wykorzystania Fluenta do symulacji procesu sedymentacji jest np. zamieszczona poniżej symulacja sedymentacji w pojedynczym przewodzie wkładów wielostrumieniowych. Do symulacji procesu sedymentacji wykorzystano metodę Euler-Euler modele Mieszaniny i Eulerian.

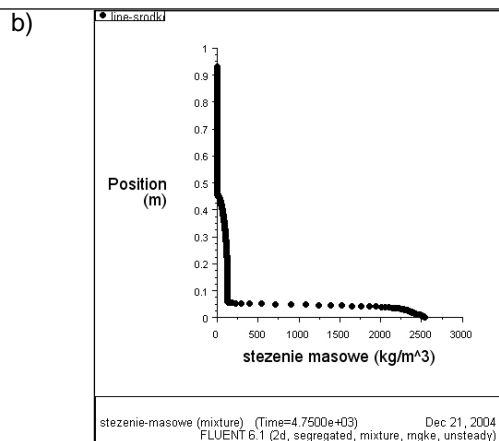
Przedstawiono dwa testy sedymentacyjne: dla pionowego ustawienia cylindra sedymentacyjnego oraz dla cylindra nachylonego pod kątem 45° względem podłoża.

Na rysunku 4 przedstawiono geometrię, dla której wykonano symulacje sedymentacji statycznej. Rysunek 4a zawiera geometrię dla pionowego ustawienia cylindra sedymentacyjnego, natomiast rysunek 4b dla cylindra pochylonego.

W symulacjach z wykorzystaniem modeli Mixture i Eulerian jedna faza jest traktowana jako ciągła, natomiast druga jako dyskretna rozmieszczona w fazie cią-

Wyniki symulacji (rozkład stężenia) zostały przedstawione na rysunku 4. Rozkład stężenia w osi cylindra dla pionowego ustawienia cylindra po 10 i 120 minutach procesu sedymentacji został przedstawiony na rysunku 5.





Rys.5. Rozkład stężenia zawiesiny w osi cylindra dla pionowego ustawienia cylindra - model mixture
a) czas sedymentacji 10 min, b) czas sedymentacji 100 min

Z przedstawionych wykresów (rys. 5a, b) rozkładu stężenia zawiesiny dla różnych chwil czasowych wynika, że charakter procesu sedymentacji został odwzorowany poprawnie.

Na wykresach można wyznaczyć charakterystyczne strefy procesu sedymentacji. Dlatego też można stwierdzić, że stosowanie tego oprogramowania (Fluent) do symulacji procesu sedymentacji jest jak najbardziej zasadne.

4. Podsumowanie

Zastosowanie technologii CAD i CFD w znacznym stopniu ułatwia proces projektowania konstrukcji urządzenia. Co więcej umożliwia również jego wizualizację oraz wizualizację i wyliczenie parametrów jego pracy (np., rozkładów prędkości).

Wykorzystanie metod numerycznych pozwala nie tylko uzyskać symulację pracy urządzenia dla jego normalnych warunków pracy, ale także pozwala również symulować stany krytyczne, których uzyskanie w rzeczywistości mogło by grozić np. uszkodzeniem lub zniszczeniem nie tylko urządzenia, ale i całej instalacji.

Należy jednak pamiętać, że na obecnym etapie rozwoju technologii nie można wyeliminować badań laboratoryjnych, gdyż ta weryfikacja w końcowej fazie projektowania jest konieczna ze względu na bezpieczeństwo funkcjonowania urządzenia. Jednakże wykorzystanie nowoczesnych systemów wspomagania komputerowego może znacznie skrócić czas projektowania.

Artykuł wpłynął do redakcji w marcu 2005 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Włodzimierz Kowalski

Artykuł został wygłoszony na konferencji KOMEKO, zorganizowanej przez CMG KOMAG w marcu 2005 r.

Mgr inż. Krzysztof HAMALA
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG
Mgr inż. Tomasz WYDRO
Akademia Górniczo-Hutnicza

Stanowisko do badań laboratoryjnych procesu ładowania frezującym organem ślimakowym

Streszczenie

W artykule przedstawiono rozważania dotyczące procesu ładowania urobku frezującym organem ślimakowym. Opisano mechanizm ładowania urobku organem ślimakowym i podano zależności, których spełnienie warunkuje prawidłowy i efektywny przebieg procesu ładowania. Określono wielkości, których wpływ na omawiany proces nie został dotychczas jednoznacznie określony oraz parametry, których wielkość i sposób doboru został określony na podstawie badań empirycznych. W celu zweryfikowania wpływu tych czynników na sprawność procesu ładowania sformułowano wytyczne do badań laboratoryjnych procesu ładowania oraz przedstawiono koncepcję budowy stanowiska badawczego. Realizacja tychże badań pozwoli na sprecyzowanie w przyszłości wytycznych do doboru i projektowania frezujących organów ślimakowych z uwzględnieniem prawidłowego i efektywnego przebiegu procesu ładowania.

Summary

In the paper a discussion referring to run-of-mine load process by worm cutting drum was presented. Mechanism of load process with the use of worm cutting drum was described, and relationships meeting of which have a great impact on proper and effective loading process were given. Values, which influence the process were not determined, and parameters, which amounts and method of selection were specified on the basis of empirical studies, were determined. In order to verify their impact on loading process, efficiency guidelines for laboratory tests on loading process were formulated, and a conception of design of test stand was presented. Realization of tests will enable to specify guidelines for a selection and design of worm cutting drums in the future, taking into account a proper and effective loading process.

1. Wprowadzenie

Operacje skrawania i ładowania oddzielonego od calizny urobku na przenośnik zgrzeblowy są podstawowymi funkcjami frezujących kombajnów ścianowych. Elementem roboczym współczesnego kombajnu ścianowego realizującym obie te funkcje jest frezujący organ ślimakowy, którego budowa wraz z odpowiednim układem nożowym, przy założonych parametrach konstrukcyjnych oraz kinematycznych, powinna zapewnić jak najlepsze efekty urabiania i ładowania, a więc małe zużycie mocy, dużą wydajność i małe rozdrobnienie węgla [1]. W praktyce kombajny ścianowe wyposażone są w dwa organy ślimakowe umożliwiające realizację jedno- lub dwukierunkowej technologii urabiania węgla.

Podstawową cechą stosowanych organów ślimakowych jest to, że obie jego funkcje, tzn. skrawania i ładowania są wykonywane jednocześnie. Z tego też powodu współczesna literatura traktuje proces ładowania urobku przez organy ślimakowe ściśle w powiązaniu z procesem skrawania, przy czym temu ostatniemu poświęcono znacznie więcej uwagi ze względu na jego dominującą rolę. Istniejące modele procesu ładowania urobku opisują go jedynie poprzez teoretyczne związki między parametrami konstrukcyjnymi organu oraz parametrami ruchowymi kombajnu. Poparte badaniami

analitycznymi oraz eksploatacyjnymi procesu ładowania nie pozwalają na jednoznaczną i prawidłową ocenę tego procesu. Ogromne koszty badań dołowych oraz występujące ograniczenia natury eksploatacyjno-ruchowej nie pozwalają na ustalenie wiarygodnych kryteriów oceny tego procesu w warunkach rzeczywistych, a nieliczne badania efektywności procesu ładowania przeprowadzone na modelach organów ślimakowych także nie uwzględniają wszystkich aspektów tego zagadnienia.

Poznanie zjawisk rządzących procesem ładowania nabiera szczególnego znaczenia w sytuacji, gdy dobierając organy ślimakowe do danych warunków przodka ścianowego należy wziąć pod uwagę nie tylko dominujący proces skrawania, ale także proces ładowania urobku. Rodzi to szereg problemów, gdyż efektywność obu procesów zachodzi przy przeciwstawnych sobie parametrach pracy kombajnu ścianowego. Odpowiednio wyważony dobór parametrów pracy kombajnu oraz organu zapewnia prawidłową pracę organów ślimakowych pod względem urabiania, jak i ładowania.

W konsekwencji powyższego celowym wydaje się przeprowadzenie stanowiskowych badań laboratoryjnych procesu ładowania urobku frezującym organem ślimakowym, co pozwoli na pełniejsze poznanie zja-

wisk i parametrów rządzących tym procesem. Badania takie mogą być w przyszłości podstawą do określenia wytycznych do doboru i projektowania frezujących organów ślimakowych z uwzględnieniem prawidłowego i efektywnego przebiegu procesu ładowania.

2. Funkcje i zasada pracy frezujących organów ślimakowych

Zadaniem frezującego organu ślimakowego, stanowiącego element roboczy kombajnu ścianowego jest, jak wcześniej wspomniano, realizacja podstawowych funkcji kombajnu, tzn. funkcji skrawania węgla za pomocą narzędzi skrawających i ładowania oddzielonego od calizny urobku na przenośnik zgrzeblowy. Realizacja obu funkcji jest wynikiem złożenia podstawowych ruchów kombajnu: ruchu posuwowego kombajnu oraz ruchu obrotowego organu.

Funkcja skrawania realizowana jest za pomocą noży rozmieszczonych na płatach ślimaka oraz tarczy odcinającej organu, natomiast funkcja ładowania urobku na przenośnik zgrzeblowy realizowana jest za pomocą odpowiednio ukształtowanych płatów ślimaka. Obie realizowane funkcje są wykonywane równolegle, wzajemnie się przenikają i nie ma możliwości jednoznacznego rozdzielenia procesu skrawania od procesu ładowania.

Dążenie do zwiększenia efektywności procesu urabiania oraz ładowania urobku spowodowało, że w praktyce górniczej spotyka się różne rozwiązania frezujących organów ślimakowych. Ze względu na liczbę płatów ślimaka stosowane są najczęściej organy trój- i czterowchodowe. Spotyka się organy z pełną tarczą odcinającą, tarczą niepełną, tarczą stożkową oraz bez tarczy odcinającej. Ze względu na rodzaj zastosowanych narzędzi skrawających stosowane są organy z nożami promieniowymi, stycznymi, stycznno-obrotowymi oraz z dyskami skrawającymi.

Każdy organ charakteryzuje się pewnymi parametrami opisującymi jego cechy i właściwości. Należą do nich parametry konstrukcyjne (średnica organu, głębokość zabioru, liczba płatów, średnica piasty, skok płata ślimaka, kąt pochylenia płatów ślimaka) i kinematyczne (prędkość obrotowa organu, prędkość posuwu, kierunek obrotów organu). Parametry te decydują o budowie organu i jego właściwościach w kontekście prawidłowej realizacji procesu skrawania i ładowania. Oprócz tego istnieje grupa parametrów wpływających głównie na proces skrawania (rodzaj noży, liczba linii skrawania, podziałka linii skrawania) oraz na proces ładowania (pochylenie wyrobiska ścianowego, moc i sprawność ładowania).

Wynikająca z charakteru pracy organu ślimakowego jednoczesna realizacja procesu skrawania i ładowania urobku powoduje, że jedyną wiarygodną możliwością poznania procesu ładowania jest oddzielenie go od procesu skrawania. Tylko w warunkach badań laboratoryjnych możliwa jest realizacja procesu ładowania bez występowania procesu skrawania. Należy

jednak pamiętać, że dobierając parametry procesu ładowania należy także uwzględnić wpływ parametrów warunkujących realizację procesu skrawania.

W celu prawidłowego doboru parametrów procesu ładowania organem ślimakowym należy w oparciu o przyjęty model analityczny, dokonać analizy parametrów i zjawisk warunkujących realizację tego procesu, a następnie określić wielkości mogące stanowić kryterium jego oceny.

3. Model analityczny procesu ładowania urobku

Przyjęty model analityczny procesu ładowania zakłada, że podstawowym warunkiem prawidłowego przebiegu procesu ładowania frezującym organem ślimakowym, przy spełnieniu warunków wynikających w modelu fizycznego i badań empirycznych, jest wymóg, aby objętość wewnętrzna organu była większa od ilości urobku powstającego podczas urabiania. Jednocześnie strumień urobku wydostający się organu na przenośnik musi mieć taką objętość, by tzw. furta ładująca umożliwiła jego swobodny przepływ [1, 2, 3]. Warunkiem wystarczającym jest analiza tych zjawisk w czasie jednego obrotu organu, co oznacza że spełniona musi być następująca zależność:

$$\Delta = k_w V_o - V_u \geq 0 \quad (1)$$

gdzie:

V_o – objętość wewnętrzna organu,

V_u – wydajność urabiania organu,

k_w – współczynnik wypełnienia organu.

Niespełnienie powyższej nierówności pociąga za sobą zmniejszenie sprawności ładowania, aż do możliwości zablokowania organu.

Objętość wewnętrzna organu V_o to swobodna przestrzeń między płatami ślimaka, w której urobek przemieszczany jest w kierunku przenośnika. Dla organu o tzw. płatach normalnych, objętość wewnętrzna V_o opisana jest zależnością:

$$V_o = 0,25\pi (D^2 - k_{kp}d^2) \left(Z_U - \frac{b}{\cos \alpha_2} \right) \quad (2)$$

a dla organów z płatami zachodzącymi zależnością:

$$V_o = 0,25Z_U(D^2 - k_{kp}d^2) \left(\pi - \frac{ib}{D \sin \alpha_2} \right) \quad (3)$$

gdzie:

Z_U – zabiór organu bez tarczy odcinającej,

D – średnica bębna organu z uwzględnieniem nakładek ładujących,

d – średnica piasty organu,

b – grubość płata,

i – liczba płatów,

α_2 – kąt pochylenia płata,

k_{kp} – współczynnik uwzględniający kształt piasty organu zdefiniowany jako stosunek objętości innej niż walcowa do objętości walca o średnicy piasty d .

Wydajność urabiania organu V_U przypadająca na jeden jego obrót zależy od zabioru Z , średnicy D_S , obrotów n i prędkości posuwu v_p . Uwzględniając, że urobek zwiększa swą objętość po oddzieleniu go od calizny, jak również fakt częściowego załadunku urobku bez udziału organu, wydajność urabiania dla dwóch organów o tych samych parametrach można określić zależnością:

$$V_U = \frac{k_r k_L Z v_p H}{n} \quad (4)$$

gdzie:

k_r – współczynnik rozluźnienia urobku,

k_L – współczynnik określający ilość załadowanego urobku bez udziału organu.

H – wysokość urabianej ściany.

Uwzględniając spełnienie nierówności (1) można rozpatrywać przypadek pracy kombajnu z ładowarkami osłonowymi lub bez. Dla pracy organów z ładowarkami koniecznym do spełnienia jest warunek przedstawiający zależność:

$$\Delta = k_w V_{op} - V_{up} \geq 0 \quad (5)$$

Pozwala to wyznaczyć wyrażenie na dopuszczalną prędkość posuwu v_p w postaci:

$$v_p \leq \frac{k_w n_p V_{op}}{k_r k_L Z_p D_{sp}} \quad (6)$$

W przypadku pracy kombajnu bez ładowarek, koniecznym do spełnienia staje się nierówność:

$$\Delta = k_w (V_{op} + V_{ot}) - (V_{up} + V_{ut}) \geq 0 \quad (7)$$

Prowadzi to do wyrażenia na dopuszczalną prędkość posuwu v_p w postaci:

$$v_p \leq \frac{2k_w n V_o}{k_r k_L Z H} \quad (8)$$

Wyrażenia na dopuszczalną prędkość posuwu, przy zakładanym prawidłowym procesie ładowania, mają w praktyce bardzo duże zastosowanie. Wynika to z faktu, że warunkach rzeczywistych stosując organy o określonych cechach konstrukcyjnych oraz zadanej prędkości obrotowej tylko zmiana prędkości posuwu kombajnu umożliwi regulację sprawności procesu ładowania.

Powyższa analiza prowadzi do wniosku, iż szereg parametrów konstrukcyjnych i kinematycznych organów opisujących proces ładowania, można wyznaczyć wykorzystując znane i sprawdzone zależności. Z uwagi na prawidłowy przebieg procesów skrawania i ładowania znane są zależności umożliwiające wyznaczenie prędkości obrotowej organu n oraz prędkości posuwu v_p . Stałe parametry konstrukcyjne organu pozwalają wyznaczyć z kolei jego objętość wewnętrzną V_o oraz wydajność urabiania organu V_U .

W przedstawionych wyrażeniach występuje jednak współczynnik wypełnienia organu k_w , współczynnik

rozluźnienia urobku k_r oraz współczynnik k_L określający ilość nie załadowanego przez organ urobku. Wielkości te dobierane są na podstawie doświadczenia i wiedzy konstruktora ($k_w = 0 \div 1$, $k_r > 1$, $k_L = 0 \div 1$), a ich zakres i wielkości zostały określone na podstawie badań empirycznych [1, 3].

4. Wytyczne do badań laboratoryjnych

W celu zweryfikowania wspomnianych wielkości (k_w , k_r , k_L) oraz sposobu ich dobierania koniecznym jest przeprowadzenie badań w warunkach laboratoryjnych, które pozwolą zbadać wpływ tych czynników na sprawność procesu ładowania i określić zakresy ich wartości w świetle przyjętych kryteriów. Dotyczy to współczynników k_w oraz k_r , bowiem na etapie badań laboratoryjnych można założyć, że cały urobek na stanowisku badawczym zostanie załadowany za pomocą organu ślimakowego i dlatego parametr k_L przyjmie wartość równą 1.

Badania procesu ładowania będą mieć charakter stanowiskowych badań laboratoryjnych. Pozwoli to zmniejszyć koszty badań oraz trudności w jednoznacznym i powtarzalnym określeniu wyników badań rzeczywistego organu oraz zminimalizować gabaryty stanowiska i koszty jego budowy. Symulacje procesu ładowania, rozdzielonego od procesu skrawania zostaną przeprowadzone na kadłubie organu ślimakowego na specjalnie do tego celu przystosowanym stanowisku.

Parametrami zmiennymi procesu ładowania zależnymi od szeregu znanych parametrów kinematycznych i konstrukcyjnych organu będą:

- współczynnik rozluźnienia urobku k_r (zależny od: prędkości obrotowej organu n i prędkości posuwu v_p),
- współczynnik wypełnienia organu k_w (zależny od: prędkości obrotowej organu n , prędkości posuwu v_p , kąta pochylenia wyrobiska, stosowania lub nie stosowania ładowarki).

Parametrami mierzonymi stanowiącymi kryterium oceny efektywności procesu ładowania będą:

- moc ładowania $N = f(k_w, k_r)$ niezbędna do załadowania urobku,
- sprawność ładowania $\eta = f(k_w, k_r)$ rozumiana jako ilość nie załadowanego przez organ urobku.

Wykorzystany podczas badań urobek zostanie dobrany pod względem własności i klasy ziarnistości odpowiednio do skali zastosowanego organu. Uwzględniając cechy geometryczne organu określona zostanie wielkość granulacji urobku pozwalająca symulować różne wartości współczynnika rozluźnienia urobku k_r . Odpowiedni dobór prędkości obrotowej n oraz prędkości posuwu v_p , przy stałych parametrach konstrukcyjnych organu, pozwoli regulować stopień wypełnienia organu urobkiem podczas ładowania, czyli zadawać wielkość współczynnika k_w , w przyjętym w czasie badań, zakresie. Dobór parametrów urobku oraz wielko-

ści charakteryzujących proces jego ładowania będzie uwzględniał wpływ czynników związanych z procesem skrawania węgla.

Proponowana forma badań pozwoli uwzględnić szeroki zakres czynników wpływających na przebieg procesu ładowania urobku, także tych, których wpływ na omawiany proces nie został dotychczas jednoznacznie określony. Uwzględnione zostanie zjawisko pochylenia wyrobisk ścianowych oraz możliwe będzie zastosowanie ładowarki osłonowej wspomagającej proces ładowania.

Uzyskane wyniki badań pozwolą sporządzić przebiegi zmian mocy oraz sprawności ładowania w funkcji współczynnika wypełnienia organu k_w oraz współczynnika rozluźniania urobku k_r w celu określenia efektywności procesu ładowania.

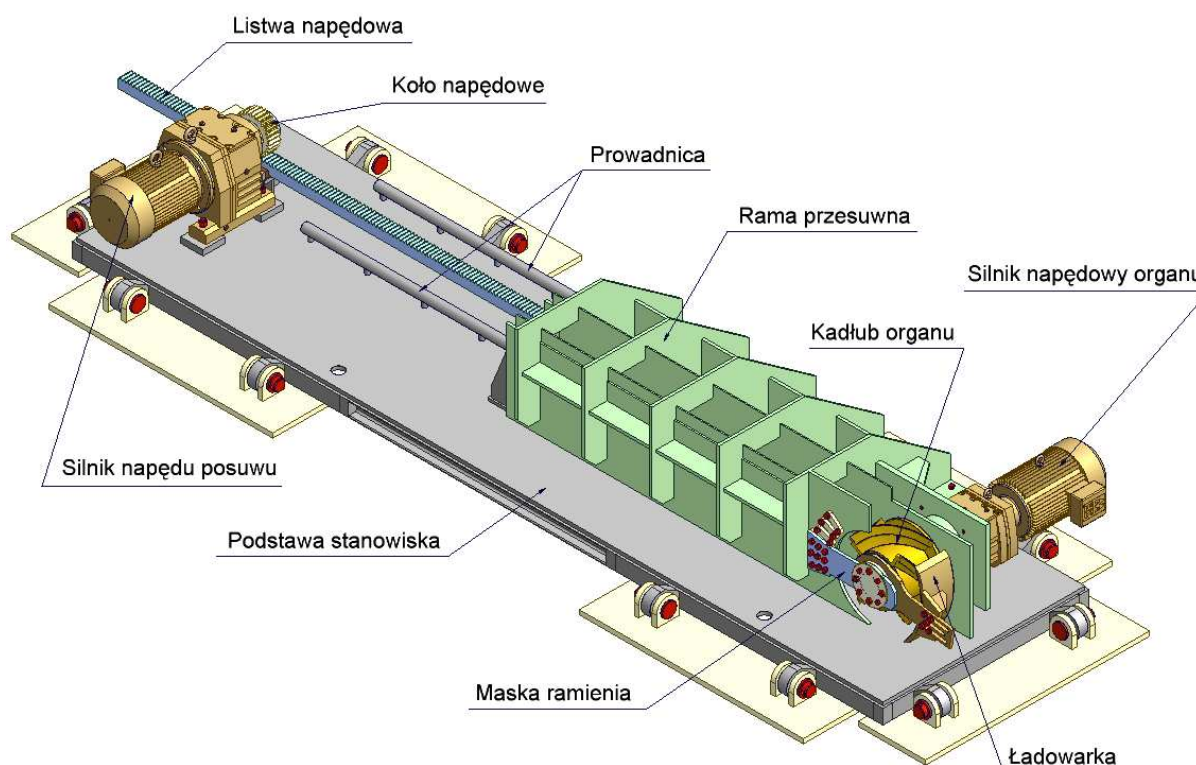
5. Opis budowy stanowiska badawczego

W oparciu o przedstawione powyżej rozważania opracowana została koncepcja stanowiska do badań laboratoryjnych, które modeluje podstawowe elementy i zjawiska istotne podczas procesu ładowania urobku frezującym organem ślimakowym kombajnu ścianowego [4].

kombajnu ścianowego stanowiące jedną z przeszkód podczas procesu ładowania urobku, a sposób jej zamocowania umożliwi zmianę położenia ramienia względem powierzchni ładującej organu. Kadłub organu ślimakowego jest wykonany jako organ 4-wchodowy z płacami zachodzącymi o średnicy 360 mm oraz zabiorze 145 mm. Trójfazowy silnik napędowy organu o mocy 5,5 kW umożliwi bezstopniową zmianę kierunku oraz wielkości obrotów organu. Ładowarka osłonowa o budowie umożliwiającej zmianę jej wybranych parametrów konstrukcyjnych, umożliwi ładowanie pozostałego nie załadowanego przez organ urobku.

Układ napędowy w postaci koła i listwy zębatej umożliwi przemieszczanie się ślizgów ramy po dwóch prowadnicach, symulując w ten sposób przemieszczanie się kombajnu ścianowego podczas pracy. Silnik napędu posuwu o mocy 4 kW pozwala na bezstopniową regulację prędkości liniowej ramy w zakresie 0÷10 m/min, natomiast długość prowadnic ślizgowych umożliwia przesuw ramy na dystansie do 1200 mm.

Konstrukcja ramy przesuwnej umożliwi usypanie pomiędzy jej blachami przyzmy ładowanego urobku. W wyniku złożenia ruchu posuwowego ramy po prowadnicach oraz ruchu obrotowego organu usypana warstwa urobku będzie ładowana za pomocą płatów ślimaka or-



Rys.1. Koncepcja stanowiska badawczego

Konstrukcją nośną stanowiska stanowi uźbrowana rama przesuwna, na której zabudowano podstawowe elementy stanowiska tzn. maskę ramienia kombajnu ścianowego, kadłub frezującego organu ślimakowego wraz z napędzającym go silnikiem oraz ładowarkę osłonową (rys. 1). Maskę ramienia modeluje ramię

ganu i wypychana na zewnątrz ramy, a ewentualne zastosowanie ładowarki osłonowej wleczonej przez przemieszczającą się ramę, umożliwi ładowanie pozostałego nie załadowanego przez organ urobku. Przestrzeń wypełniona ładowanym urobkiem ograniczona jest blachami ramy oraz odpowiednio usytuowaną zastawką.

W celu zweryfikowania wpływu pochylenia pokładu węgla na efektywność procesu ładowania urobku, konstrukcja nośna stanowiska oraz jego układy napędowe zostały posadowione na przystosowanej do tego celu uchyłnej podstawie. Pozwoli to wykorzystując wsporniki oraz łączniki o odpowiedniej długości, na symulację procesu ładowania w wyrobiskach o nachyleniu:

- poprzecznym – w zakresie $\pm 10^\circ$ – regulowane co 5° ,
- wzdłużnym – w zakresie $\pm 35^\circ$ – regulowane co 5° .

Na bazie przedstawionej koncepcji zbudowane zostało stanowisko badawcze, które zostało zlokalizowane w Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG. Wykonany został kadłub organu ślimakowego w wykonaniu prawym i lewym oraz ładowarka osłonowa. Wykonane zostały także komplet łączników o odpowiedniej długości, które pozwolą symulować pochylenie poprzeczne oraz wzdłużne wyrobiska podczas badań.

Instalacja zasilająco-sterująca stanowiska badawczego umożliwi bezstopniowe zadawanie i sterowanie wybranymi parametrami procesu ładowania, pozwalając jednocześnie na pomiar i rejestrację wielkości stanowiących kryterium oceny badanych zjawisk.

6. Podsumowanie

Zaprezentowane stanowisko do badań laboratoryjnych procesu ładowania urobku frezującym organem ślimakowym pozwala na:

- ograniczenie kosztów badań dołowych oraz omińnięcie ograniczeń natury eksploatacyjno-ruchowej występujących w warunkach rzeczywistych,
- symulację procesu ładowania urobku w warunkach laboratoryjnych pozwalając zachować stałe warunki przeprowadzanych badań,
- uwzględnienie szerokiej gamy zjawisk oraz parametrów warunkujących przebieg procesu ładowania, także tych, których wpływ i znaczenie na ba-

dany proces nie został dotychczas jednoznacznie opisany,

- analizę efektywności procesu ładowania urobku realizowanego za pomocą organu ślimakowego, jak i również zjawisk związanych ze wspomaganie tego procesu przez zastosowanie ładowarki osłonowej.

Realizacja laboratoryjnych badań efektywności procesu ładowania pozwoli na uzyskanie szerokiego zakresu wyników, których analiza może być podstawą do weryfikacji istniejących modeli teoretycznych badanego procesu. Pozwoli to na sprecyzowanie w przyszłości wytycznych do doboru i projektowania frezujących organów ślimakowych z uwzględnieniem prawidłowego i efektywnego przebiegu procesu ładowania. Możliwa będzie także weryfikacja wybranych parametrów konstrukcyjnych ładowarek osłonowych wspomagających proces ładowania. Uzyskane ten sposób dane konstrukcyjne będą pomocne w doborze kombajnu ścianowego do warunków danego przodka ścianowego, a także w opracowywaniu zupełnie nowych konstrukcji kombajnów i organów ślimakowych

Literatura

1. Krauze K.: Urabianie skał kombajnami ścianowymi. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 2000.
2. Krauze K.: Objętość wewnętrzna organu a jego wydajność urabiania. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 2, 1994.
3. Krauze K.: Model analityczny procesu roboczego frezującego organu ślimakowego. Archiwum Górnictwa nr 42, 1997.
4. Prace badawczo-rozwojowe i dokumentacyjne CMG KOMAG, Gliwice 2004.

Artykuł wpłynął do redakcji w marcu 2005 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Krzysztof Krauze

Propozycja wprowadzenia jednoznacznych oznaczeń dla noży stycznie-obrotowych frezujących organów ślimakowych

Streszczenie

Stosowanie różnych rodzajów noży kombajnowych, a szczególnie noży stycznie-obrotowych na frezujących organach ślimakowych powinno zapewnić minimalną wartość oporów urabiania i możliwie maksymalną trwałość narzędzi skrawających, organów i maszyny urabiającej. Problemem podstawowym w tym przypadku jest takie ustawienie noży skrawających, by zapewnić prawidłowe ruchowe kąty skrawania. Opracowana dla tych celów analityczna metoda wyznaczania ruchowych kątów skrawania wymaga znajomości parametrów konstrukcyjnych noża, uchwytu i organu. W katalogach firm produkujących narzędzia skrawające i uchwyty brak jest tych danych, co wybitnie utrudnia procedurę obliczeniową. Dlatego też proponuje się wprowadzenie trwałych oznaczeń wybranych parametrów konstrukcyjnych w celu ułatwienia zastosowania określonego rodzaju noża i uchwytu.

Summary

Use of different types of roadheader bits, especially tangential-and-rotational bits of cutting worm units, should provide minimal resistance of mining process, and the best possible durability of cutting tools, cutting drums and mining machine. The most important problem in this case is a such position of cutting bits which enables suitable operational cutting angles. Analytical method for determination of operational cutting angles, developed for analytical purposes, requires a knowledge of design parameters of bit, holder and cutting drum. Unfortunately, there is a lack of such data in catalogues of companies which manufacture cutting tools and holders what makes calculations difficult. That is why implementation of permanent marking of selected design parameters, in order to make a selection of cutting bit or holder easier, is suggested.

1. Wprowadzenie

Elementem roboczym ścianowego kombajnu frezującego jest organ urabiający węgiel za pomocą narzędzi skrawających i ładujący urobek na ścianowy przenośnik zgrzeblowy. Wieloletnie badania i próby prowadzone nad organami urabiającymi pozwoliły przejść od pierwszych organów bębnowych do obecnie stosowanych konstrukcji, jakimi są frezujące organy ślimakowe. Budowa organów doskonała była z powodu ich funkcji, jakie powinny wykonywać równolegle (skrawanie, ładowanie) w czasie procesu urabiania. Dlatego też obecnie stosowane frezujące organy ślimakowe składają się z tarczy odcinającej i części urabiająco-ładowującej (ślimaka). Odpowiednio wyprofilowana część urabiająco-ładowująca spełnia rolę ładowarki, a umieszczone na płatach ślimaka i tarczy odcinającej noże realizują proces skrawania.

Uzyskanie prawidłowej realizacji procesu skrawania wymaga wyboru odpowiednich parametrów kinematycznych i konstrukcyjnych frezującego organu ślimakowego, czyli zastosowania właściwego układu nożowego. Polega to w uproszczeniu na takim rozmieszczeniu narzędzi skrawających na tarczy odcinającej i części urabiająco-ładowującej, by zaistniały proces urabiania był jak najmniej zmienny i energochłonny. Oczywiście jest, że dobór tych parametrów musi uwzględnić wiele czynników wpływających na ten proces [1].

W wyniku tych zabiegów ustalana jest podziałka między liniami skrawania, rodzaj i liczba narzędzi.

Wyboru narzędzi skrawających można dokonać spośród trzech rodzajów noży: stycznych, promieniowych i stycznie-obrotowych. O ile stosowanie noży promieniowych i stycznych jest uzależnione przede wszystkim od urabialności węgla, to w przypadku noży stycznie-obrotowych zależność ta nie jest ściśle określona ze względu na bardzo skomplikowany charakter zjawisk towarzyszących procesowi skrawania tym rodzajem narzędzi, jak również na brak jednolitej i wiarygodnej informacji na temat geometrii ustawienia tych noży [2]. Powyższa uwaga nabiera obecnie szczególnego znaczenia, gdyż większość frezujących organów ślimakowych jest zbrojona w noże stycznie-obrotowe.

Noże stycznie-obrotowe z ostrzem stożkowym są zbrojone osiowo wałkiem z węglików spiekanych. Oś noża ustawia się w płaszczyźnie nieprostopadłej do osi organu urabiającego. Zakłada się przy tym, że układ sił działających na nóż powoduje jego obrót wokół osi podłużnej, a przez to uzyskuje się jego większą trwałość.

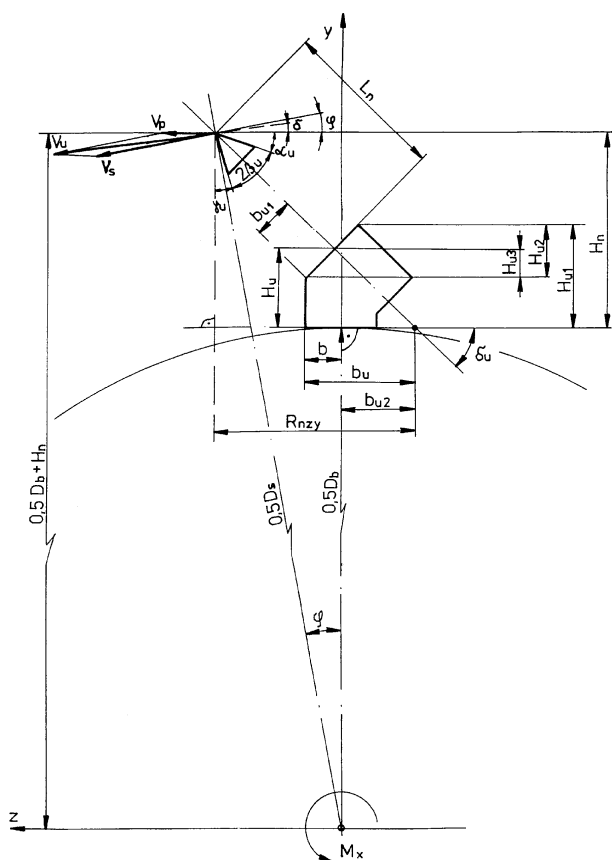
Kształt noża oraz sposób jego ustawienia na organie do urabianej płaszczyzny (część urabiająco-ładowująca) lub płaszczyzn (tarcza odcinająca) wymaga precyzyjnego określenia wartości kątów ustawienia uchwytów nożowych. Polega to na tym, że nóż winien być tak ustawiony, by zgodnie z teorią i praktyką uzyskać

prawidłowe kąty skrawania. Oznacza to, że ruchowy kąt przyłożenia powinien być większy od zera, a kąt ostrza noża winien mieć taką wartość, by zapewnić jak największą trwałość nożom. Natomiast ruchowy kąt natarcia powinien być tak dobrany, by zapewnić minimalną wartość siły oporu urabiania.

Powyższe zagadnienie wymaga więc określenia zależności pozwalających wyznaczyć kąty ustawienia noża w funkcji jego kształtu oraz podziałki skrawania. W przypadku części urabiająco-ładującej rozwiązanie tego zagadnienia sprowadza się tylko do określenia jednego kąta. Natomiast na tarczy odcinającej położenie noża musi być określone za pomocą dwóch kątów. Konieczna jest więc znajomość wybranych parametrów noży, uchwytów i organu, by zapewnić uzyskanie wymaganych ruchowych kątów skrawania (kąt przyłożenia, natarcia).

2. Ustawienie noży styczo-obrotowych na frezującym organie ślimakowym [1, 3]

Noże na części urabiająco-ładującej są mocowane w uchwytach przyspawanych do płyt ślimaka w odpowiednim rozmieszczeniu wynikającym z podziałki skrawania. Osie noży leżą w płaszczyznach obrotu organu (P_{zy}) i są nachylone pod kątem δ_u wynikającym z konstrukcji uchwytu nożowego (rys. 1).



Rys.1. Schemat ustawienia noża i uchwytu na części urabiająco-ładującej frezującego organu ślimakowego

Charakterystycznymi parametrami konstrukcyjnymi noża i uchwytu są:

- H_n – wysokość noża w uchwycie mierzona od krawędzi płyta (podstawy uchwytu),
- H_u – wysokość uchwytu mierzona od jego podstawy do jego osi,
- b_{u1} – szerokość uchwytu,
- $2b$ – długość podstawy uchwytu,
- δ_u – kąt nachylenia osi noża w uchwycie,
- $2\beta_u$ – kąt ostrza noża,
- α_u – geometryczny kąt przyłożenia ostrza noża = $\delta_u - \beta_u$,
- γ_u – geometryczny kąt natarcia ostrza noża = $90^\circ - (\delta_u + \beta_u)$.

Wielkością charakterystyczną organu jest natomiast średnica bębna D_b oraz parametry kinematyczne, jak prędkość skrawania v_s i posuwu v_p .

Wymienione wyżej parametry decydują następnie o wypadkowej prędkości v_s i v_p (prędkość urabiania v_u), kącie δ , średnicy organu mierzonej po wierzchołkach ostrzy noży D_s i rzeczywistych (ruchowych) kątach natarcia i przyłożenia. Wielkości te można wyznaczyć korzystając z zależności geometrycznych widocznych na rysunku 1. Ruchowy kąt przyłożenia α_r jest sumą kątów α_u , ϕ i δ .

$$\alpha_r = \alpha_u + \phi - \delta = \delta_u - \beta_u + \phi - \delta \quad (1)$$

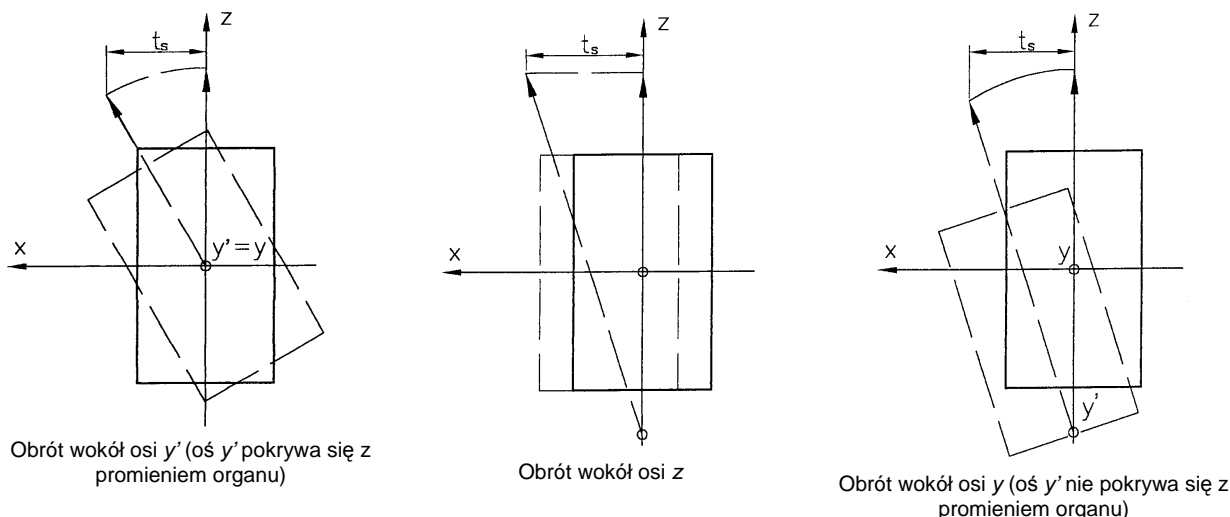
Ruchowy kąt natarcia γ_r podobnie jak α_r jest równy:

$$\gamma_r = \gamma_u - \phi + \delta = 90 - (\delta_u + \beta_u) - \phi + \delta \quad (2)$$

W przypadku tarczy odcinającej ustawienie noży styczo-obrotowych jest trudniejsze, gdyż wymaga wychylenia uchwytu tak, by uzyskać żądaną podziałkę t_s . Konieczne jest więc takie ustawienie uchwytu i noża, by zapewnić prawidłowy proces skrawania dla żądanej podziałki t_s . Uzyskanie określonej podziałki t_s wymaga obrócenia uchwytu nożowego względem osi y , y' lub z (rys. 2). Występuje wtedy zmiana kątów ustawienia noża względem urabianych płaszczyzn, co w efekcie może pogorszyć proces skrawania, gdy nie uwzględną się tego zjawiska.

W pracach [1, 3] podano zależności umożliwiające wyznaczenie ruchowych kątów skrawania w funkcji parametrów konstrukcyjnych i kinematycznych noża, uchwytu oraz organu. Opracowany na tej podstawie program komputerowy pozwala szybko i łatwo wyznaczać ruchowe kąty skrawania dla nowych noży styczo-obrotowych, ich uchwytów i organów urabiających.

Ma to szczególne znaczenie dla użytkowników, którzy często z różnych powodów (opory i dynamika skrawania, trwałość noży, sortyment urobku, zapylanie) wymieniają dotychczas stosowane noże na inny typ i powinni mieć możliwość ocenić trafność podjętej decyzji. Również producenci frezujących organów ślimakowych powinni na drodze analitycznej określić konsekwencje wynikające z zastosowania określonego typu uchwytu i noża oraz ich ustawienia.



Rys.2. Zalecane obroty noża i uchwytu w celu uzyskania odległości t_s na tarczy odcinającej frezującego organu ślimakowego

Ustawienie noża stycznno-obrotowego (uchwytu) na części urabiająco-ładującej, jak już wcześniej wspomniano, określane jest za pomocą kąta δ_u . Wartość tego kąta wynika z parametrów konstrukcyjnych uchwytu, narzędzia, średnicy bębna organu i prędkości v_s oraz v_p . Dlatego też ustawienie noży stycznno-obrotowych winno być określane dla konkretnego przypadku w celu zapewnienia właściwych kątów α_r i γ_r , a każda chęć wymiany stosowanych noży dokładnie analizowana.

Ustawienie noża stycznno-obrotowego (uchwytu) na tarczy odcinającej określane jest za pomocą dwóch kątów, których wartości wynikają głównie z przyjętej podziałki t_s , wysokości noża H_n i kąta γ_u , przy spełnieniu warunków dla pozycjonowania noża na części urabiająco-ładującej. Uzyskanie założonej podziałki t_s można dokonać poprzez obrót uchwytu i noża tylko względem osi y , y' lub osi z , jak też obroty te można realizować równocześnie. Jednak w każdym przypadku należy określić kąty α_r i γ_r , by spełnione były warunki skrawania ($\alpha_r > 0$).

Jak łatwo zauważyć w każdym z tych przypadków konieczna jest znajomość wybranych parametrów konstrukcyjnych organu, a szczególnie noża i uchwytu. Jednak, jeżeli przyjrzeć się katalogom producentów noży i uchwytów, to trudno jest znaleźć potrzebne informacje. Powinny być one obowiązkowo zamieszczane w tych materiałach oraz dodatkowo umieszczone trwale na produkowanych wyrobach. Szczególnie oznaczenie noża i uchwytu jest konieczne dla użytkowników, którzy z różnych powodów (opory i dynamika skrawania, trwałość noży, sortyment urobku, zapylenie, koszt zakupu) wymieniają te elementy na frezującym organie ślimakowym i powinni mieć możliwość oceny trafności podjętej decyzji.

3. Oznaczenie noża stycznno-obrotowego i jego uchwytu

Możliwość szybkiego i jednoznacznego określenia wybranych parametrów noża stycznno-obrotowego i

uchwytu jest cenną informacją zarówno dla producenta frezujących organów ślimakowych jak i użytkownika. Dlatego informacje te powinny być zamieszczane w katalogach firm produkujących te narzędzia skrawające, jak również bezpośrednio na ich wyrobach. Szczególnie to ostatnie zalecenie jest wygodne i potrzebne użytkownikom, którzy muszą wymieniać noże w warunkach dołowych. Wprowadzenie trwałych oznaczeń pozwoli uniknąć pomyłek oraz podjąć właściwą decyzję w momencie konieczności dokonania zamiany.

W związku z powyższym proponuje się, (oprócz informacji zawartych w katalogach) wprowadzenie trwałych oznaczeń wymaganych z uwagi na wykonawstwo frezujących organów ślimakowych lub konieczność wymiany noży w czasie pracy maszyny urabiającej.

Dla noża stycznno-obrotowego na jego korpusie proponuje się wprowadzić następujące oznaczenie (rys. 3):

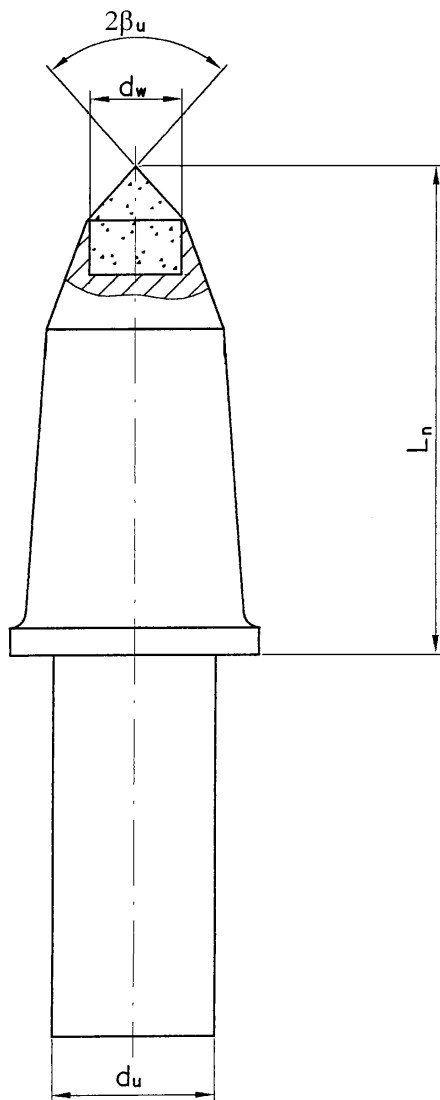
- część chwytna bezstopniowa
NSO-d_w/L_n/d_u/2β_u/Z
- część chwytna jednostopniowa
NSO-d_w/L_n/d_u – d_{u1}/2β_u/Z

gdzie:

- N – nóż,
- SO – stycznno-obrotowy,
- d_w – średnica węglik,
- 2β_u – kąt ostrza węglik,
- L_n – długość części roboczej (skrawającej) noża,
- d_u – średnica części chwytowej (wchodzącej w uchwyt lub tuleję) lub pierwszego stopnia,
- d_{u1} – średnica części chwytowej drugiego stopnia,
- Z – rodzaj zabezpieczenia noża przed wypadnięciem z uchwytu lub tulei.

Uchwyt noża stycznno-obrotowego proponuje się oznaczyć następująco (rys. 4):

- uchwyt bez tulei, bezstopniowy
UNSO-X/H_u/b_{u1}/δ_u/d_{uu}

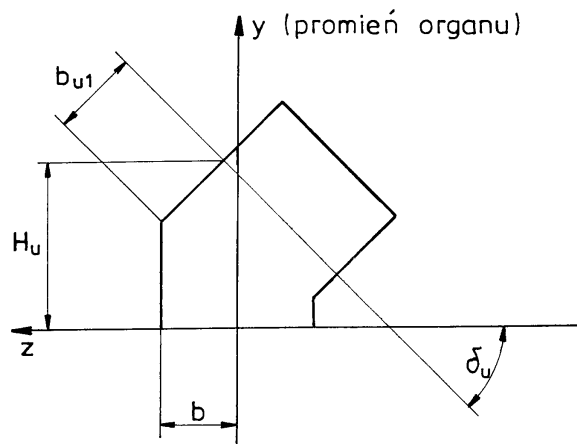


Rys.3. Nóż styczny-obrotowy

- uchwyt bez tulei, jednostopniowy
UNSO-X/ $H_u/b_{u1}/\delta_u/d_{uu} - d_{uu1}$
- uchwyt z tuleją bezstopniową
UNSO-T/ $H_u/b_{u1}/\delta_u/d_{uu}/d_{uT}$
- uchwyt z tuleją jednostopniową
UNSO-T/ $H_u/b_{u1}/\delta_u/d_{uu} - d_{uu1}/d_{uT}$

gdzie:

- U – uchwyt,
- N – nóż,
- SO – styczny-obrotowy,
- X – bez tulei,
- T – z tuleją,
- H_u – wysokość uchwytu,
- b_{u1} – szerokość uchwytu,
- δ_u – kąt nachylenia noża w uchwycie,
- d_{uu} – średnica otworu pod nóż lub pierwszy stopień,
- d_{uu1} – średnica otworu pod drugi stopień,
- d_{zT} – średnica otworu pod tuleję.



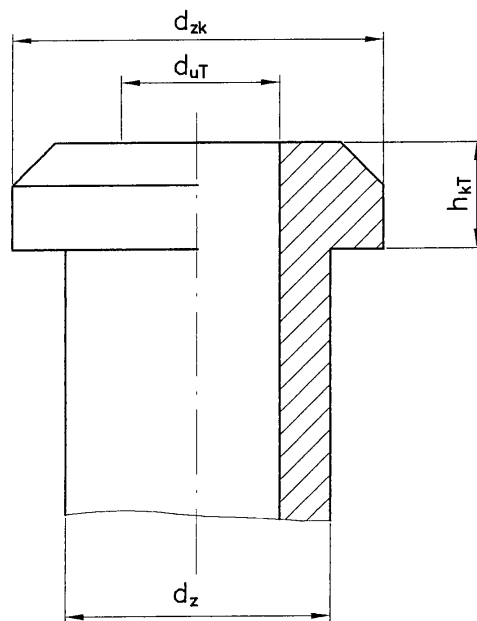
Rys.4. Uchwyt noża styczny-obrotowego

Natomiast dla tulei należy wprowadzić następujące oznaczenie (rys. 5):

- tuleja bezstopniowa
TUNSO- $d_{zk}/d_z/d_{uT}/h_{kT}$
- tuleja jednostopniowa
TUNSO- $d_{zk}/d_z/d_{uT} - d_{uT1}/h_{kT}$

gdzie:

- T – tuleja,
- U – uchwyt,
- N – nóż,
- SO – styczny-obrotowy,
- d_{zk} – średnica zewnętrzna kołnierza,
- d_z – średnica zewnętrzna części wchodzącej w uchwyt,
- d_{uT} – średnica wewnętrzna pod nóż lub pierwszy stopień,
- d_{uT1} – średnica wewnętrzna pod drugi stopień,
- h_{kT} – wysokość (grubość) kołnierza tulei.



Rys.5. Tuleja do uchwytu noża styczny-obrotowego

Stosując powyższą procedurę oznaczeń można przykładowo zapisać (nanieść oznaczenie) dla:

- noża stycznie-obrotowego
z bezstopniową częścią chwytową
NSO-15/100/30/93/H
jednostopniową częścią chwytową
NSO-15/100/38-30/H
- uchwytu
bez tulei (bezstopniowy) UNSO-X/90/40/31
bez tulei (jednostopniowy) UNSO-X/90/40/39–31
z tuleją bezstopniową UNSO-T/90/40/45/31/50
z tuleją jednostopniową UNSO-T/90/40/45/39–31/50
- tulei
tuleja bezstopniowa TUNSO-60/50/31/20
tuleja jednostopniowa TUNSO-60/50/39–31/20

Dla noża z bezstopniową częścią chwytową węglak spiekany ma średnicę $d_w = 15$ mm, sam nóż ma długość $L_n = 100$ mm, a kąt ostrza wynosi $2\beta = 93^\circ$. Zabezpieczenie noża realizowane jest zawleczką Herta. Natomiast nóż z częścią chwytową jednostopniową ma te same parametry oprócz średnic $d_u = 38$ mm i $d_{u1} = 30$ mm.

Podobnie można odczytać wymiary na przykład dla tulei bezstopniowej, gdzie średnica zewnętrzna kołnierza $d_{zk} = 60$ mm, średnica zewnętrzna tulei wchodząca w uchwyt $d_z = 50$ mm, średnica otworu pod nóż $d_{uT} = 31$ mm, a wysokość kołnierza $h_{kT} = 20$ mm. Podobna sytuacja występuje dla tulei jednostopniowej, gdzie wymiary są te same lecz średnica $d_{uT} = 39$ mm, a $d_{uT1} = 31$ mm.

W przypadku uchwytów nożowych można stwierdzić czy przeznaczone są do pracy bez tulei X , czy z tuleją T . Następnie można odczytać wysokość uchwytu $H_u = 90$ mm, szerokość $b_{u1} = 40$ mm, kąt nachylenia otworu w uchwycie $\delta_u = 40^\circ$ i średnicę otworu pod nóż d_{uu} . Dla uchwytu bez tulei, jednostopniowego średnica $d_{uu} = 39$ mm, a $d_{uu1} = 31$ mm.

Podobnie jest dla uchwytów z tuleją bezstopniową ($d_{uu} = 31$ mm) lub jednostopniową ($d_{uu} = 39$ mm, $d_{uu1} = 31$ mm) z tym, że na końcu podana jest średnica otworu pod tuleję $d_{kT} = 50$ mm.

Na podstawie powyższych oznaczeń można łatwo, szybko i jednoznacznie ustalić potrzebne do wyznaczenia ruchowych kątów skrawania parametry noża, uchwytu i tulei. Jednocześnie w razie konieczności wymiany któregoś z elementów można porównać jego parametry z zamiennikiem i podjąć prawidłową decyzję

4. Zakończenie

Przedstawiona powyżej propozycja oznaczania noża stycznie-obrotowego, uchwytu i tulei ma na celu wprowadzenie jednoznacznych i trwałych cech umożliwiających identyfikację wyrobu. Potrzeba ta wynika z konieczności znajomości wybranych parametrów dla procesu projektowania, wykonawstwa i użytkowania frezujących organów ślimakowych.

Celowym jest więc propagowanie przedstawionej propozycji dla lepszego wykorzystania noży stycznie-obrotowych przez producentów organów i ich użytkowników.

Literatura

1. Krauze K.: Urabianie skał kombajnami ściannymi. Wydawnictwo naukowe „Śląsk”, Katowice, 2000.
2. Jonak J.: Teoretyczne podstawy urabiania skał stożkowymi nożami obrotowymi. Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin, 1998.
3. Krauze K.: Zagadnienie ustawienia noża stycznie-obrotowego na frezującym organie ślimakowym. Archiwum Górnictwa. vol. 44, Kraków, 1999.

Artykuł wpłynął do redakcji w marcu 2005 r.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Ręczna wiertarka obrotowo-udarowa RWU-50 zasilana 2% emulsją olejowo-wodną

Streszczenie

W artykule opisano ręczną wiertarkę obrotowo-udarową RWU-50 zasilaną 2% emulsją olejowo-wodną. Wiertarka ta służy do wiercenia otworów strzałowych i kotwowych w skałach o twardości powyżej 30 MPa. Skuteczność wiercenia w skałach twardych zapewnia zastosowany w konstrukcji wiertarki młot hydrauliczny MH-1, o częstotliwości udarów przewyższających 6000 min⁻¹ i jednostkowej sile udaru 32 kN przy ciśnieniu zasilania 20 MPa.

Summary

The paper describes the RWU-50 hand rotary-percussive drill supplied with 2% oil-water emulsion. This drill is used to drill blastholes and bolting holes in the rocks which hardness is higher than 30 MPa. Effectiveness of hard rocks drilling process is secured by the MH-1 hydraulic hammer used in a drill design, which has a frequency of impacts higher than 6000 min⁻¹, and unit impact force equal to 32 kN when supply pressure is equal to 20 MPa.

1. Wstęp

Prace konstrukcyjno-badawcze nad wiertarkami obrotowo-udarowymi w Polsce mają bogatą historię i były prowadzone w szeregu ośrodkach naukowo-badawczych oraz fabrykach maszyn górniczych. Pomimo dużego zapotrzebowania w przemyśle górniczym i skalnym powszechnie są stosowane krajowe wiertarki udarowo-obrotowe napędzane sprężonym powietrzem oraz wiertarki obrotowo-udarowe importowane z krajów Europy zachodniej. Wzrost rozpowszechnienia w górnictwie podziemnym i skalnym maszyn z napędem hydraulicznym wpływa na ciągły wzrost importu wiertarek obrotowo-udarowych pomimo bardzo wysokich cen zakupu.

Zapoczątkowana produkcja seryjna ręcznych wiertarek RWU-50 przez Hydromech S.A. przy jednoczesnej kontynuacji prac badawczych nad wiertarkami obrotowo-udarowymi w CMG KOMAG, może w krótkim czasie doprowadzić do seryjnej produkcji typoszeregu wiertarek pokrywających pełne zapotrzebowanie górnictwa podziemnego jak i skalnego na tego typu urządzenia.

Medium roboczym wiertarki RWU-50 jest czysta woda, bądź stosowana w górnictwie węglowym 2% emulsja olejowo-wodna, służąca do zasilania obudów zmechanizowanych w wyrobiskach ścianowych. Woda jak i niskoprocentowa emulsja są bardzo wymagającym medium roboczym urządzeń hydraulicznych, a zadawalająca skuteczność wiercenia wiertarek RWU-50 w twardych skałach stanowi dobrą prognozę rozpowszechnienia cięższych wiertarek wyposażonych w mechanizm udarowy – młot hydrauliczny tej samej konstrukcji oraz mechanizm obrotu stanowiący silnik obiegowo-krzywkowy od lat produkowany seryjnie.

2. Opis budowy i charakterystyka ręcznej wiertarki obrotowo-udarowej RWU-50

Ręczna wiertarka RWU-50 służy do wiercenia otworów strzałowych i kotwowych w skałach o twardości przewyższającej 30 MPa. Wiertarka jest wyposażona w podpórkę hydrauliczną ułatwiającą proces ręcznego wiercenia. Skuteczność wiercenia w skałach twardych zapewnia zastosowany w konstrukcji wiertarki młot hydrauliczny MH-1 o częstotliwości udarów przewyższającej 6000 min⁻¹ i jednostkowej sile udaru 32 kN przy ciśnieniu zasilania 20 MPa. Mechanizm obrotu i udaru jest zasilany jednym przewodem z magistrali obudowy zmechanizowanej [8].

Charakterystyka wiertarki

- ciśnienie zasilania	16–20 MPa
- chłonność wiertarki przy zasilaniu 2% emulsją olejowo-wodną	40–50 dm ³ /min
- chłonność wiertarki przy zasilaniu olejem mineralnym	12–15 dm ³ /min
- prędkość obrotowa żerdzi	60–100 min ⁻¹
- częstotliwość udarów	6000 min ⁻¹
- siła pojedynczego uderzenia	32 kN
- masa wiertarki	33,5 kg

Wiertarka RWU-50 w wyrobisku ścianowym powinna być podłączona do magistrali obudowy zmechanizowanej poprzez zawór redukcyjny obniżający ciśnienie robocze do 20 MPa. W przypadku zastosowania wiertarek RWU-50 w przodkach chodnikowych kamienio-węglowych urabianych kombajnem AM-50 z agre-

gatu pompowego kombajnu można jednocześnie zasilać dwie wiertarki.

Wiertarka RWU-50 jest wyposażona w przyłącza dopływu i odpływu typu Stecko o średnicy 10 mm lub suchoodcinające szybkozłącza hydrauliczne.

Ręczna wiertarka obrotowo-udarowa jest przedstawiona na rysunkach 1, 2, 3.



Rys.1. Ręczna wiertarka RWU-50 na stanowisku badawczym



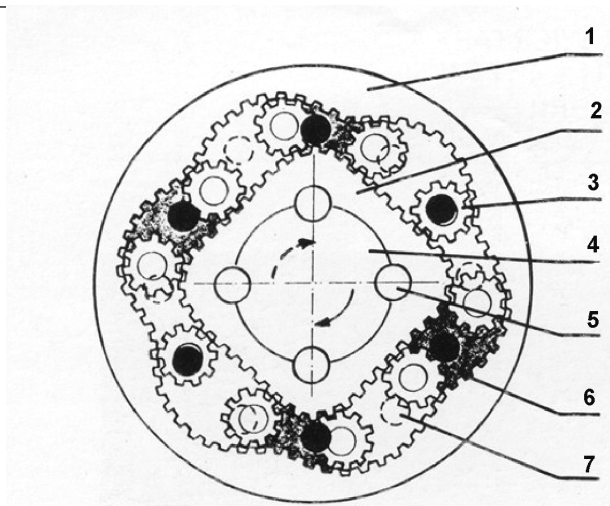
Rys.2. Ręczna wiertarka RWU-50 - widok



Rys.3. Ręczna wiertarka RWU-50 podczas wiercenia w podłożowym granicie narzutowym

2.1. Mechanizm obrotu żerdzi wiertarki RWU-50

Mechanizm obrotu żerdzi stanowi silnik obiegowokrzywkowy typu SP-50A, którego zasada działania przedstawiona jest na rysunku 4.



Rys.4. Schemat działania silnika hydraulicznego

1 – obwodnica uzębiona, 2 – planeta uzębiona, 3 – satelita, 4 – wał, 5 – sprzęgło, 6 – kanał wlotowy, 7 – kanał wylotowy

Planetarny mechanizm napędowy silnika hydraulicznego składa się z następujących elementów:

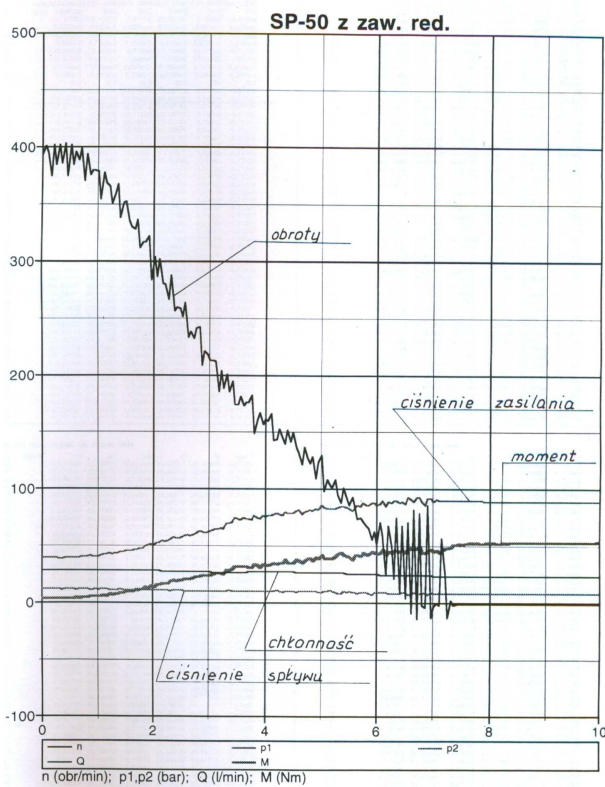
- nieruchomej obwodnicy uzębionej wewnątrz, której zewnętrzna średnica stanowi obrys silnika;
- czterogarbowej planety uzębionej zewnątrz, sprzęgniętej wewnątrz z łącznikiem żerdzi;
- dziesięciu satelitów uzębionych zewnątrz, umieszczonych pomiędzy obwodnicą i planetą;
- płaskich bocznych płyt z uszczelnieniami czołowymi, zamykających od czoła komory roboczej silnika;

Pomiędzy bocznymi płytami, obwodnicą, planetą i satelitami, zawarty jest 10 komór roboczych, których objętość zmienia się cyklicznie w trakcie obrotu planety. Sześć otworów dopływu (odpływu), wywierconych w płytach bocznych tworzy rozrząd medium roboczego pomyślany tak, że ciecz pod ciśnieniem tłoczona od strony dopływu wymusza obrót planety w określonym kierunku. Dopływ medium roboczego do wybranej rozrządem komory następuje przy minimalnej objętości, natomiast kanał odpływowy jest otwierany przy maksymalnej objętości komory roboczej.

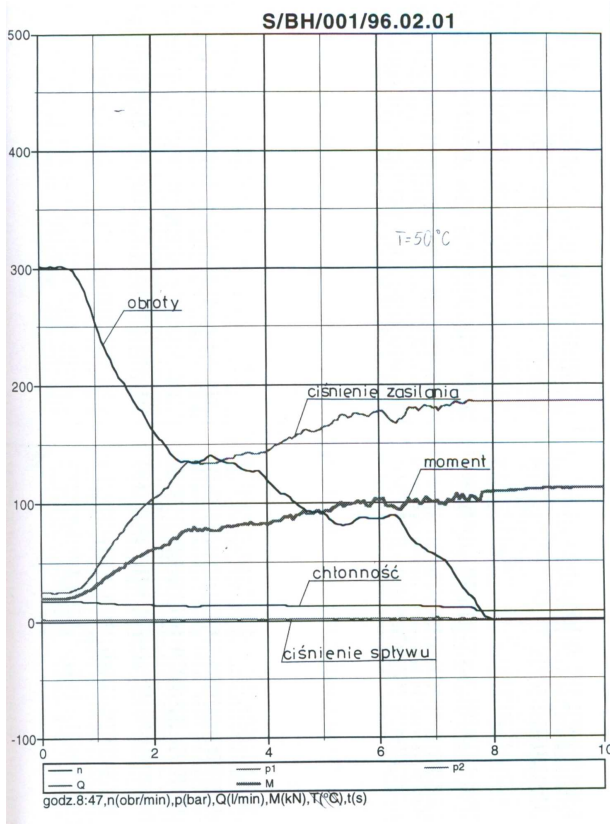
Charakterystykę silnika SP-50A zasilanego 2% emulsją olejowo-wodną obciążonego na hamowni za pomocą tyrystorowego przemiennika częstotliwości przedstawia rysunek 5.

Silnik SP-50A przy obrotach stosowanych podczas wiercenia otworów ($60-100 \text{ min}^{-1}$) i ciśnieniu zasilania 10 MPa osiąga moment 40-45 Nm [4], zapewniający skuteczne ręczne wiercenie tą wiertarką. Natomiast chłonność silnika w zakresie obrotów od 400 do 0 obniża się nieznacznie (z 29 do $23,5 \text{ dm}^3/\text{min}$), co świadczy o jego niskiej sprawności wolumetrycznej dla czynnika roboczego jakim jest woda, bądź 2% emulsja olejowo-wodna.

Dokonany pomiar charakterystyki silnika SP-50A zasilanego olejem mineralnym HLP 46 na tej samej hamowni przedstawia rysunek 6.



Rys.5. Charakterystyka silnika SP-50A zasilanego 2% emulsją olejowo-wodną



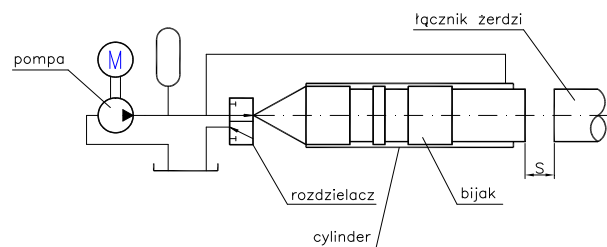
Rys.6. Charakterystyka silnika SP-50A zasilanego olejem mineralnym HLP 46

Jak widać z porównania charakterystyk na rysunkach 5 i 6 chłonnaść silnika SP-50A jest praktycznie

trzykrotnie niższa dla zakresu obrotów stosowanych przy wierceniu, a moment obrotowy dwukrotnie wyższy. Sprawność wolumetryczna silnika przy czynniku roboczym jakim jest olej mineralny klasy HLP 46 jest znacznie wyższa, stąd pochylenie linii obrazującej chłonnaść obniża się proporcjonalnie do spadku obrotów pomimo wzrostu ciśnienia zasilania.

2.2. Mechanizm udaru – młot hydrauliczny MH-1

Zastosowany w wiertarce RWU-50 mechanizm udaru, stanowi młot hydrauliczny MH-1 konstrukcji CMG KOMAG o masie bijaka około 1 kg. Dostosowanie konstrukcji młota do zasilania wodą bądź 2% emulsją olejowo-wodną, wymagało wprowadzenia zmian zapewniających poprawną jego pracę przy lepkości kinematycznej medium roboczego mniejszej od 1 cSt. Zasadę pracy młota MH-1 obrazuje rysunek 7.

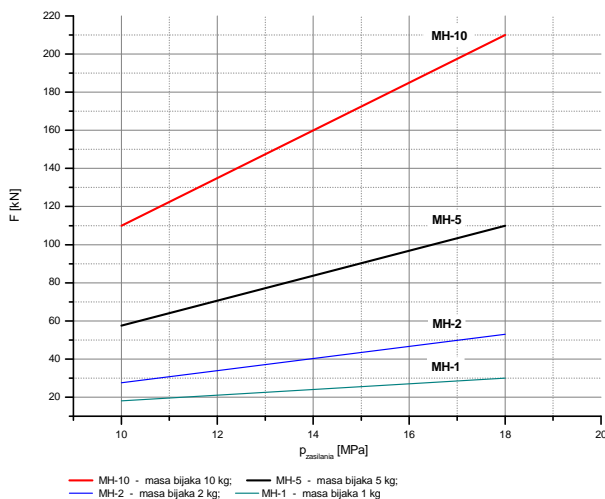


Rys.7. Schemat pracy młota MH-1

Ustawiony poprzecznie w stosunku do bijaka rozdzielacz, stanowi z nim hydrauliczne sprzężenie zwrotne. Bijak w swoim tylnym położeniu przesterowuje rozdzielacz w położenie jak na rysunku, co umożliwia dynamiczny napływ medium roboczego z akumulatora do stożkowej komory podtłokowej bijaka i jego szybki wysuw do przedniego położenia. Bijak po pokonaniu swobodnej drogi S uderza w łącznik żerdzi i przekazuje jej nabytą energię kinetyczną bijaka oraz energię uderzenia hydraulicznego powstającego w stożkowej komorze podtłokowej bijaka. Bijak po pokonaniu swobodnego wysuwu S przesterowuje rozdzielacz w położenie umożliwiające wypływ medium roboczego ze stożkowej komory podtłokowej bijaka do sphywu.

Stałe połączenie komory nadtłokowej bijaka z układem zasilania, zapewnia samoczynne wycofanie bijaka do tylnego położenia, w którym rozpoczyna się jego następny wysuw.

Przeprowadzone badania na specjalnym stanowisku badawczym młotów hydraulicznych MH-5 i MH-10 [6, 7], pozwalają na oszacowanie wielkości siły uderzenia młota MH-1. Młoty MH-5 i MH-10 stanowią wyposażenie hydraulicznych wiertarek obrotowo-udarowych WOU-42SM i WOU-61SM [5]. Zależność siły uderzenia bijaka młotów typu MH konstrukcji CMG KOMAG od ciśnienia zasilania przedstawia rysunek 8.



Rys.8. Pomierzone i szacowane siły uderzenia młotów typu MH w funkcji ciśnienia zasilania

3. Dotychczasowe zastosowania wiertarek obrotowo-udarowych z młotem hydraulicznym MH-5

Młot hydrauliczny MH-5 został skonstruowany jako element urabiający czerpaka ładowarki do podbierki wyciśniętych spągów w wyrobiskach chodnikowych. Dokonane w CMG KOMAG badania możliwości wykorzystania tego młota, również w konstrukcji wiertarek obrotowo-udarowych wykazały jego pełną przydatność. Stosunkowo wysoka częstotliwość uderzeń młota MH-5 w pierwotnym wykonaniu przekraczająca 5000 min^{-1} gwarantowała wiercenie otworów przy bardzo niskim momencie obrotowym żerdzi.

W oparciu o wstępne wyniki badań, PRG Rybnik rozpoczął produkcję i wdrażanie wiertarek obrotowo-udarowych typu WOU-42.

W latach 1991-1995 wyprodukowano około 20 tego typu wiertarek, które były stosowane w następujących kopalniach [2,3]:

- „Chwałowice”, „Jankowice”, „Jastrzębie” – wiertarki wierciły z wozów wiertniczych WWS-12EH/2; łącznie z udziałem wiertarek WOU-42 odwiercono 1500 m przekopów.
- „Moszczenica” – wiertarka WOU-42 wierciła z kombajnu AM-50 wyposażonego w wiertnicze urządzenie kombajnowe WUK-11HU. Z udziałem wiertarki WOU-42 wykonano 920 m wyrobiska chodnikowego w obudowie V25/8; w wyrobisku pod stropem występowała warstwa piaskowca o twardości 80 MPa i grubości 1,6 m urabianego za pomocą materiałów wybuchowych. Czas wiercenia otworu o długości 2 m wiertarką WOU-22 wynosił 1,5 min, natomiast wiertarką WUP jeden otwór wiercono 23 min. Chodnik był wykonywany w systemie 4-zmianowym, co znacznie ograniczało czas na bieżące remonty i wymianę uszkodzonych części.

- „Sierszowice” – wiertarka wierciła z wozu wiertniczego SWW-1S i odwierciła łącznie 50 km otworów strzelniczych o średnicy 45 mm. W listopadzie 1992 roku wiertarką WOU-42 odwiercono 7 km, a w grudniu 6,2 km otworów strzelniczych. W porównaniu do wiertarek firm zachodnich stosowanych w tym czasie w kopalni miedzi „Sierszowice”, wiertarka WOU-42 uzyskiwała najlepsze czasy wiercenia, zarówno w piaskowcu jak i w dolomicie.

Pogłębiający się kryzys finansowy w górnictwie, rozpad PRG Rybnik na małe firmy obsługujące kopalnie i brak zdolności kredytowych tych firm uniemożliwił dalszy rozwój produkcji wiertarek WOU-42. Istniejące wozy wiertnicze wymagające gruntownych remontów zostały złomowane, a kombajnowe urządzenia wiertnicze WUK-11HU pomimo opracowania dokumentacji do produkcji seryjnej nie zostały zamówione przez kopalnię bądź przedsiębiorstwa wynajmujące kombajny chodnikowe.

4. Typoszereg wiertarek WOU wyposażonych w silniki obiegowo-krzywkowe stanowiące mechanizm obrotu

Możliwość przekazania momentu obrotowego przez planetę silnika obiegowo-krzywkowego bezpośrednio na łącznik żerdzi, umożliwia budowę wiertarek obrotowo-udarowych o minimalnej długości, co zwiększa długość wiercenia otworów z manipulatorów wozów wiertniczych. Wykorzystując wspomnianą zaletę silników obiegowo-krzywkowych, w CMG KOMAG ze środków KBN opracowano dokumentacyjnie i wykonano maszyny doświadczalne typoszeregu wiertarek obejmujący pełny zakres potrzeb wiertniczych przemysłu wydobywczego [5].

Wiertarki WOU-22S, WOU-42S i WOU-61S nie zostały wdrożone do produkcji. Obecnie są one modernizowane i przechodzą bardzo dokładne badania laboratoryjne [6, 7].

5. Wyniki stosowania pierwszej partii ręcznych wiertarek RWU-50

Rozpowszechnieniem stosowania wiertarek RWU-50 w kopalniach węgla kamiennego zajmuje się Prorem Sp. z o.o. w Jastrzębiu Zdroju. Najwięcej wiertarek i najbogatsze doświadczenia w ich stosowaniu posiada załoga kopalni „Pniówek”. Aktualnie w tej kopalni pracuje 10 wiertarek RWU-50, z czego cztery są stosowane ponad rok. Po dwie wiertarki pracują w kopalni „Jas-Mos” i „Borynia”. Jak każde nowe urządzenie, również wiertarki RWU-50, dzięki nabytemu doświadczeniu w ich stosowaniu są modernizowane i dostosowywane do pracy w bardzo trudnych warunkach górniczych. W wyżej wymienionych kopalniach wiertarki pracują w wyrobiskach ścianowych i są zasilane emulsją wodno-olejową, jak również w wyrobiskach chodnikowych, gdzie są zasilane z agregatu pompowego kombajnu

AM-50 olejem mineralnym HLP46. Z dotychczasowych doświadczeń wynika, że wiertarka RWU-50 w tych samych warunkach górniczych wierci otwory strzałowe z tą samą prędkością niezależnie od tego, jakie jest stosowane medium robocze. Wiertarka RWU-50 wierci wolniej od udarowo-obrotowych wiertarek typu WUP-22, zasilanych sprężonym powietrzem. Na prędkość wiercenia ma duży wpływ rodzaj zastosowanej koronki. Koronki dłutowe i czterostrzowe znacznie zaniżają prędkość wiercenia wiertarką RWU-50.

Mechanizm udarowy wiertarki RWU-50 posiada bardzo wysoką częstotliwość udarów oraz wysoką, przewyższającą 32 kN, chwilową siłę uderzenia, która jest tłumiona przez zwierciny pozostające na dnie otworu. Jedyne koronka KUO-42, która podobnie jak narzędzia do skrawania metalu posiada różny kąt natarcia i przyłożenia, zapewnia dobre przyleganie narzędzia do dna otworu i gwarantuje uzyskanie najwyższych prędkości wiercenia.

Trwałość wiertarki RWU-50 zapewnia bezwzględne przestrzeganie wymogów zawartych w instrukcji obsługi. Zarówno wiertarka, jak i podpórka są wykonane ze stali nierdzewnych, bądź powierzchni stykające się z medium roboczym są pokryte środkami antykorozyjnymi. Elementy wiertarki podczas pracy bardzo mocno się nagrzewają, a po ich wyłączeniu nie ma przepływu medium roboczego. Nieruchome małe objętości cieczy roboczej (emulsji olejowo-wodnej) odparowują, przy czym wytrąca się kamień osiadający na powierzchniach roboczych mechanizmów wiertarki. Elementy pokryte warstwą kamienia posiadają znacznie zawyżony współczynnik tarcia, co przyspiesza ich zużycie, a nawet może być powodem zatarcia.

Jak podano w punkcie 4, wiertarka RWU-50 pokrywa zaledwie początkowy zakres potrzeb wiertniczych przemysłu wydobywczego. Pełny zakres potrzeb wiertniczych może pokryć typoszereg wiertarek, do których w kraju są produkowane seryjnie silniki obie-

gowo-krzywkowe, a młoty hydrauliczne przeszły pełne badania laboratoryjne.

Opisane wyniki stosowania wiertarek WOU-42 oraz roczna eksploatacja wiertarek RWU-50 w KWK „Pniówek”, stanowi dostateczną gwarancję osiągnięcia zadowalających wyników stosowania typoszeregu wiertarek obrotowo-udarowych krajowej produkcji pokrywający pełny zakres potrzeb górnictwa podziemnego i skalnego.

Literatura

1. Warachim W.: Hydrauliczna wiertarka obrotowo-udarowa WOU-42. SiNH nr 3, 1993.
2. Warachim W.: Wiertarka obrotowo-udarowa WOU-22E zasilana emulsją wodnoolejową. Maszyny Górnicze nr 48, 1994.
3. Swoboda J.: Wiertarki hydrauliczne WOU-42 - zalety i efekty ich stosowania. Maszyny Górnicze nr 50, 1994.
4. Warachim W., Nieśpiałowski K.: Raport z badań planetarnych silników hydraulicznych SP-100 i SP-50. CMG KOMAG Gliwice, styczeń 1996, (praca nie publikowana).
5. Warachim W.: Wiertarki obrotowo-udarowe typu WOU. Maszyny Górnicze nr 66, 1997.
6. Nieśpiałowski K., Warachim W.: Nowa konstrukcja uniwersalnego młota. HiP 2003 nr 5.
7. Nieśpiałowski K., Warachim W., Kalukiewicz A.: Czynna droga wysuwu bijaka w mechanizmie udarowym hydraulicznej wiertarki obrotowo-udarowej WOU-42SM. Maszyny Górnicze nr 99, 2004.
8. Pac A., Stenka G.: Ręczna Wiertarka Udarowa Typu RWU-50. Instrukcja obsługi. Zakład Hydrauliki Siłowej Hydromech S.A.

Artykuł wpłynął do redakcji w marcu 2005 r.

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

Dr inż. Józef SUCHOŃ
Rybnicka Fabryka Maszyn RYFAMA S.A.
Prof. dr hab inż. Jan SZŁĄZAK
Doradztwo Gospodarcze „Scorpion”

Nowa generacja maszyn i urządzeń górniczych produkcji Rybnickiej Fabryki Maszyn RYFAMA S.A.

Streszczenie

W artykule przedstawiono skrótowo podstawowe cechy użytkowe nowych wyrobów Rybnickiej Fabryki Maszyn RYFAMA S.A., a zwłaszcza nowej generacji ścianowych przenośników zgrzeblowych, które korzystnie odróżniają się od wyrobów innych producentów, zarówno krajowych jak i zagranicznych.

Summary

Main usable features of new products of the RYFAMA Factory JSC in Rybnik were shortly described, especially as regards longwall flight-bar conveyors, which are significantly better in comparison to those produced by other Polish and foreign manufacturers.

1. Wstęp

Rybnicka Fabryka Maszyn RYFAMA S.A. jest firmą o 115-letniej tradycji w projektowaniu i produkcji maszyn i urządzeń dla górnictwa podziemnego. W kraju i za granicą znana jest przede wszystkim z produkcji różnego rodzaju kompletnych środków transportowych, a zwłaszcza z przenośników zgrzeblowych. Wyroby RFM eksportowane były dotychczas prawie do wszystkich państw w świecie o rozwiniętym górnictwie węglowym.

W trosce o naszych Klientów i utrzymanie wysokiej pozycji RYFAMY w górnictwie krajowym i zagranicznym RFM RYFAMA S.A. w ostatnim czasie stworzyła nową generację przenośników zgrzeblowych, przekładni planetarnych, kruszarek oraz innych maszyn i urządzeń górniczych, które cieszą się bardzo dobrą oceną u użytkowników.

Posiadany park maszynowy, doskonała kadra inżynierjno-techniczna i menedżerska pozwalają naszej Firmie podjąć się konstrukcji i wykonawstwa najbardziej skomplikowanych zadań technicznych dla górnictwa zwłaszcza z dziedziny transportu kopalnianego.

2. Przenośniki zgrzeblowe

Stale rosnące wymagania kopalń dotyczące trwałości, niezawodności, funkcjonalności oraz minimalizacji czasu wymiany zużytych lub uszkodzonych elementów lub zespołów górniczych przenośników zgrzeblowych spowodowały, że w Rybnickiej Fabryce Maszyn RYFAMA S.A. podjęto kilka lat temu prace analityczne zmierzające do określenia głównych kierunków prac rozwojowych zmierzających do lepszej realizacji oczekiwań użytkowników tych maszyn. W wyniku tych prac powstały nowe koncepcje i rozwiązania konstrukcyjne, które po ich kopalnianej weryfikacji pozwoliły stworzyć RFM pełny typoszereg nowej generacji prze-

nośników zgrzeblowych o istotnie polepszonych cechach użytkowych. Dotyczy to zarówno elementów trasy, jak i napędów.

Nasza nowa oferta produkcyjna przenośników zgrzeblowych nie tylko wpisuje się ściśle w aktualne światowe tendencje rozwojowe tych maszyn górniczych, ale też stanowi pewien wkład RFM w ciągły ogólnoswiatowy ich rozwój.

Każdy przenośnik ścianowy (tabela 1) i podścianowy (tabela 2) dostarczany do odbiorcy krajowego i zagranicznego jest zawsze dostosowany do jego indywidualnych życzeń, warunków górniczo-geologicznych oraz posiadanych lub wybranych przez kopalnię pozostałych maszyn i urządzeń wchodzących do systemu maszynowego w ścianie i chodnikach przyścianowych.

Bliższe przedstawienie istoty wprowadzonych rozwiązań leży nie tylko w interesie RYFAMY, ale też u użytkowników, ponieważ wszystkie przenośniki ścianowe nowej generacji z wyjątkiem przenośnika Rybnik 950, zostały wdrożone do eksploatacji z bardzo dobrymi rezultatami.

W celu możliwie najkorzystniejszego zaspokojenia potrzeb krajowych i zagranicznych użytkowników górniczych przenośników zgrzeblowych RFM proponuje zestawy przenośników ścianowych i podścianowych dla różnych koncentracji wydobywania. Zestawy te przedstawiono w tabeli 3.

Wspólnymi cechami wszystkich ścianowych przenośników zgrzeblowych nowej generacji są:

- ukształtowanie odlewanych profili bocznych rynien, które umożliwia zapewnienie dużej powierzchni kontaktu końców zgrzebeł z profilami i obniżenie nacisków jednostkowych, co znacznie zmniejsza intensywność zużycia obu elementów a w konsekwencji znacznie podnosi trwałość zgrzebeł i rynien,

– zaprojektowany sposób prowadzenia końców zgrze- w kierunku na zawał co nie tylko jest istotne ze

Parametry techniczne ścianowych przenośników zgrzeblowych produkcji Rybnickiej Fabryki Maszyn RYFAMA S.A.

Tabela 1

Typ przenośnika	Wysokość profilu bocznego rynny	Szerokość rynny	Grubość blachy ślizgowej rynny	Liczba i wymiar łańcuchów	Prędkość łańcucha zgrzeblowego	Max moc napędów ^{*)}	Max wydajność	Max długość przenośnika	Rodzaj wysypu	Wytrzymałość połączeń rynien min.
	mm	mm	mm	mm	m/s	kW	t/h	m	-	kN
Rybnik 330/1100 ^{**)}	330 (O)	1100	50	2x(42/46x123/151) lub 2x(42x146)P lub 2x (38x137)	0,95-1,51	3x850	3000	450	WB, WK	4000
Rybnik 950	260 (O ^{**)}	950	40,45	2x(38x126) P lub 2x(34x126)	1,08-1,55	3x700	2200	450	WB, WK	3000
Rybnik 850	295 (O) 260 (O ^{**)} 260 (W)	850	40,45 40,45 34,40	2x(38x126) P lub 2x (34x126) lub 2x (30x108)	1,08-1,55	3x700	1750	450	WB, WK, WP	3000
Rybnik 750	295 (O) 260 (O ^{**)} 260 (W)	750	40,45 40,45 34,40	2x(38x126) P 2x(34x126) lub 2x(30x126)	1,08-1,55	3x700	1300	450	WB, WK, WP	3000
	230 (W)		26,30, 34	2x(30x108) 2x(26x92)		3x400				800 1400
Samson 190/742 190/642	190	742 642	20	3x(18x64)	0,84-1,1	220	400	220	WP	-
Samson 180/720 180/620	180	720 620	10	3x(18x64)	0,84-1,1	220	400	220	WP	-

^{*)} dotyczy największych łańcuchów
^{**)} nowa generacja przen. ścianowych

WB - wysyp boczny
WK - wysyp krzyżowy
WP - wysyp prosty

W - profil walcowany
O - profil odlewany
P - łańcuch płaski

Parametry techniczne podścianowych przenośników zgrzeblowych produkcji Rybnickiej Fabryki Maszyn RYFAMA S.A.

Tabela 2

Typ przenośnika	Wydajność max	Wysokość rynny	Szerokość rynny	Grubość blachy ślizgowej	Moc napędu wysypowego	Łańcuch zgrzeblowy	Prędkość łańcucha zgrzeblowego	Długość przenośnika
	t/h	mm	mm	mm	kW	kW	m/s	m
Grot 255/1100	3000	260	1104	34 lub 40	1 lub 2x160 1 lub 2x200 lub 1x250	2xφ30x108	max 1,5	max 100
Grot 950	2200	260	946	34 lub 40	1 lub 2x160 1 lub 2x200 lub 1x250	2xφ30x108 2xφ34x126	max 1,5	30-60
Grot 850	1800	260	846	34 lub 40	1 lub 2x160 1 lub 2x200 lub 1x250	2xφ30x108 2xφ34x126	max 1,5	30-60
Grot 750	1350	230	752	26 lub 30 lub 34	90 lub 2x90 lub 1x160 1 lub 2x132	2xφ26x92 2xφ30x108	max 1,5	30-60
Grot 180/720 190/742	450	180 190	720 742	10 20	2x55	2xφ18x64	1,11	100
Grot 180/620 190/642	320 410	180 190	620 642	10 20	2x55	1 lub 2x160 1 lub 2x200 lub 1x250	1,11	100

beł (bezpośrednio nad blachą ślizgową) umożliwia znaczne obniżenie tej części profilu, która znajduje się powyżej blachy ślizgowej a przez to i cała wysokość profilu ulega zmniejszeniu (rys. 10),

– otwieranie rynien inspekcyjnych realizowane jest mechanicznie przez siłownik obudowy (popychak)

względem na bezpieczeństwo pracy, ale też umożliwia zbudowanie na profilu ociosowym silnych podchwytów dla kombajnu przy przenośniku ścianowym nachylonym poprzecznie (rys. 11),

– okno inspekcyjne jest w środku długości rynny, co w najmniejszym stopniu osłabia rynnę.

Proponowane zestawy ścianowych i podścianowych przenośników zgrzeblowych produkowanych przez RFM RYFAMA S.A.

Tabela 3

Wydajność ściany t/d	Rodzaj przenośnika			
	Ścianowe		Podścianowe	
> 15000	Rybnik 330/1100 (rys. 1, 2, 3, 4)	profile E330 (O)** blachy 50 mm	Grot 255/1100	profile E260 (W) blachy 40, 34 mm
	Rybnik 950 (rys. 5)	profile E260 (O)** blachy 45, 40 mm		
< 15000	Rybnik 330/100 (rys. 1, 2, 3, 4)	profile E330 (O)** blachy 50 mm	Grot 255/1100 Grot 950	profile E260 (W) blachy 40, 34 mm
	Rybnik 950 (rys. 5)	profile E260 (O)** blachy 45, 40 mm		profile E260 (W) blachy 40, 34 mm
	Rybnik 850 (rys. 6, 7)	profile E260 (O)** blachy 45, 40 mm		
< 10000	Rybnik 850 (rys. 6, 7, 8)	profile E260 (O)** blachy 45, 40, 34 mm	Grot 950 Grot 850	profile E260 (W) blachy 40, 34 mm profile E260 (W) blachy 40, 34, 30 mm
	Rybnik 750 (rys. 6, 7, 8)	profile E260 (O)** blachy 45, 40, 34 mm	Grot 850	profile E260 (W) blachy 40, 34, 30 mm
5000	Rybnik 750 (rys. 6, 7, 8, 9)	profile E260 (O)** blachy 45, 40, 34, 30, 26, 20 mm	Grot 750	profile E260 (W), E230 (W) blachy 40, 34, 26, 20 mm

**) nowa generacja przenośników ścianowych W - profil walcowany O - profil odlewany

Nowe postacie konstrukcyjne uzyskały też napędy, które proponowane są w czterech wielkościach, tj.:

- napęd 750/25 wysypowy i zwrotny (przekładnie wielkości „15” i „25”),
- napęd 850/35 wysypowy i zwrotny (przekładnie wielkości „15”, „25” i „35”),
- napęd 950/35 wysypowy i zwrotny (przekładnie wielkości „15”, „25” i „35”),
- napęd 1100/45 wysypowy i zwrotny (przekładnie wielkości „25”, „35” i „45”).

Każdy z tych napędów ma bardzo sztywną, nieodkształcalną konstrukcję kadłuba gwarantującą długotrwałą i niezawodną pracę. W napędach tych zapewniono możliwość zastosowania o jeden stopień większych niż dotychczas reduktorów i łańcuchów. Istnieje też w nich możliwość demontażu i montażu kompletnego bębna napędowego bez demontażu reduktorów. Zastosowanie większych reduktorów i łańcuchów pozwala na zainstalowanie w przenośnikach znacznie większych mocy napędów. Umożliwia to wydłużenie ściany nawet do 450 m oraz znacznie podnosi trwałość i niezawodność pracy łańcuchów w przenośnikach o mniejszej długości.

Każdy z napędów wysypowych ścianowego przenośnika zgrzeblowego może być wykonany jako napęd z wysypem :

- krzyżowym,
- bocznym,
- prostym (czołowym).

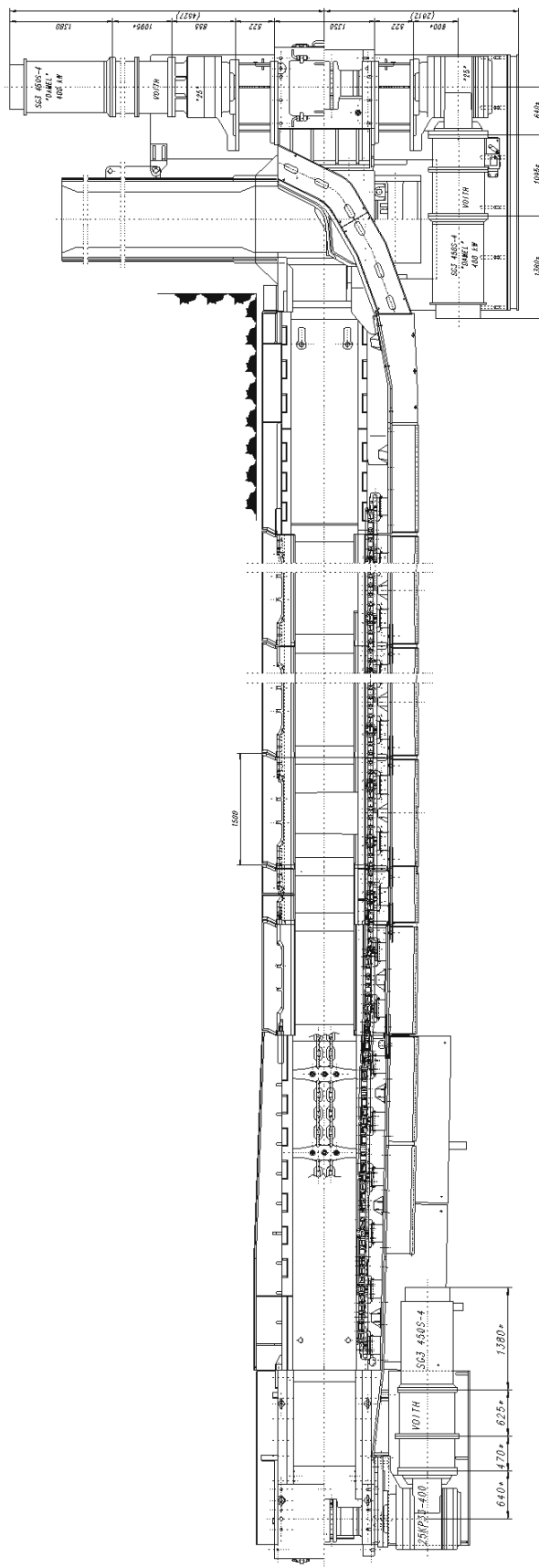
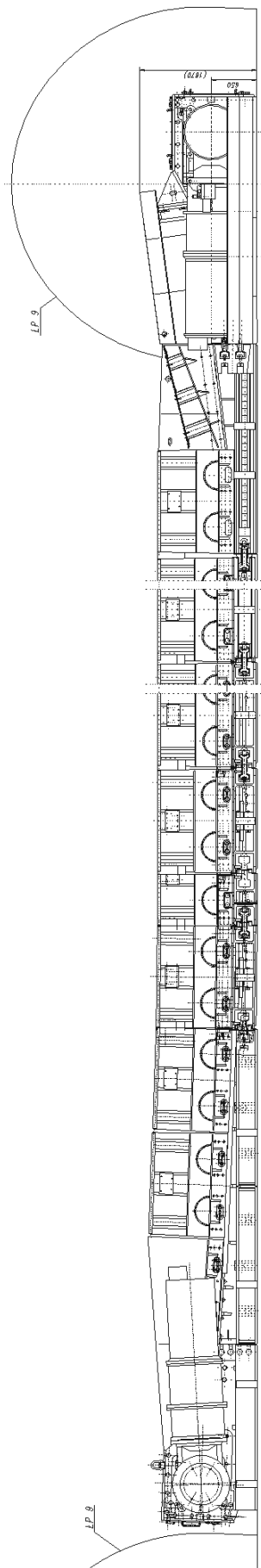
przy czym koła łańcuchowe mogą być w wersji niedzielonej i dzielonej. W tym drugim przypadku połączenia śrubowe mają o 50% większą wytrzymałość dzięki zastosowaniu dodatkowych czterech śrub, które znajdują się między zębami koła (pod łańcuchami).

Napędy zwrotne mogą być połączone na sztywno z rynną dołączną i dzięki temu nie zachodzi potrzeba ich zabezpieczenia rozporami hydraulicznymi przed podrywaniem (przy kątach nachylenia podłużnego przenośnika mniejszych niż 12°).

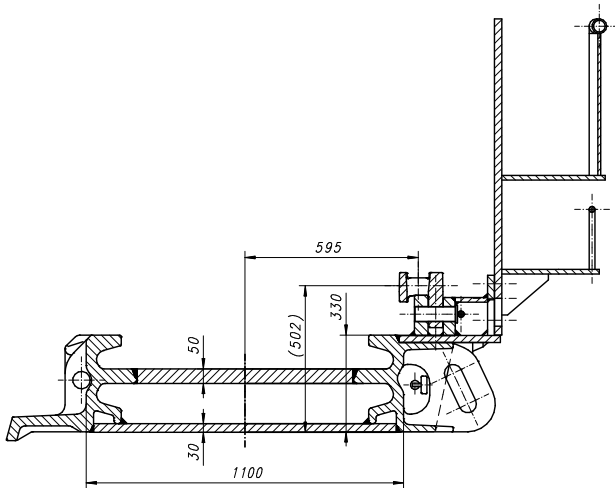
Do odbioru strugi węgla z przenośników ścianowych i przekazania jej na przenośnik taśmowy RFM oferuje całą gamę przenośników podścianowych typu Grot (tabela 2). Mogą one w zależności od potrzeb kopalni być przystosowane do współpracy z przenośnikami ścianowymi o dowolnym rodzaju wysypu i dowolnego producenta.

Przenośniki typu Grot mogą współpracować po odpowiednim dostosowaniu z różnymi kruszarkami i końcówkami przenośników taśmowych. Napinanie ciężnego łańcuchowego w tych przenośnikach odbywa się za pomocą urządzeń napinających zainstalowanych na napędzie albo siłowników hydraulicznych zainstalowanych na zwrotni lub w rynnie teleskopowej zainstalowanej przy zwrotni lub napędzie.

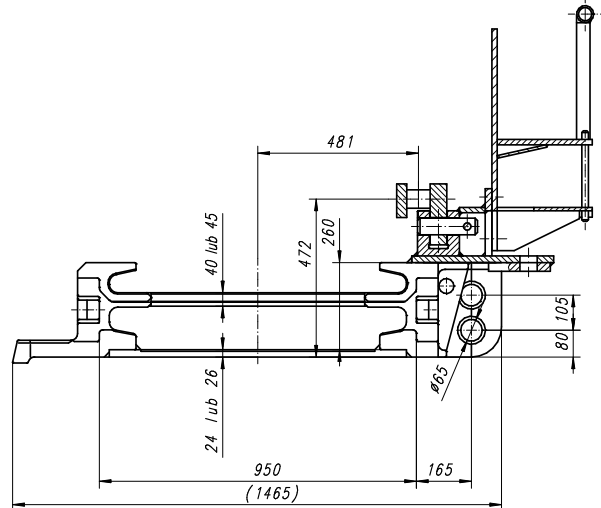
Do przesuwania przenośników RFM dysponuje różnego rodzaju systemami kotwiąco-przesuwającymi, które umożliwiają szybkie i niezawodne przesuwanie przenośnika podścianowego i ścianowego wraz z postępowaniem ściany.



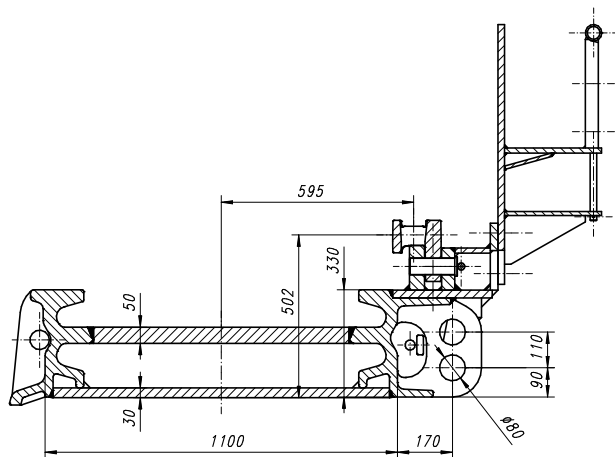
Rys.1 Ścianaowy przenośnik zgrzeblowy Rybnik 330/1100 z krzyżowym napędem wyspowym



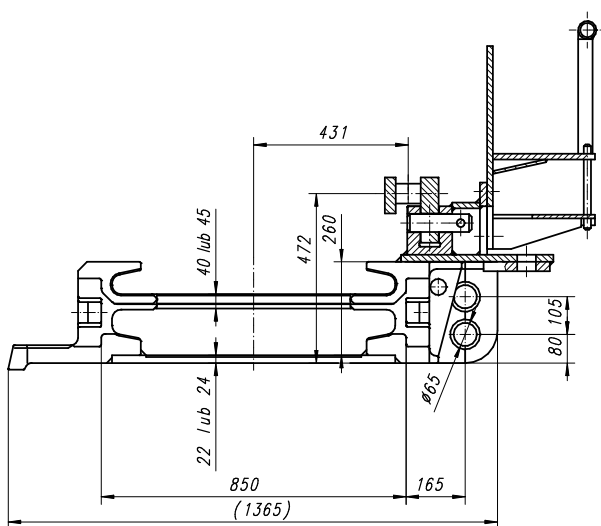
Rys.2. Rynna z ostrogą przenośnika Rybnik 330/1100 (profile odlewane E330)



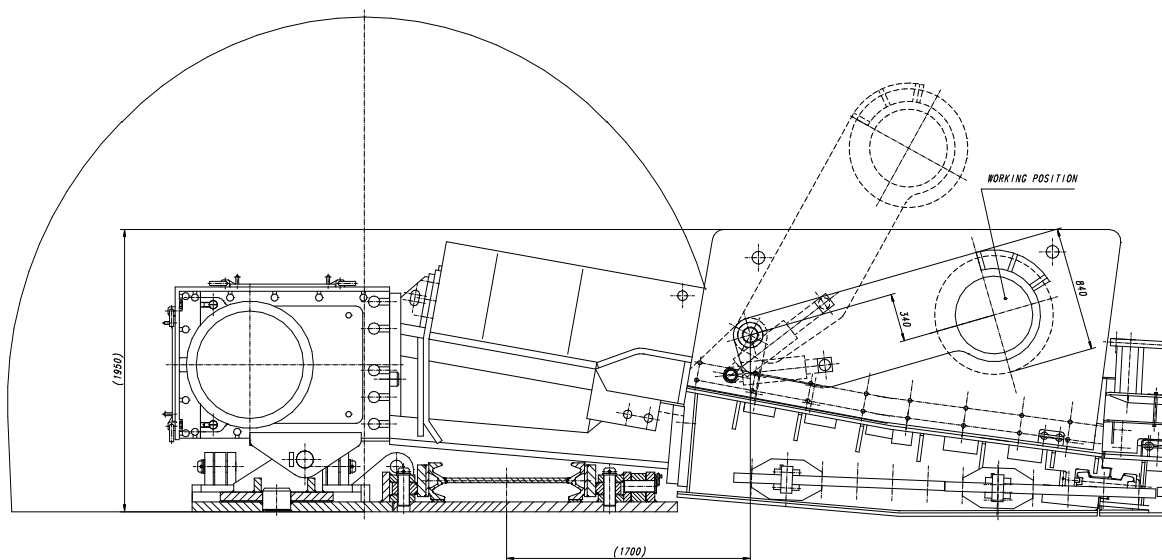
Rys.5. Rynna przenośnika zgrzeblowego Rybnik 950 (profile odlewane E260)



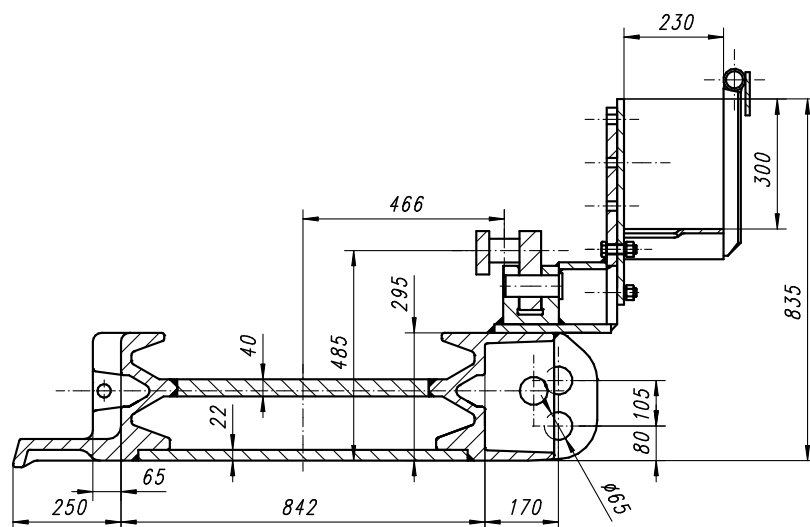
Rys.3. Rynna bez ostrogi przenośnika Rybnik 330/1100 (profile odlewane E330)



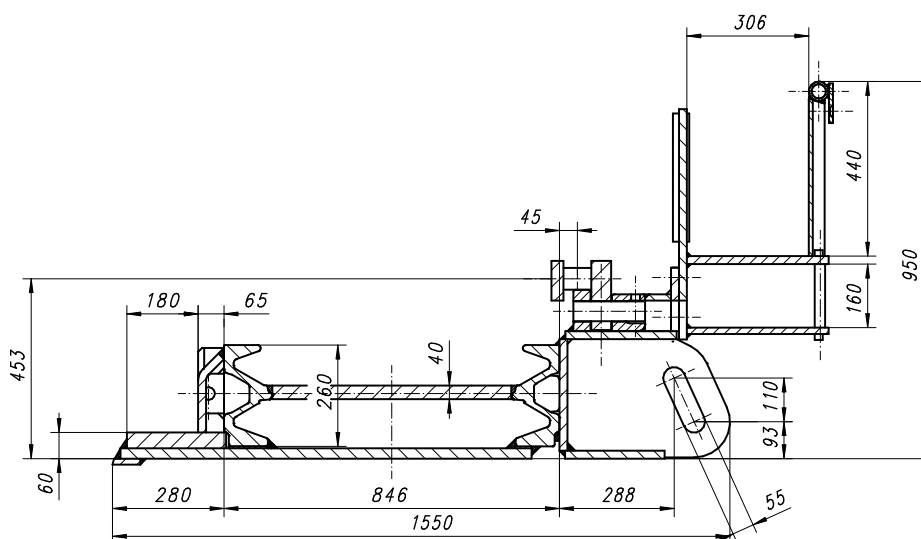
Rys.6. Rynna przenośnika zgrzeblowego Rybnik 850 (profile odlewane E260)



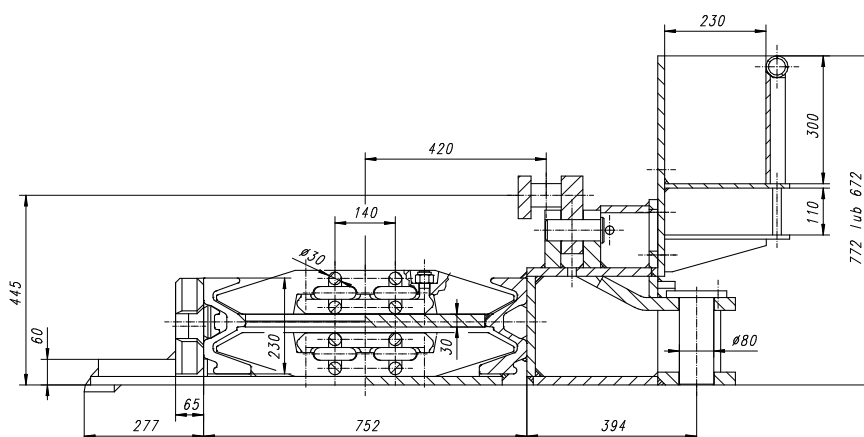
Rys.4. Ścianowy przenośnik zgrzeblowy Rybnik 330/1100 z wysypem bocznym i z kruszarką KS-1 zainstalowaną na rynnie dołącznej



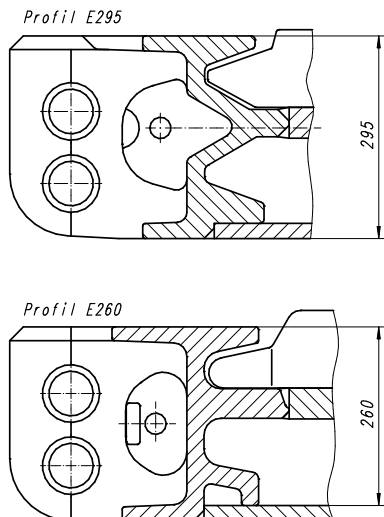
Rys.7. Rynna przenośnika zgrzeblowego Rybnik 850 (profile odlewane E295)



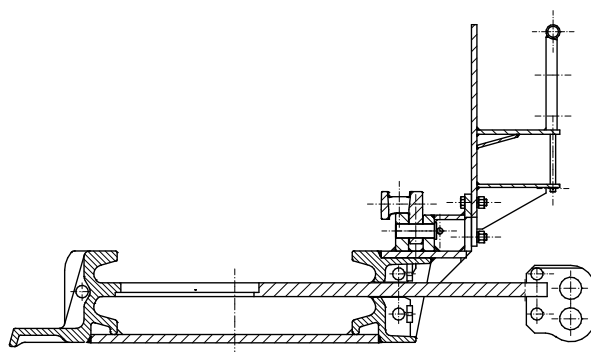
Rys.8. Rynna przenośnika zgrzeblowego Rybnik 850 (profile walcowane E260)



Rys.9. Rynna przenośnika zgrzeblowego Rybnik 750 (profile walcowane E230)



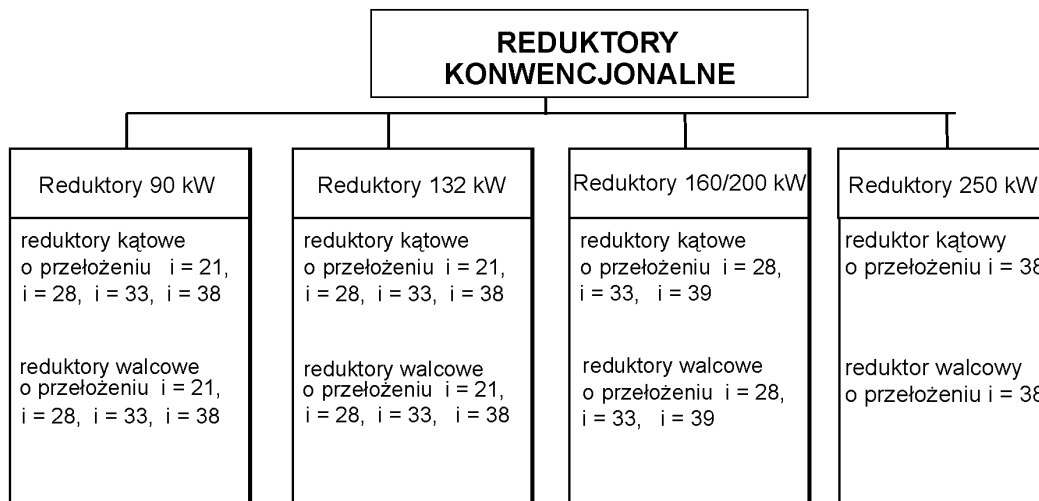
Rys.10. Porównanie nowej generacji profili bocznych E260 i profili E295 (zastąpione przez profil odlewany E260)



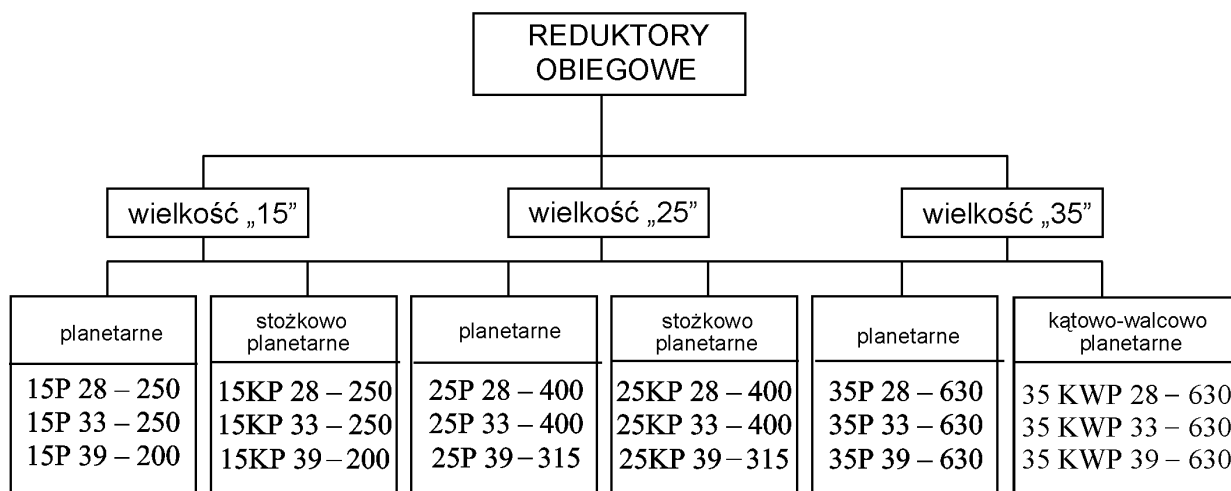
Rys.11. Budowa rynien inspekcyjnych w nowej generacji ścianowych przenośników zgrzeblowych produkcji RFM RYFAMA S.A.

3. Reduktory zębate

RFM „RYFAMA” S.A. od kilkudziesięciu lat wyposaża swe przenośniki zgrzeblowe w reduktory zębate własnej produkcji. Stosowane przez nas dotychczas w



Gama reduktorów konwencjonalnych



Gama reduktorów obiegowych

Uwaga: liczba „15”, „25” i „35” oznacza typoszereg reduktorów, zaś liczby 28, 33 lub 39 oznaczają ich przełożenie.

napędach przenośników zgrzeblowych reduktory konwencjonalne ze względu na duże gabaryty i masę, ustępują miejsca reduktorom obiegowym. Przyszłościowym kierunkiem rozwoju, zwłaszcza przy dużych mocach, stały się więc reduktory obiegowe: stożkowo-planetarne i walcowo-planetarne.

W związku z tym, nie zaprzestając produkcji reduktorów konwencjonalnych, główny nacisk położono na wytwarzanie reduktorów planetarnych. W chwili obecnej, w programie produkcyjnym znajdują się zatem zarówno starszej generacji reduktory konwencjonalne (walcowe i stożkowo-walcowe o mocy 90–250 kW), jak i nowoczesne reduktory obiegowe (planetarne i stożkowo-planetarne – wielkość „15”, „25” i „35” – o mocy 160–630 kW), zbudowane zgodnie z normą niemiecką RAGN.

4. Dynamiczne kruszarki urobku

W ciągu transportowym, od ściany do szybu, wymagany jest urobek o małej bądź średniej granulacji, gdyż zbyt duże kęsy zakłócają ciągłość ruchu i niszczą trasę przenośnika taśmowego. Urządzeniem pozwalającym na rozwiązanie tego problemu jest dynamiczna kruszarka urobku, instalowana na podścianowym przenośniku zgrzeblowym. Ta wypróbowana konstrukcja służy do rozdrabniania urobku do określonej wielkości, niezbędnej dla prawidłowej pracy kopalnianych systemów transportowych.

W chwili obecnej w naszym asortymencie znajdują się trzy wielkości dynamicznych kruszarek urobku z napędem paskowym, a mianowicie: DLB 800, DLB 1000 oraz DLB 800÷1200, przystosowane do zabudowy na przenośnikach o typowej wysokości profilu i szerokości rynny, jak i na rynnach o nietypowym profilu i szerokości. Wydajność tych kruszarek wynosi odpowiednio 800, 1000 i 1500 t/h. Oferujemy też dwie kruszarki z napędem zębatym: SCORPION 1800 oraz SCORPION 3000 o wydajnościach odpowiednio 1800 t/h i 3000 t/h oraz dwie wersje kruszarek KS1 instalowanych na rynnie dołącznej napędu wysypowego przenośnika ścianowego (rys. 4).

5. Kolej spągowo-zębata

Rybnicka Fabryka Maszyn „RYFAMA” S.A. jest w trakcie uruchamiania produkcji spalinowej kolei spągowo-zębatej SKZ-81 zaprojektowanej przez CMG KOMAG przeznaczonej do transportu ciężkich, wielkogabarytowych maszyn i urządzeń oraz ludzi w podziemnych wyrobiskach górniczych. Jej szczególną cechą jest wykorzystanie istniejących w kopalniach torów, które na odcinkach nachylonych będą uzupełnione tylko o listwę zębatą umieszczoną centralnie między szynami. Takie rozwiązanie umożliwi bezprzeładunkowy transport ciężkich ładunków, w krótszym czasie i przy mniejszych kosztach. Kolej ta będzie mogła być stosowana w pomieszczeniach ze stopniem niebezpieczeństwa wybuchu metanu „a”, „b” i „c” oraz

zagrożenia wybuchu pyłu węglowego „A” i „B”. Składa się ona z:

- ciągnika spalinowego w skład którego wchodzi wóz napędowy i dwa wozy hamulcowe z kabinami sterowniczymi,
- platformy transportowej o nośności 350 kN na której może być zamontowana nakładka do jazdy ludzi lub nakładka kontenerowa,
- istniejącej w kopalni trasy jezdnej o szerokości minimum 750 mm zbudowanej na bazie szyn S30 lub większych (praca w wyrobiskach poziomych na zasadzie sprzężenia cierniego jak w lokomotywach) lub na bazie wyżej wymienionych szyn,
- oraz zębatek montowanych w środku torowiska na podkładach kotwiących (praca w wyrobiskach nachylonych do 30° z wykorzystaniem koła sworzniowego do współpracy z zębatką).

Podstawowe dane techniczne kolei są następujące (rys. 12):

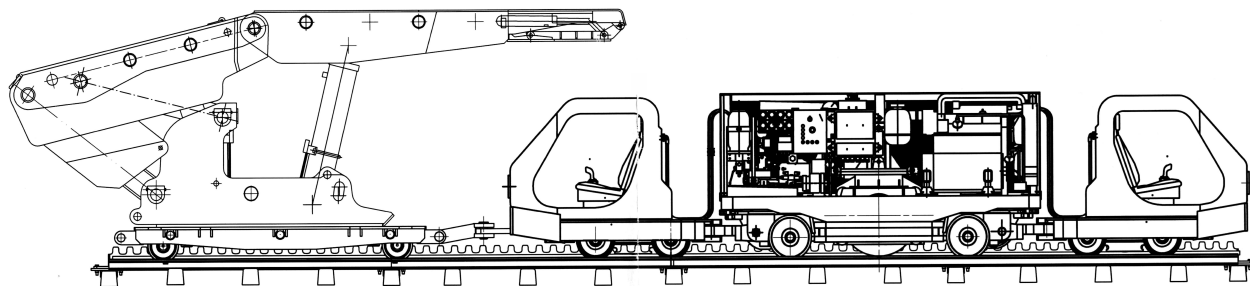
- moc silnika 81 kW
- układ transmisji mocy silnik spalinowy, pompa hydrauliczna, silniki hydrauliczne i przekładnie do napędu koła sworzniowego i zestawów kołowych
- prędkość jazdy przy napędzie zębatkowym 0,3÷0,6 m/s lub 0,54÷1,08 m/s
- prędkość jazdy z napędem na koła szynowe 2÷4 m/s
- siła pociągowa 220 kN przy prędkości 0,3 m/s
- maksymalna siła rozruchowa 270 kN
- rozstaw kół jezdnych wozu napędowego 1890 mm
- sterowanie manualne z kabin
- maksymalne nachylenie trasy 30°
- tor jezdny istniejący tor szynowy o szerokości min. 750 mm z szynami S30 lub większymi, a przy trasie nachylonej do 30° dodatkowo wyposażona w zębatkę
- nośność platformy transportowej 350 kN
- typy platform platforma do transportu sekcji obudów lub innych ciężkich ładunków, platforma do jazdy ludzi, platforma kontenerowa
- masa ciągnika z wózkami hamulcowymi 13500 kg
- szerokość ciągnika 1200 mm
- wysokość ciągnika 1675 mm
- promień zakrętu w poziomie 4000 mm
- promień zakrętu w pionie 15000 mm

Platforma kolejki ma wysokość 324 mm i dzięki jej małej wysokości ma możliwość transportowania ładunków o znacznie większej wysokości niż w przypadku kolejek podwieszanych, w których znaczną część wysokości chodnika zajmuje szyna i elementy podwieszające.

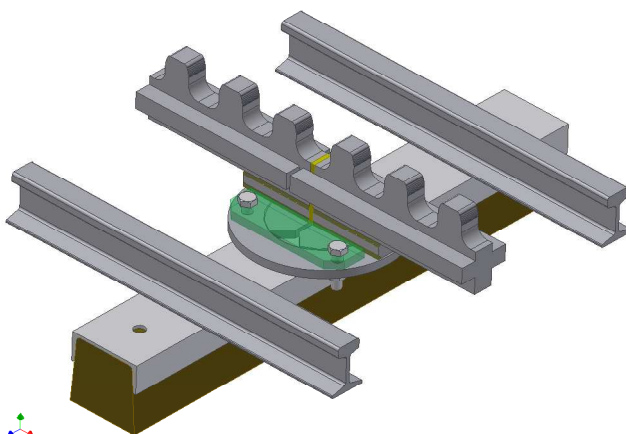
6. Podsumowanie

Pierwszymi i największymi przenośnikami tego ty-

a)



b)



Rys.12. Spalinowa kolej spągowo-zębata a) zestaw z platformą transportową, b) tor z listwą zębatą

Rybnicka Fabryka Maszyn RYFAMA S.A. od 10 lat prowadzi w sposób ciągły prace zmierzające do doskonalenia konstrukcji i jakości swoich wyrobów. W wyniku tych prac zmodernizowano wszystkie przenośniki ścienne i podścienne produkowane w RFM. Zmianom uległy:

- konstrukcje kadłubów napędów,
- technologia wykonania gwiazd napędowych (obrabiane i hartowane zęby, zwiększenie wytrzymałości połączeń w gwiazdach dzielonych),
- wprowadzono bardziej trwałe i wytrzymałe nowe profile walcowane E230 i E260 oraz zmodyfikowano profile odlewane E295,
- wprowadzono nowe sposoby uszczelniania i połączeń rynien,
- wdrożono do produkcji przekładnie planetarne wielkości „15”, „25”, „35” oraz przekładnie budowy klasycznej z nowymi przełożeniami (według RAGN),
- wprowadzono modułową budowę napędów,
- wprowadzono nowe materiały konstrukcyjne o najwyższej wytrzymałości i odporności na ścieranie.

Oprócz prac modernizacyjnych prowadzono badania ruchowe i prace analityczne, które pozwoliły na zaprojektowanie pełnego typoszeregu nowej generacji ściennych przenośników zgrzeblowych, w których wyeliminowano niedostatki rozwiązań wcześniejszych.

poszeregu były przenośniki typu Rybnik 330/1100 dostarczone do KWK „Piaś” (wysyp boczny, rynny bez ostrogi) i KWK „Ziemowit” (wysyp krzyżowy, rynny z ostrogą). Bardzo wysoka niezawodność pracy tych przenośników i małe zużycie blach ślizgowych (3,10 mm na 1 milion przetransportowanego urobku) zgrzebeł i profili bocznych potwierdzone przez pomiary serwisu RFM i obserwacje użytkowników udowodniły wyższość przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych nad dotychczasowymi i skłoniły RFM do uruchomienia produkcji innych wielkości przenośników według takich samych założeń jak w przypadku przenośnika Rybnik 330/1100. Przenośniki te zaprojektowano na bazie odlewanych profili bocznych E260. Są to przenośniki Rybnik 750 (KWK „Anna” - 2 szt.), Rybnik 850 (KWK „Jankowice”, KWK „Piaś”, kop. Jesaulskaja w Rosji) i Rybnik 950 (złożone oferty do Rosji i Chin).

Bardzo dobre opinie użytkowników wymienionych przenośników spowodowały, że zaprojektowany i już pozytywnie zweryfikowany typoszereg nowej generacji przenośników ściennych stał się rozwiązaniem przyszłościowym, które zastąpi dotychczasowe konstrukcje.

Potrzeby górnictwa oraz korzyści związane z dywersyfikacją produkcji spowodowały, że uruchomiono też produkcję nowych wyrobów, takich jak:

- urządzenie przekładkowe UP-2500,

-
- zwrotnie najazdowe przenośników taśmowych typu RYFAMA1000, RYFAMA1200, RYFAMA 1400,
 - urządzenie przesuwające z suwakowym mechanizmem blokującym,
 - kruszarki Scorpion 1800 i Scorpion 3000,
 - kruszarki ścianowe KS-1 (instalowane na rynnie dołącznej napędu wysypowego przenośnika ściannowego),
 - spalinowa kolej spągowo-zębata (w przygotowaniu).

Wszystkie opisane skrótowo prace modernizacyjne oraz przedstawiony asortyment nowych produktów RFM zostały zrealizowane dla zaspokojenia potrzeb górnictwa węglowego i we współpracy z tym górnictwem.

Artykuł wpłynął do redakcji w marcu 2005 r.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Podziemne składowanie odpadów niebezpiecznych w Polsce aktualnym wyzwaniem dla inżynierii środowiska

Streszczenie

Aktualnie w Polsce istnieje pilna potrzeba ostatecznego unieszkodliwienia ponad 6000 wypalonych w reaktorach badawczych elementów paliwa uranowego (HLW) i 5000 m³ odpadów średnio (ILW) i nisko (LLW) aktywnych. W perspektywie najbliższych dziesięcioleci, zależnie od rozwoju energetyki jądrowej, może powstać ponad 300 tysięcy m³ odpadów promieniotwórczych i około 10⁶ Mg rocznie innych odpadów niebezpiecznych. Uwzględniając doświadczenia krajów Europy Zachodniej i USA, gdzie jedynym bezpiecznym i prawnie dopuszczonym sposobem postępowania z odpadami niebezpiecznymi jest ich przetworzenie i unieszkodliwienie poprzez podziemne składowanie. W świetle tych faktów aktualnym wyzwaniem dla inżynierii środowiska jest rozważenie możliwości budowy w Polsce podziemnego składowiska odpadów. W artykule wykazano, że pokładowe złożę soli Lubińsko-Głogowskiego Okręgu Miedziowego (LGOM) odpowiada wszelkim kryteriom dla zlokalizowania w nim podziemnego składowiska odpadów niebezpiecznych.

Summary

Now in Poland there is an urgent need of neutralization of more than 6 000 parts of uranium fuel (HLW) burned in reactors and 5 000 m³ of middle- (ILW) and low- (LLW) active wastes. Within the next ten years, more than 300 000 m³ of radioactive wastes and about 106 Mg of other dangerous wastes (per year) can appear, depending on development of the nuclear power engineering. Taking into account experiences of the West Europe countries and USA in handling with dangerous wastes, their processing and neutralization by the underground storage is the only safe and legally allowed method. In the light of these facts consideration of the possibility of building an underground waste storage in Poland is the actual challenge for the environmental engineering. The paper proved that a salt deposit in the Lubinsko-Glogowski Copper District (LGOM) satisfies all the criteria necessary to develop an underground dump for dangerous wastes there.

1. Uwagi wstępne

Z punktu widzenia ochrony środowiska istotnym kryterium podziału odpadów jest ich szkodliwość dla środowiska przyrodniczego. Według tej klasyfikacji odpady dzieli się na trzy klasy szkodliwości:

- odpady uciążliwe,
- odpady szkodliwe,
- odpady niebezpieczne.

Podstawowym aktem prawnym regulującym zasady postępowania z odpadami w Polsce jest ustawa z 27 kwietnia 2001 r. Niezależnie od tej ustawy, zasady dotyczące gospodarką odpadami, w tym przepisy o pozwoleniach na wytwarzanie odpadów, wysokości opłat za ich składowanie i administracyjnych karach pieniężnych, ujęte zostały w równoległej ustawie: Prawo ochrony środowiska.

Ze względu na ochronę środowiska i stopień szkodliwości postępowanie z odpadami niebezpiecznymi stanowi największy problem i wyzwanie dla obecnych i przyszłych pokoleń. Do odpadów niebezpiecznych zalicza się te odpady, które po wprowadzeniu do środo-

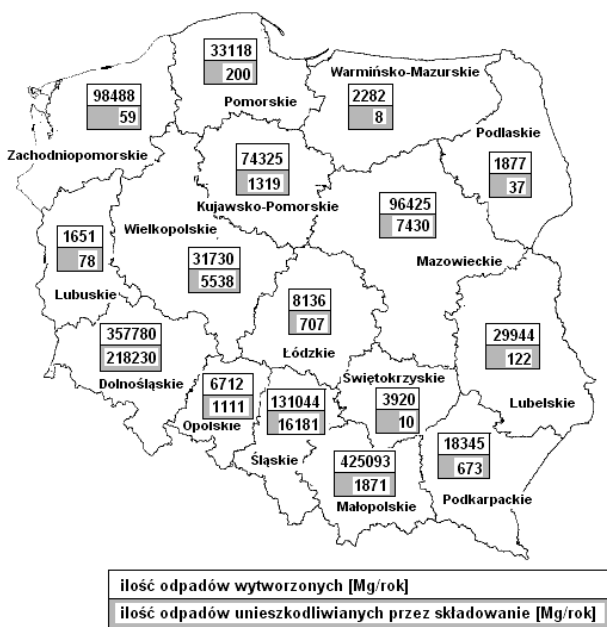
wiska (nawet w małych ilościach) powodują trwałą jego degradację. Odpady te zawierają często składniki toksyczne, radioaktywne, palne, wybuchowe lub biologicznie czynne i dlatego stanowią szczególne zagrożenie dla zdrowia ludzi i ich otoczenia, zaś gospodarka tymi odpadami wymaga szczególnej kontroli.

Rodzaje odpadów niebezpiecznych wymienione są w załączniku do rozporządzenia Ministra Środowiska z dnia 27 września 2001 r. w sprawie katalogu odpadów (Dz.U. Nr 112 poz. 1206). Zawierają one następujące grupy pierwiastków i ich związków: arsenu, rtęci, kadmu, talu, berylu, ołowiu, antymonu, selenu, telluru, sześciowartościowego chromu i jego związków, fenoli i ich pochodnych, cyjanków, izocyjanków, wybranych halogenów organicznych, pewnych rozpuszczalników, biocydów i substancji fitofarmaceutycznych, szeregu produktów smołowych, środków farmaceutycznych, nadtlenków, chloranów, nadchlorków i azotków, eteru, azbestu, policyklicznych rakotwórczych związków aromatycznych, związków węgla z podstawnikami metalicznymi, rozpuszczalnych związków miedzi, kwasów, zasad i środków używanych do chemicznej obróbki powierzchni metali.

2. Gospodarka odpadami niebezpiecznymi w Polsce w latach 2000-2003

W 2003 roku powstało w Polsce 1338870 Mg odpadów niebezpiecznych, co stanowi 1,8% wszystkich wytworzonych w kraju odpadów. Z tej ilości 482423 Mg odpadów niebezpiecznych (36,03%) poddano procesowi recyklingu, unieszkodliwiono 813535 Mg (60,76%), w tym poprzez składowanie 253574 Mg (18,94%). 42911 Mg niebezpiecznych substancji (3,2%) czasowo zmagazynowano, celem późniejszego przekazania do ewentualnego recyklingu lub ostatecznego unieszkodliwienia.

Bilans odpadów niebezpiecznych, wyrażony stosunkiem ilości odpadów wytworzonych do ilości odpadów poddanych składowaniu w poszczególnych województwach przedstawia rysunek 1. Województwem, w którym powstaje największa (po województwie małopolskim) ilość odpadów niebezpiecznych jest województwo dolnośląskie. W tym też województwie największą ilość odpadów unieszkodliwia się poprzez ich składowanie.



Rys.1. Bilans odpadów niebezpiecznych w układzie terytorialnym Polski (na podstawie danych z 2003 r.)

W tabeli 1 przedstawiono stan gospodarki odpadami na przestrzeni czterech lat, od 2000 do 2003 r. Wcześniejsza ewidencja, jest niekompletna, bowiem dopiero od 2000 roku zaczęto przystosowywać polskie przepisy dotyczące gospodarki odpadami do dyrektyw Unii Europejskiej, zwracając znaczną uwagę na dokładną inwentaryzację odpadów.

Uwagę zwraca fakt powiększającej się z roku na rok ilości odpadów unieszkodliwianych przez składowanie i tymczasowe ich magazynowanie.

Odpady niebezpieczne powstają zarówno w sektorze gospodarczym, jak i w komunalnym.

Tabela 1

Lata	Ilości odpadów [Mg]				
	Ogółem powstało	Odzyskano	Tymczasowo zmagazynowano	Unieszkodliwiono Razem	w tym przez składowanie
2000	1601456	476883	13791	1110782	96199
2001	1308496	368628	37277	902591	63406
2002	1029353	454524	36601	538228	149414
2003	1338870	482423	42911	813535	253574

Podstawowym źródłem powstawania odpadów niebezpiecznych jest działalność przemysłowa i usługowa. Ponadto odpady te powstają w gospodarstwach domowych, służbie zdrowia, szkolnictwie oraz resorcie Obrony Narodowej. Na ogólną ilość odpadów największy wpływ mają:

- hutnictwo żelaza,
- hutnictwo miedzi, cynku i ołowiu,
- zakłady chemiczne,
- przemysł naftowy.

Największe ilości odpadów niebezpiecznych, unieszkodliwionych poprzez ich składowanie (ogółem 253574 Mg), powstało w 2003 roku jako:

- odpady z instalacji i urzędzeń służących zagospodarowaniu odpadów, z oczyszczalni ścieków oraz uzdatniania wody pitnej i wody do celów przemysłowych (81,549% składowanych niebezpiecznych odpadów),
- odpady z procesów termicznych (13,555%),
- odpady z budowy, remontów i demontażu obiektów budowlanych oraz ich infrastruktury (4,05%),
- odpady z chemicznej obróbki i powlekania powierzchni metali oraz innych materiałów i z procesów hydrometalurgii metali nieżelaznych (1,877%),
- odpady z produkcji, przygotowania, obrotu i stosowania produktów chemii nieorganicznej (1,855%),
- odpady z produkcji, przygotowania, obrotu i stosowania produktów chemii organicznej (0,557%),
- odpady z produkcji, przygotowania, obrotu i stosowania powłok ochronnych (farb, lakierów, emalii ceramicznych), kitu, klejów, szczeliw i farb drukarskich (0,225%),
- odpady opakowaniowe, sorbenty, tkaniny do wycierania, materiały filtracyjne i ubrania ochronne nie ujęte w innych grupach (0,149%),
- odpady z kształtowania oraz fizycznej i mechanicznej obróbki powierzchni metali i tworzyw sztucznych (0,063%),
- oleje i odpady ciekłych paliw (0,017%),
- odpady medyczne i weterynaryjne (0,001%),
- odpady z rozpuszczalników organicznych, chłodziw i propelentów (0,00002%),
- odpady nie ujęte w innych grupach (0,147%).

3. Podstawy gospodarki odpadami niebezpiecznymi

Priorytetowym zadaniem w ochronie środowiska jest racjonalna gospodarka odpadami. Odpady niebezpieczne (w tym promieniotwórcze) stanowią zagrożenie dla wszystkich elementów środowiska, głównie z uwagi na możliwość skażenia powierzchni ziemi, wód powierzchniowych i podziemnych oraz powietrza. Ze względów technicznych, jak i ekonomicznych ograniczona jest przeróbka odpadów, mająca na celu ich całkowitą utylizację. Dlatego należy dążyć do minimalizacji ich powstawania oraz zwiększenia stopnia ich utylizacji i recyklingu. W przypadku braku możliwości zrealizowania wymienionych działań ostateczną koniecznością jest składowanie odpadów. W ogólnym podziale wyróżnia się dwie formy składowania odpadów:

- składowanie odpadów na składowiskach powierzchniowych,
- składowanie odpadów w wyrobiskach podziemnych.

Ze względu na stosunkowo małą szkodliwość odpadów masowych, dopuszcza się ich deponowanie na składowiskach powierzchniowych. Natomiast odpady niebezpieczne stanowią istotne zagrożenie dla biosfery, dlatego w krajach Unii Europejskiej jedynym bezpiecznym i prawnie dopuszczonym sposobem postępowania z tą grupą odpadów jest ich przetworzenie, utylizacja i unieszkodliwianie poprzez podziemne składowanie. Podziemne składowanie posiada uzasadnienie nie tylko ekologiczne, lecz i ekonomiczne. Wynika to z faktu, że deponując odpady pod powierzchnią ziemi unika się późniejszego problemu z rekultywacją zdegradowanych terenów powierzchniowych i zabezpieczeniem powierzchni terenu przed skażeniem.

W Unii Europejskiej pierwsze akty prawne dotyczące podstaw gospodarki odpadami powstały jeszcze w latach w 70. XX wieku. Jedną z pierwszych dyrektyw była dyrektywa 75/442/EWG w sprawie odpadów. Pozostałe akty regulujące gospodarkę odpadami to dyrektywa 1999/31/EWG dotycząca składowania odpadów i dyrektywa 91/689/EWG w sprawie odpadów niebezpiecznych.

Dyrektywa rady 75/442/EWG w sprawie odpadów, zmieniona dyrektywą Rady 91/156/EWG, określa ramy prawne dla gospodarowania odpadami w krajach Unii Europejskiej. Nakłada ona na państwa członkowskie obowiązek zapewnienia recyklingu i odzysku lub usuwania odpadów w sposób nie zagrażający życiu ludzkiemu i nie powodujący szkód w środowisku człowieka. Państwa członkowskie mają ponadto ciągły obowiązek monitorowania i kontroli obiegu odpadów na swoim terenie.

Wejście Polski do Unii Europejskiej oznacza obowiązek wprowadzenia szeregu zmian w dotychczasowej gospodarce odpadami, w szczególności zaś:

- poddanie większym rygorom procesów spalania odpadów (przede wszystkim odpadów niebezpiecznych), poprzez ustalenie wartości dopuszczalnych emisji szkodliwych substancji do powietrza i wprowadzenie pozwoleń na działanie spalarni, dla których określone zostaną rodzaje, ilości odpadów oraz wydajności instalacji,
- wprowadzenie kategorii odpadów według rodzaju, wielkości i charakteru zawartych w nich składników,
- stopniowe ograniczanie składowania odpadów nieprzetworzonych,
- wprowadzenie odpowiedzialności producentów za odpady wytwarzane aktualnie i również w przyszłości,
- opracowywanie planów gospodarowania odpadami.

4. Podziemne składowanie odpadów niebezpiecznych

Podstawową ideą podziemnego składowiska odpadów niebezpiecznych jest ich trwała izolacja od biosfery. Idea ta realizowana jest poprzez wytworzenie systemu wielobarierowej izolacji, składającej się z barier naturalnych (warstw nieprzepuszczalnych, stanowiących calizny ochronne ze skał macierzystych oraz nieprzepuszczalnych otulin zewnętrznych) oraz barier sztucznych (specjalnych opakowań odpadów i specjalnych otamowań wewnątrz wyrobisk składowiska). W praktyce warunek trwałej izolacji niebezpiecznych odpadów od biosfery może być spełniony tylko przez niektóre, szczególnie korzystnie usytuowane i wykształcone złoża, w których wykonuje się w odpowiedniej strukturze przestrzennej wyrobiska podziemnego składowiska.

Podziemne składowisko musi być zlokalizowane w takiej formacji geologicznej, która pomieści objętościowo całe pole składowania odpadów, przy uwzględnieniu calizny ochronnych, zapewniających wystarczającą odległość od stref geologicznych nieciągłości. Przy wyborze miejsca lokalizacji składowiska należy uwzględniać fizyczne i chemiczne właściwości skał i minerałów, wykluczające możliwość mineralnych reakcji ze składowanymi odpadami. Złoże musi charakteryzować się taką szczelnością, aby uzyskać absolutną pewność braku kontaktu odpadów z wodą. Ponadto wytrzymałość skał otaczających wszystkie wyrobiska składowisk odpadów musi zapewniać ich długotrwałą stateczność w aspekcie zdolności przejścia koncentracji naprężeń, jakie są wynikiem przejścia z pierwotnego stanu naprężenia do wtórnego stanu równowagi górotworu.

Obszar przeznaczony na podziemne składowisko odpadów niebezpiecznych powinien odznaczać się niską aktywnością sejsmiczną i być na tyle odległy od zasięgu silnej aktywności tektonicznej, by nie była zagrożona cała struktura składowiska. Preferowane na składowisko są złoża jednorodne, o prostej budowie geologicznej, korzystnych własnościach skał, aby pod-

Po ukończeniu składowania w polu rejonowym jest ono szczelnie izolowane tamami rejonowymi. Istotnym elementem procesu projektowego jest określenie właściwych wymiarów komór, pótek i filarów oraz elementarnych wymiarów pola rejonowego, spełniających warunek długotrwałej, geomechanicznej stateczności wszystkich elementów składowiska.

5. Przegląd ważniejszych polskich złóż soli pod kątem możliwości podziemnego składowania odpadów niebezpiecznych

Występujące w Polsce złoża soli związane są z formacjami solnymi mioceńską oraz z cechsztyńską. Złoża mioceńskie zalegają w południowej części kraju, wąskim pasmem o kierunku równoleżnikowym, u podnóża łuku Karpat. Obejmują one złoża soli pokładowej Wieliczka, Barycz, Bochnia. Cechsztyńska formacja solonośna obejmuje znaczną część powierzchni Polski. Utwory cechsztyńskie występują w strefie bałtyckiej na wyniesieniu Łeby, w strefie przedsudeckiej, obejmującej monoklinę przedsudecką i nieckę północno-sudecką oraz na Niżu Polskim.



Rys.4. Rozmieszczenie ważniejszych złóż soli kamiennej w Polsce

1 – Wieliczka-Bochnia, 2 – Siedlec-Moszczenica, 3 – Wojnicz, 4 – Rogoźno, 5 – Lubień Kujawski, 6 – Kłodawa, 7 – Łanięta, 8 – Mogilno, 9 – Damasławek, 10 – Łeba, 11 – Swarzewo, 12 – Mechelinki, 13 – złoże soli LGOM

Analiza geologicznych warunków złoża soli kamiennej na wyniesieniu Łeby (rejon Białogardu) pod względem miąższości i głębokości zalegania spełnia kryteria zakwalifikowania tej formacji do budowy składowiska. Pokład w tym rejonie zalega na głębokości około 650 m p.p.t. i posiada miąższość przekraczającą 200 m. Nie stwierdzono również dyslokacji w podłożu cechsztynu i nadkładzie mezo- i kenozoicznym. Zagrożeniem dla lokalizacji podziemnego składowiska w tym rejonie mogą być natomiast słabo rozpoznane poziomy wodonośne

w nadkładzie, co może wpłynąć na stopień izolacji hydraulicznej. Ponadto na tym terenie sporadycznie występują wstrząsy sejsmiczne. Słabe rozpoznanie warunków hydrogeologicznych i aktywność sejsmiczna w zasadzie dyskwalifikują cechsztyńskie złoża soli na wyniesieniu Łeby do zlokalizowania w nim podziemnego składowiska odpadów.

Na Niżu Polskim rozpoznane zostały wysady solne: *Bełchatów* (mała powierzchnia zarysu struktury solnej, niekorzystne stosunki hydrogeologiczne, zagrożenia geomechaniczne wynikające z prowadzonej eksploatacji odkrywkowej węgla brunatnego Bełchatów-Szczerców), *Lubień* (perspektywiczne wykorzystanie złoża do budowy podziemnego magazynu gazu, ciekłych węglowodorów, niekorzystne własności hydrogeologiczne i zbyt mała odległość od miasta Lubień Kujawski), *Izbica Kujawska* (małe rozmiary złoża, bogata tektonika uskokowa), *Damasławek*, *Rogoźno* (w nadkładzie złoża występuje zasobne złoża węgla brunatnego o dużej wartości przemysłowej), *Łanięta* (budowa tektoniczna rozpoznana w nikłym stopniu, zagrożenia naturalne, z jakimi należy się liczyć w przypadku górniczego udostępnienia złoża nie są rozpoznane, występowanie nad wysadem 3 pięter wodonośnych), *Damasławek* (nie rozpoznana budowa wewnętrzna wysadu, nad zwierciadłem soli zalega kilka silnie zawodnionych kompleksów skalnych), *Kłodawa* (złożona budowa geologiczna złoża, sól kamienna pochodząca z różnych okresów z warstwami soli potasowych, anhydrytu i zubrów, powyżej czapy gipsowo-iłowej wodonośne skały jurajskie i trzeciorzędowe, aktualnie prowadzona sucha eksploatacja soli kamiennej). Wymienione powody praktycznie eliminują omówione złoża do lokalizacji w nich podziemnego składowiska odpadów.

6. Wizja podziemnego składowiska odpadów w złożu soli kamiennej LGOM

Pokładowe złożo soli cechsztyńskiej LGOM zalega w rejonie na północny-zachód od prowadzonej eksploatacji rud miedzi w obszarach górniczych Lubin, Polkowice, Rudna, Sierszowice. Sól kamienna z tego złoża zalega na znacznym obszarze, posiada dobrą pojemność i przewodność cieplną, zdolność do wiązania wilgotności, dobrą ekspansję liniową i zadowalającą wytrzymałość. Złożo to cechuje duża jednorodność, prosta budowa geologiczna i korzystne własności hydrogeologiczne [6, 10].

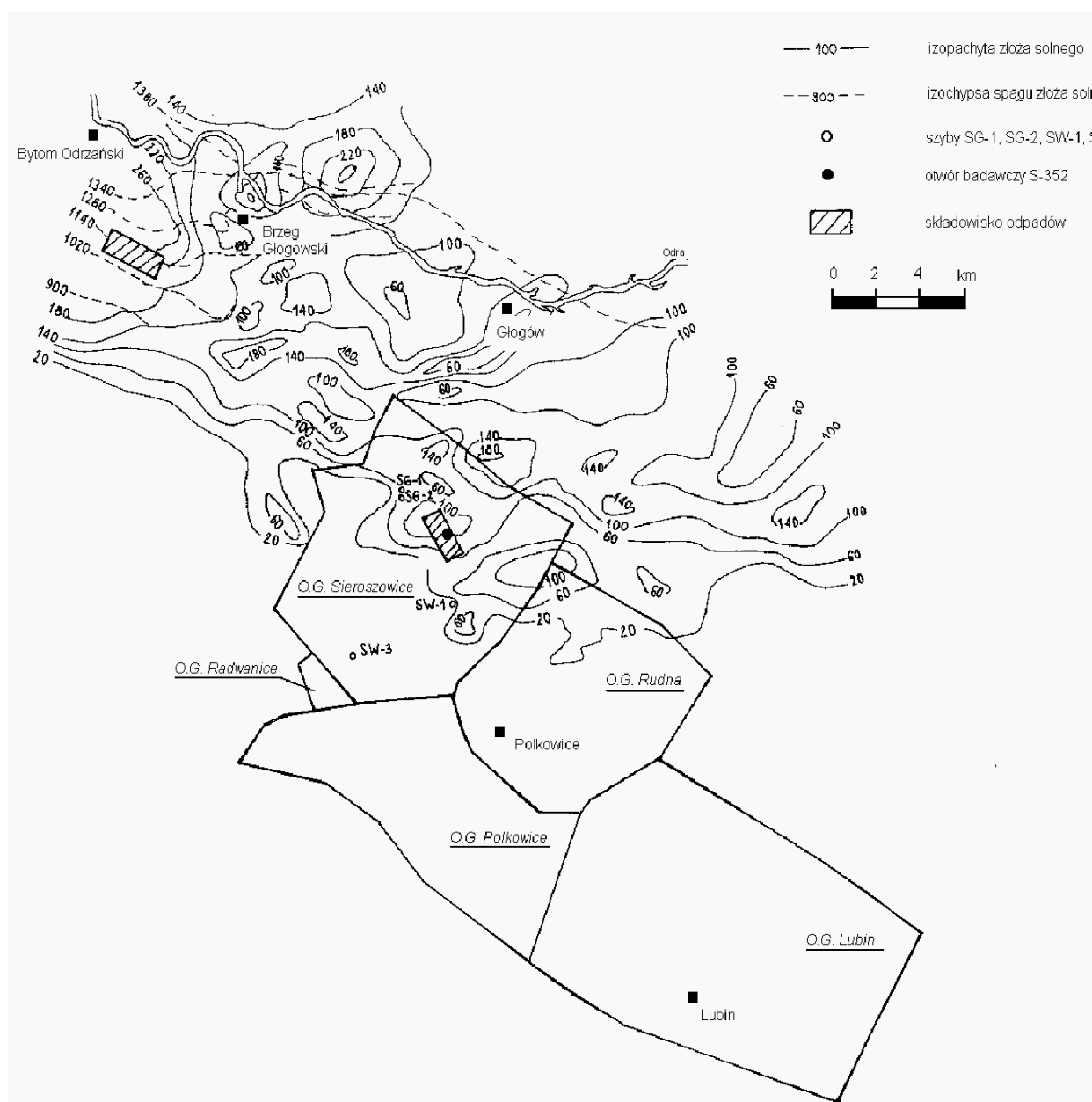
Na podstawie analiz budowy geologicznej złoża, własności geomechanicznych skał, warunków hydrogeologicznych, braku zagrożenia wodnego i gazowego, biorąc pod uwagę geografii bilansu odpadów niebezpiecznych (rys. 1) można stwierdzić, że pokładowe złożo soli kamiennej LGOM stanowi bezpieczne środowisko dla budowy podziemnego składowiska odpadów w Polsce.

Przedstawiony profil geomechaniczny skał w otoczeniu złoża soli na tle budowy geologicznej warstw czwartorzędu, trzeciorzęd, triasu i permu utwierdza o możliwości zaprojektowania odpowiednich calizn ochronnych i skuteczności założonej bariery naturalnej.

Podziemne składowisko powinno być budowane równocześnie z procesem wypełniania komór odpadami, ze względu na pilną potrzebę składowania odpadów, ograniczoną możliwość tworzenia pustek wynikającą z przepustowości szybów i warunków wentylacji, możliwości zbytu soli i ewentualnej potrzeby ograniczenia czasu stateczności komór składowiska z powodu prognozowanych intensywnych zjawisk reologicznych.

Za wykorzystaniem złoża soli kamiennej LGOM do składowania niebezpiecznych dla środowiska odpadów przemawiają następujące argumenty:

- w województwie dolnośląskim wytwarza się największą ilość odpadów niebezpiecznych w Polsce i najwięcej z nich unieszkodliwia się tam poprzez składowanie,
- analiza własności geomechanicznych złoża soli Lubińsko-Głogowskiego Okręgu Miedziowego i skał otaczających dowodzi, że struktura ta jest dobrym środowiskiem dla zlokalizowania w nim podziemnego składowiska odpadów,
- sól kamienna będąca urobkiem podczas wykonania komór składowiska jako sól najwyższej jakości (97,5% NaCl) będzie atrakcyjnym produktem handlowym.



Rys.5. Zaleganie złoża soli kamiennej LGOM na tle lokalizacji O.G. Lubin, O.G. Rudna, O.G. Polkowice, O.G. Sieroszowice i O.G. Radwanice

Profil				Własności fizyko-mechaniczne				
litologiczny	stratygraficzny	opis warstwy	warstwy wodonośne	ciężar objętościowy γ , kN/m ³	wyrzymalosc na sciskanie R, MPa	wyrzymalosc na rozciąganie R, MPa	Współczynnik odkształcalności E, GPa ν	
0	62,0	czwartorzęd	grunty	21,0	-	-	-	-
100								
200		trzeciorzęd	piaski iły węgiel brunatny	19,1	kohezja 0,49 MPa kąt tarcia wewnętrzne 43,5°	-	-	-
300								
400	439,0							
500	545,6	pstry piaskowiec środkowy	piaskowce	22,9	38,7	1,40	5,38	0,25
600								
700		pstry piaskowiec dolny	piaskowce ilotłupki	23,6	65,9	1,77	7,84	0,2548
800	749,7							
800	764,0	cechsztył P4	łupek ilasty	24,0	17,7	-	-	-
800	852,0	cechsztył P3 + P2	gips, brekcja anhydryt dolomit	26,1	86,5	6,8	10,10	0,2688
900	893,0		anhydryt górny	29,4	79,6	4,6	6,20	0,3890
1000	1010,0	cechsztył P1	sól kuchenna	21,2	37,2	1,52	3,00	0,45
1000	1071,3		anhydryt dolny wapien dolomit	29,0	88,8	4,6	6,20	0,40
1100		czerwony spągowiec	piaskowce	20,7	21,7	1,6	3,20	0,3065

Rys.6. Profil geomechaniczny skał w otworze S-352 (O.G.Sieroszowice)

Literatura

1. Dulewski J.: Zasady formalno-prawne lokowania odpadów w wyrobiskach podziemnych i odkrywkowych. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie. Miesięcznik WUG nr 12, 1998.
2. Grzybowski W.: Wykorzystanie podziemnych wyrobisk górniczych do składowania odpadów toksycznych i promieniotwórczych. Budownictwo Górnicze i Tunelowe nr 3, 2001.

3. Kłęczek Z., Flisiak D., Radomski A.: Koncepcja zagospodarowania złoża soli Lubiąsko-Głogowskiego Okręgu Miedziowego. Przegląd Górniczy nr 10, 1994.
4. Kłęczek Z., Kijewski P.: Perspektywa zagospodarowania złoża soli kamiennej. Monografia KGHM Polska Miedź S.A., Lubin, 1996.
5. Kłęczek Z.: Koncepcja podziemnego składowiska odpadów w złożu soli O/ZG „Polkowice-Sieroszowice”, Przegląd Górniczy nr 9, 2000.
6. Kłęczek Z., Zeljaś D.: Needs and possibilities of constructing an underground radioactive waste disposal site in Poland. 4-th International Scientific and Technical Conference KOMKO 2003. Szczyrk, 17-19.03.2003.
7. Kłęczek Z., Zeljaś D.: Lokalizacja podziemnego składowiska odpadów promieniotwórczych w Polsce. Przegląd Geologiczny nr 8/1, tom 52, 2004.
8. Krajowy Plan Gospodarki Odpadami. Monitor Polski nr 11, poz.159, 2003.
9. Michałowski M., Szota P.: Gospodarka odpadami niebezpiecznymi w Polsce w świetle uwarunkowań prawnych krajów Unii Europejskiej. Inżynieria Środowiska, tom 5, zeszyt 2, 2000.
10. Optymalna koncepcja zagospodarowania złoża soli Z.G. „Sieroszowice” z uwzględnieniem aspektów ekologicznych i gospodarczych. Opracowanie OBR Budownictwa Górniczego BUDOKOP w ramach projektu celowego KBN nr 99 209 93C/1112, Mysłowice, 1993.

Artykuł wpłynął do redakcji w marcu 2005 r.

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

Artykuł został wygłoszony na konferencji KOMKO, zorganizowanej przez CMG KOMAG w marcu 2005 r.

The Effect of Human Factor on the Accident Rate at Coal Mines

Streszczenie

W artykule zaprezentowana została numeryczna ocena czynnika ludzkiego wpływającego na wypadkowość w kopalniach. Obliczenia przeprowadzone zostały na podstawie podejścia „człowiek-maszyna-środowisko kopalni” uwzględniającego określone przedziały ufności. Zastosowano techniki matematyczne prawdopodobieństwa warunkowego oraz statystykę.

Summary

The paper presents numerical evaluation of human factor affecting the accident rate at coal mines. The calculations have been carried out on the basis of a “man-machine-environment” system approach within specified confidence intervals. Mathematical techniques of conditional probability and high level statistics have been used to this end.

State-the-art world features drastic industrial progress involving the development of functionally unlimited machines used by man as tools. Functional capabilities of machines are developing faster than those of man, while the man-machine cooperations is growing closer providing a single integrated system which highlights various industrial problems.

It is not uncommon that “many-sided” regularities of a living being and man’s mentality when tried to be simulated lead to non-strict relationships, variables and various definitions [1].

Naturally, similar problems arise in mining, where various process links are more sophisticatedly and rigidly related; and this relation is realized rather vigorously due to the effect of human factor and the environment.

Analysis of severe accidents in coal mines of Ukraine over the period of 1980-2001 [2] enabled to determine that major causes of technological and man-provoked accidents are the following:

- reduced quantity of intake air underground,
- neglecting dust countermeasures,
- non-ground power supply,
- damaged electrical equipment and cables,
- sudden gas emission underground,
- abnormal dust accumulations in underground workings,
- roof hanging and methane carryover after roof fall,
- high gas concentrations due to coal/gas outburst,
- sparking of damaged cable cores,
- flooding of main underground workings up to 0/8 of the cross section,
- use of open flame in situations when oxygen jet is erupted from the oxygen cylinder,
- sudden gas blower.

Prerequisites of such accidents are to some certain extent the erroneous or incorrect actions of the personnel who generate the source of an event or aggravate it still further:

- neglecting dust countermeasures,
- open charge firing,
- no guarding or fencing of dangerous zones: people in a dangerous zone,
- lack of continuous methane and power-on monitoring,
- inadequate discipline with maintaining electrical equipment and conveyors,
- neglecting outburst countermeasures during de-stress slotting in the bench roof,
- discipline violations etc.

Summarizing the above one can say that a man is “a dangerous factor” evolving from incomplete training, shortage of personal protective means, incompliance with process requirements, safety violations, breaches of labour and technological discipline.

The methodology using techniques of conditional probabilities and high level statistics [3] enables to numerically determine how the human factor affects accident rate of underground operations on the whole. The “Diagram of event sequence and mine states at a gassy/dusty mine” is used to this end [3] (fig. 1).

Then the accident probability is:

$$P_A = \{ [P_B^4 + P_1 - P(S_1 \wedge S_{11} / S_5 \wedge S_9 \wedge S_{19})] \cdot P(S_{12} / S_{11} / S_5 \wedge S_9 \wedge S_{19}) + P_{20} - P(S_1 \wedge S_{20} \wedge S_{12} / S_{11} / S_5 \wedge S_9 \wedge S_{19}) \} \cdot P(S_{14} / S_{12} \wedge S_{20}) \cdot P(S_{16} / S_{14}) \quad (1)$$

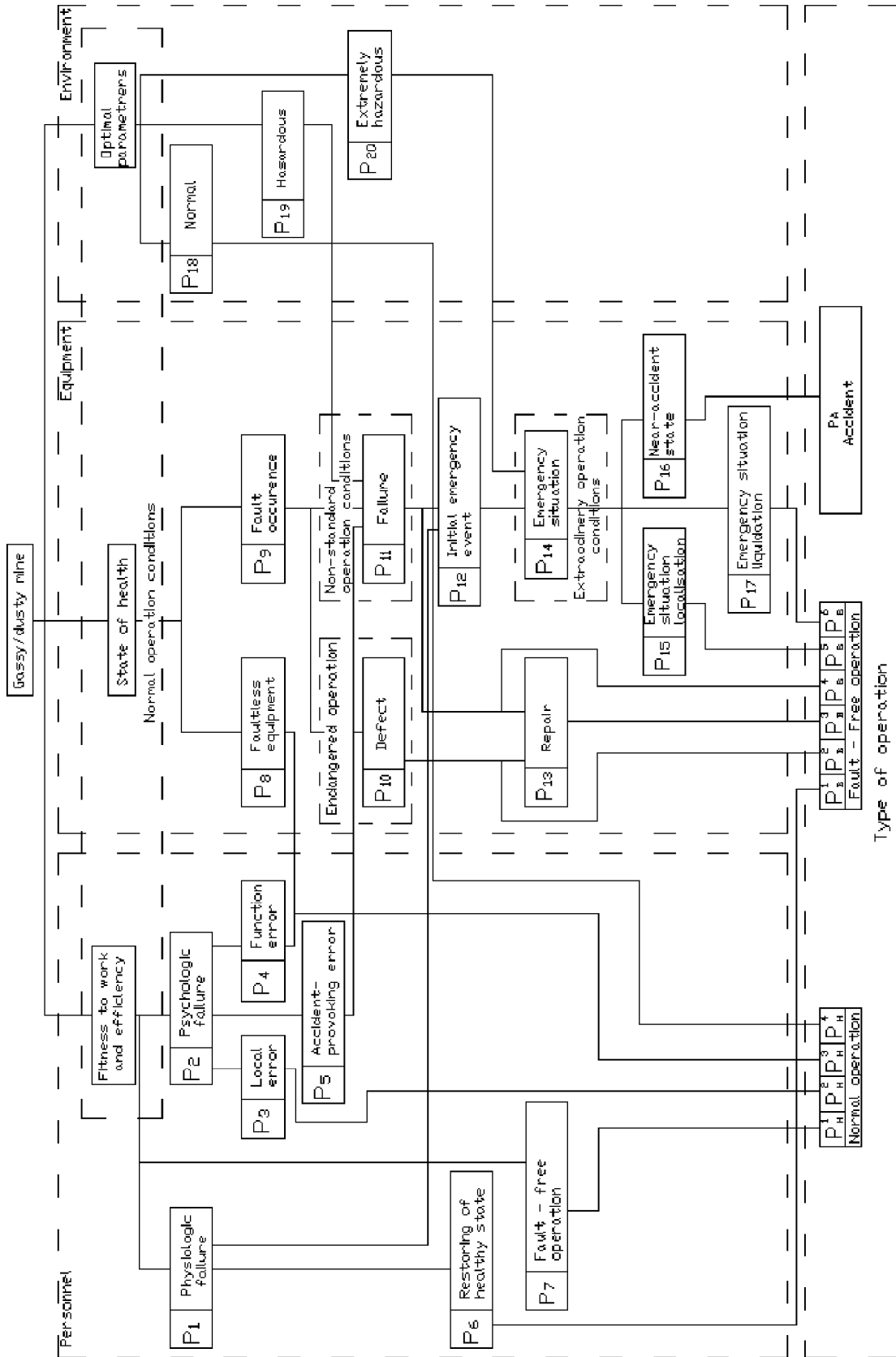


Fig.1. Sequence of events and states in a mine power supply system

Probabilistic model of the operations will be as follows:

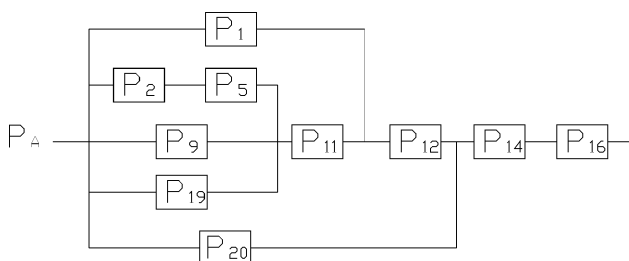


Fig.2. Probabilistic model of mine operations

State probabilities in a coal mine, determined through polling of most competent experts are presented in Table 1.

Coal mine state probabilities

Table 1

Element number in state chart	X_{\min}	X_{\max}	\bar{X}	σ
P_1	0,100	0,400	0,208	0,103
P_4	0,150	0,400	0,258	0,084
P_{10}	0,400	0,900	0,677	0,172
P_{13}	0,250	0,985	0,623	0,207
P_{14}	0,015	0,500	0,186	0,117
P_{20}	0,000	0,310	0,142	0,132

Then, for the two extreme cases of evaluating the effect of absolutely positive or absolutely negative human factor it is necessary to determine the degree it affects mine accident rate. Other involved factors are taken to be equal to the average value (Table 1), i.e. they are actually of no importance as to the accident rate.

With this we have $P_A^{\min} \approx 0$, $P_A^{\max} \approx 800 \cdot 10^{-4} / \text{year}$.

For calculations we use the equation (2) which is identical to equation (1) transformed by the above methods (3) of regression analysis:

$$P_A = 0.102 - 0.25 P_1 + 0.24 P_4 - 0.20 P_{10} + 0.05 P_{13} + 0.15 P_{14} - 0.12 P_{20} \quad (2)$$

Then:

$$P_A^{\min} \approx 0, \text{ and } P_A^{\max} = 0.08$$

where:

P_A^{\min} - accident rate at mines with no-failure personnel working,

P_A^{\max} - accident rate at mines with minimal personnel training and monitoring.

Probabilities of working conditions at coal mines according to Fig. 1 are shown in Table 2.

Probability of coal mine operating modes

Table 2

Normal operation	Accident-free operation	Accident
$P_H^1 = 3,83 \cdot 10^{-1}$	$P_B^1 = 8,00 \cdot 10^{-3}$	
$P_H^2 = 1,60 \cdot 10^{-2}$	$P_B^2 = 4,10 \cdot 10^{-2}$	
$P_H^3 = 4,27 \cdot 10^{-1}$	$P_B^3 = 6,10 \cdot 10^{-2}$	
$P_H^4 = 6,00 \cdot 10^{-2}$	$P_B^4 = 2,00 \cdot 10^{-3}$	
	$P_B^5 = 0,00$	
	$P_B^6 = 1,00 \cdot 10^{-3}$	
$P_H = 8,86 \cdot 10^{-1}$	$P_B = 1,13 \cdot 10^{-1}$	$P_A = 10,81 \cdot 10^{-4}$

Analysis of the P_A and P_A^{\max} relationships enables to conclude that human factor is prevailing in the stream of causes initiating accidents at gassy/dusty coal mines:

$$K = \frac{P_A^{\max}}{P_A} \quad (3)$$

In our case $K = 74.00$ which means that most severe accidents at mines occur through human factor and can be counteracted during operation. Indeed, many years of our experience with mine equipment shows that with non-failing personnel severe accidents can only occur after sudden and threatening change of the environment. Considering the technological developments of the time the priority of occupational and psychophysiological training of mine personnel is essential for safety at gassy/dusty coal mines.

References

- Zarakovsky G.M., Pavlov V.V.: Regularities of ergatic system functioning. M.: Radio i svyaz', 1987, 239 pp.
- Lyovkin N.B.: Accident prevention at coal mines in Ukraine. Makeevka: MakNII, 2002, 392 pp.
- Mnukhin A.G., Bryukhanov A.M., Rachenko V.V.: Optimization of coal mine parameters to provide operational safety // Ugol' Ukrainy. 2004, No 5 p. 31-38.

Artykuł wpłynął do redakcji w marcu 2005 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler

Artykuł został wygłoszony na warsztatach zorganizowanych przez CMG KOMAG „Kształtowanie kompetencji w dziedzinie bezpieczeństwa pracy i ochrony zdrowia” w lipcu 2004 r.

Działania doskonalące w systemie zarządzania jakością

Streszczenie

Po wdrożeniu w organizacji Systemu Zarządzania Jakością bardzo istotne znaczenie dla efektywności systemu jest jego konsekwentne nadzorowanie. Bez ciągłego i odpowiedniego nadzorowania systemu nie ma on szansy dalszego rozwoju, a co więcej często następuje powrót do starych praktyk. Zakres nadzorowania systemu jakości obejmuje nie tylko monitorowanie realizacji działań korygujących i zapobiegawczych ale rozwój świadomości pro jakościowej pracowników i podejmowanie działań doskonalących w organizacji. Ciągłe doskonalenie, myślenie systemowe, zarządzanie strategiczne to styl pracy, a nie jednorazowe działania, podejmowane w celu doraźnego rozwiązania problemu.

Summary

When the Quality Management System is implemented to the organization, the system's constant control is significant for its effectiveness. Without a constant and proper control of the system it has no chance for further development, and what is more – old practices often come back. Quality system control includes not only monitoring of realization of correction and prevention activities, but also a development of pro-quality awareness of employees and undertaking improvement activities in the organization. Constant improvement, system thinking, and strategic management determine a work style, not the activities performed only to solve a problem for a short time.

1. Wprowadzenie

W osiągnięciu konkurencyjności każdej organizacji decyduje jakość wyrobów i usług, natomiast doskonalenie jakości jest niezbędne do wzmocnienia tej pozycji. Doskonalenie jakości – to działanie organizacji w celu zwiększenia skuteczności i wydajności procesów, a także dostarczenie dodatkowych korzyści zarówno organizacji oraz jej Klientom.

Ponieważ warunki działania przedsiębiorstwa ulegają dynamicznym zmianom, dlatego w doskonaleniu procesów powinny być uwzględniane coraz to inne czynniki – nowe oczekiwania Klientów, nowe warunki ekonomiczne, prawne itp.

Pojęcie doskonałości, choć dla wszystkich oczywiście, jest zupełnie inaczej rozumiane w Europie, niż w krajach Dalekiego Wschodu. Organizacje w europejskim modelu jakości nastawione są na spełnienie założonych wcześniej wymagań, co może powodować, że po ich osiągnięciu następuje okres stabilizacji, a nawet stagnacji, gdyż każda zmiana, nawet nowatorska, stanowi zagrożenie dla ustalonych wcześniej wymagań.

Zupełnie inaczej doskonałość rozumiana jest w krajach Dalekiego Wschodu, gdzie traktowana jest jako stan, do którego ciągle należy dążyć. Dlatego też przyjęta przez autorów nowej normy ISO 9001 filozofia ciągłego doskonalenia jakości znacznie przybliżyła nas do przyjęcia zasad filozofii TQM – Zarządzania przez Jakość, w którym, kierownictwo każdej organizacji powinno zapewnić, aby system zarządzania jakością zapewniał, by każdy proces, który jest jego udziałem mógł być prowadzony w wydajniejszy i skuteczniejszy sposób oraz z mniejszym zużyciem środków.

Efektem tych działań jest wzrost skuteczności i wydajności procesów przynoszących korzyści zarówno Klientom, organizacji, jej członkom jak i społeczeństwu.

2. Podstawy doskonalenia

Można sformułować tezę, że przedsiębiorstwo, które wdrożyło system zarządzania jakością wytwarza wyroby, względnie świadczy usługi o powtarzalnym poziomie jakości, uzgodnionym i akceptowalnym przez Klienta. Jednocześnie można oczekiwać, że w przedsiębiorstwie takim są podejmowane inicjatywy na rzecz poprawy jakości, ponieważ ten aspekt działalności nie jest elementem stałym, ale podlega ciągłym modyfikacjom. Doskonalenie jakości jest procesem, który odnosi się do wszystkich obszarów działalności organizacji.

Idea ciągłego doskonalenia zapisała się już na dobre w świadomości osób zajmujących się zarządzaniem jakością i niewątpliwie stanowi rozwinięcie jednej z zasad Deminga, która mówi że, „ciągłe należy szukać przyczyn problemów powstających w systemie a następnie je usuwać tak, aby działania i elementy systemu stawały się coraz lepsze...”. To również styl zarządzania, który zgodnie z zasadami profesora W.E. Deminga, obejmuje:

- **planowanie** - określające kierunki działania, cele i zadania oraz środki konieczne do ich realizacji,
- **wykonanie** - związane z realizacją zaplanowanych działań oraz gromadzeniem informacji o ich przebiegu,
- **sprawdzenie** - obejmujące kontrolę przeprowadzonych działań i porównanie ich z założonymi planem wynikami,

- **korygowanie** - podejmujące działania naprawcze i zapobiegawcze pozwalające osiągnąć zamierzone cele.

W ideologii doskonalenia systemów zauważa się ścieranie dwóch podejść; pierwsze preferujące doskonalenie ciągłe, stopniowe, drugie doskonalenie skokowe, a więc radykalne wprowadzanie zmian. W praktyce na ogół oba podejścia są realizowane w przedsiębiorstwie równoległe i często nie zdajemy sobie sprawy z ich funkcjonowania [2].

Zgodnie z zasadami zawartymi w normach serii ISO 9000:2000 na doskonalenie jakości składają się trzy podstawowe elementy:

- stałe zaspokajanie klienta,
- zmniejszanie kosztów jednostkowych,
- uruchomienie potencjału załogi.

Proces doskonalenia obejmuje zatem następujące aspekty zarządzania:

- **koncentrację na Kliencie**, gdyż w organizacji wymagana jest znajomość jego bieżących i przyszłych potrzeb, a realizacja tych potrzeb powinna być stale monitorowana,
- **przywództwo**, prowadzące do ustanowienia celów oraz kierunków działania firmy, z równoczesnym zapewnieniem odpowiednich zasobów, zarówno finansowych jak również personalnych,
- **podejście procesowe i systemowe**, pozwalające na bardziej efektywne zarządzanie,
- podejmowanie decyzji bazując na **analizach danych** i informacjach mających potwierdzenie w faktach.

3. Metody i narzędzia

Zaprojektowany, wdrożony i nadzorowany system zarządzania jakością zakłada poszukiwanie sposobów i narzędzi stałego doskonalenia przedsiębiorstwa.

Każda organizacja wypracowuje swoje własne metody doskonalenia jakości, dlatego nie wydaje się słuszne powielanie metod doskonalenia jakości z jednej organizacji do drugiej. Zastosowanie konkretnego rozwiązania, które sprawdza się w organizacji przemysłowej nie da gwarancji, że sprawdzi się w innego typu organizacji, np. organizacji zajmującej się projektowaniem.

Należy także mieć świadomość, że pierwsze próby doskonalenia jakości nie są tak efektywne jak wszystkie następne.

Praktyka wskazuje, że w systemach zarządzania niezwykle istotne jest posługiwanie się wskaźnikami. Porównanie założonych w planie wskaźników z osiągniętymi wynikami stanowi odpowiedź na pytanie: czy założone cele zostały osiągnięte. Jeżeli nie uzyskano założonych wcześniej wskaźników, należy przeprowadzić dogłębną analizę przyczyny zaistnienia problemu.

Warto pamiętać, że w przedsiębiorstwie często występują problemy, w których nie można bezpośrednio wyznaczyć wpływu poszczególnych czynników na układ, w jakim one działają, a przyczyny mają zazwyczaj bardzo złożony charakter, w związku z czym aby otrzymać odpowiedź na zadane sobie pytanie, należy zebrać jak najwięcej informacji o niezgodnościach lub nieprawidłowościach.

Dla gromadzenia danych można wykorzystać jedną z metod opisanych w normie PN-EN ISO 9004:2001, takich jak:

- **formularz zbierania danych** polegający na systematycznym zbieraniu informacji w celu uzyskania jasnego obrazu rzeczywistości, czyli prowadzenie różnych rejestrów;
- histogram przedstawiający **wykres zmienności danych** poprzez wizualne przedstawienie informacji odnośnie zachowania się procesów w czasie, czyli np. za pomocą diagramów,
- **wykres rozkładu** mający na celu wykrycie i potwierdzenie relacji między dwoma towarzyszącymi sobie zbiorami danych – zaznaczenie danych parametru x względem y dla np. 100 pomiarów,
- karta sterowania jakością znana też jako **karta Shewharta** przedstawiająca w dłuższym okresie czasu ocenę stabilności procesu oraz na bieżąco określająca, kiedy proces wymaga regulacji,

natomiast w celu identyfikacji wagi problemu wykorzystywana jest:

- **analiza Pareto** ukazująca według stopnia ważności udział każdego składnika w całkowitym zestawieniu problemów;
- **wykres współzależności**, pozwalający na metodyczne rozpoznanie problemów poprzez analizę współzależności przyczynowo-skutkowych. Zaletą tego narzędzia jest to, że „zmusza” do szerokiej współpracy zespołu i spojrzenia na problem z kilku stron.

W każdym zaistniałym złożonym problemie określone są problemy cząstkowe, a procesy kompleksowe dzielone na podprocesy. Systematyczna ich analiza pozwala na wyjaśnienie kompleksowych zależności przyczynowo-skutkowych.

Podczas rozwiązywania problemów najczęściej wykorzystywane narzędzia i techniki to:

- **„burza mózgów”**, która jest narzędziem, wykorzystującym twórcze myślenie zespołu do stworzenia listy pomysłów, wyjaśnienia problemów lub spraw. Służy do rozwijania koncepcji lub do identyfikowania możliwych rozwiązań problemów oraz potencjalnych sposobów do określenia poprawy jakości,
- **metoda porównania parami** pomocna przy podejmowaniu decyzji odnośnie wyboru kryteriów lub właściwego rozwiązania problemu,
- **analiza „poła sił”** polegająca na analizie „za i przeciw” aspektów nowego rozwiązania,

- **głosowanie wieloczynnikowe** umożliwiające wybór rozwiązania przez głosowanie,
- **działania porównawcze** (z ang „benchmarking”) – porównanie własnego procesu z procesami uznanych firm w celu określenia zadań do doskonalenia,
- **grupowanie zagadnień** polegające na scalaniu wielu pomysłów w celu rozwiązania problemu lub znalezienia przyczyny jakiegoś zdarzenia.

Poza wymienionymi metodami mogą być stosowane, w zależności od potrzeb, inne techniki służące doskonaleniu jakości, np. metody Taguchi'ego, metody analizy rodzajów i skutków uszkodzeń (Failure Modes Effects Analysis – FMEA), Quality Function Deployment - QFD, metody Design for Manufacture and Assembly – DFMA oraz metody statystyczne – SPC.

Warto podkreślić, że niezwykle użytecznymi są techniki statystyczne. Ich przydatność wynika z występowania zmienności procesów, nawet w warunkach pozornej stabilności. Zmienność taką można zaobserwować na różnych etapach całego życia wyrobu począwszy od badania rynku, a kończąc na likwidacji wyrobu.

Zakończeniem procesu rozwiązywania zidentyfikowanego problemu jest opracowanie planu działań korygujących, które stanowi kolejny aspekt doskonalenia systemu jakości.

4. Działania korygujące i zapobiegawcze

Nawet w najlepiej funkcjonującym systemie jakości zdarzają się niezgodności. Nie powinny być one odczytywane jako zaistnienie katastrofy, ale w sprawnym systemie powinny one być natychmiast korygowane, a co więcej powinna być usunięta przyczyna ich powstania.

Jedną z form wspomagających działania korygujące i zapobiegawcze jest technika rozwiązywania problemów realizowana według następujących etapów:

- szukanie obszaru doskonalenia lub identyfikacja zachodzącego w przedsiębiorstwie problemu,
- analiza przyczyn zaistnienia problemu,
- generowanie potencjalnych rozwiązań do zastosowania w przedsiębiorstwie,
- wybór i zaplanowanie jednego konkretnego rozwiązania,
- wdrożenie rozwiązania,
- ocena skuteczności wraz z monitorowaniem rezultatów.

Warto w tym miejscu podkreślić, że na poszczególnych etapach rozwiązywania problemów możliwe jest do zastosowania szereg narzędzi i metod, o których wspomniano wcześniej.

Podsumowując, efektywnie prowadzone działania korygujące i zapobiegawcze przynoszą organizacji wymierne korzyści ponieważ straty spowodowane niezrealizowaniem zadań „dobrze za pierwszym razem” pochłaniają przeciętnie 20% przychodów firm produkcyjnych i 40% w przypadku firm usługowych [3].

5. Zaangażowanie personelu

Szczególną rolę w procesie doskonalenia odgrywają pracownicy, którzy stanowią najcenniejszy zasób każdej organizacji.

Tworzenie systemu zarządzania jakością i następnie jego doskonalenie najczęściej oznacza zmiany, a ludzie nie lubią zmieniać czegoś co w ich mniemaniu działa dobrze. Nie jest prostym wpłynąć na pracowników tak, aby byli przekonani, że dobrze funkcjonujący system jakości leży w ich interesie, jednak w momencie gdy uda się tego dokonać kierownictwo zyskuje ważnego sprzymierzeńca.

Zaangażowani pracownicy są jednym z najważniejszych ogniw w łańcuchu realizacji celów, a od ich postawy zależy rozwój każdej organizacji, dlatego też doskonalenie systemu wiąże nierozdzielnie z doskonaleniem personelu czyli przede wszystkim z zarządzaniem wiedzą, z rozwojem kapitału intelektualnego każdego pracownika oraz jego kreatywnością.

Zaangażowanie personelu jest szczególnie uwidocznione w filozofii TQM, której podstawowymi cechami jest:

- odchodzenie od stereotypowego myślenia w rozwiązywaniu problemów organizacyjnych na rzecz innowacyjności i podejmowaniu ryzyka po uprzedniej analizie szans i zagrożeń,
- radzenia sobie w sytuacjach nietypowych, zmiennych,
- akceptacji indywidualizmu w przypadku, gdy nie wpływa to na całą organizację,
- wielokierunkowości kanałów informacyjnych,
- zachęcania do rozwoju pracowników, poprzez różne formy również poprzez samodoszkolenie.

Wymienione powyżej elementy TQM wprowadzane stopniowo do każdej organizacji pozwalają doskonalić nie tylko system, ale przede wszystkim zwiększać efektywność pracy [1].

6. Rola auditów wewnętrznych

Obok wymienionych wcześniej elementów wspomagających działania doskonalące istotną rolę odgrywają audyty. Ich znaczenie można zdefiniować w dwóch wymiarach.

Z jednej strony audit wewnętrzny oraz zewnętrzny powinien poszukiwać dowodów inicjatyw oraz udziału kierownictwa w ustalaniu i realizacji celów Polityki Jakości, jak również dowodów, że zachodzące w organizacji procesy są nadzorowane i oceniane wymiernymi wskaźnikami. Auditor musi przedstawić realne dowody na to, że organizacja wdrożyła procesy doskonalenia i przeanalizować dokładnie całą ścieżkę postępowania.

Z drugiej strony audit sam sobie, szczególnie wewnętrzny, może wskazywać te aspekty działalności organizacji, które wymagają dodatkowej analizy względ-

nie poprawy, gdyż często bezstronna ocena audytora pozwala na znalezienie w procesie punktów zagrożonych niezgodnością albo elementów nadmiernie rozbudowanych lub całkowicie zbędnych.

Z uwagi na obszerność zagadnienia problematyka auditów będzie przedmiotem odrębnego artykułu.

7. Samoocena

Elementem pomocnym w procesie doskonalenia każdej organizacji jest zastosowanie procesu samooceny realizowanej przykładowo według systemu odniesienia EFDM względnie CAF.

Samoocena to proces, którego wynikiem jest ocena dotycząca skuteczności i efektywności organizacji oraz systemu jakości w celu dostarczenia danych stanowiących podstawę do podejmowania działań doskonalących. Proces ten umożliwia jasne określenie mocnych i słabych punktów organizacji, a ponadto wiąże się z takimi korzyściami, jak:

- ocena dokonań w zestawieniu z wzorcowym modelem przedsiębiorstwa,
- stworzenie solidnej bazy wyboru możliwości i priorytetów w programie poprawy jakości,
- motywowanie pracowników,
- tworzenie podstaw standaryzacji wraz z innymi organizacjami.

Wymienione wcześniej metody mają szereg zalet, gdyż powstały na podstawie doświadczeń wielu organizacji, są to m.in.: łatwość zastosowania, zaangażowanie niewielkich zasobów oraz fakt, że opierają się na ustalonych miernikach, takich jak: przywództwo, zasoby, zadowolenie klientów, zadowolenie pracowników, wpływ na społeczeństwo, itd.

Warto podkreślić, że samoocena powinna być cyklicznie powtarzana, gdyż wyniki badań na przestrzeni czasu mogą ujawniać obszary organizacji, które wymagają dodatkowych analiz względnie przedstawiają tendencje rozwojowe wynikające z doskonalenia.

8. Podsumowanie

Największa intensyfikacja prac nad Systemem Zarządzania Jakością występuje przy jego wdrożeniu, potem do systemu przykłada się mniejszą wagę. Często na co dzień organizacja działa po staremu, a na „tory ISO” przestawia się dopiero przed zbliżającym się kolejnym auditem zewnętrznym. Niestety, jest to często praktykowany proces w wielu przedsiębiorstwach.

Wdrożenie i certyfikowanie systemu zarządzania jakością wynika obecnie nie tylko z regulacji objętych przepisami, ale również z konieczności sprostania wymaganiom klientów oraz poprawy jakości w samym przedsiębiorstwie.

Niezależnie od przyczyn podjęcia decyzji o wdrożeniu systemu zarządzania jakością istotnym jest by, proces ten był możliwie prosty, trwał krótko, a uzgodnione wymagania ułatwiały zarządzanie jednostką. W opinii wielu przedsiębiorców wdrożenie systemu wiąże się z modyfikacjami organizacji pracy, a nawet czasami z przysłowiową „rewolucją”. Jest to niewątpliwie słuszny pogląd w przypadku, gdy zaproponowane zmiany są logiczne i poprawiają efektywność zarządzania. Często okazuje się bowiem, że w przedsiębiorstwach system nie ma żadnego formalnego planowania, stawiania budujących celów i ich weryfikacji, reklamacje nie są rejestrowane, a po wizytach u klientów nie powstawały żadne zapiski.

Podsumowując, większość decyzji podejmowanych przez kierownictwo nie ma rzetelnych podstaw analitycznych i są na ogół intuicyjne.

Warto podkreślić, że budowa, wdrażanie i doskonalenie jakości jest procesem odnoszącym się do wszystkich obszarów działalności organizacji. Proces ten zakłada poszukiwanie sposobów i narzędzi stałego doskonalenia, do których należą takie narzędzia, jak: jakość zarządzania, wiedza, informacje, innowacje, technika i technologia, czyli szeroko pojęty kapitał intelektualny. W sprawnie zarządzanej organizacji, wspomaganiej systemem jakości upatruje źródło sukcesu wielu właścicieli oraz dyrektorów firm.

Obecnie szacuje się, że zaledwie 6 tys. polskich firm posiada certyfikat ISO 9001, a w ciągu 6-8 lat ta liczba może wzrosnąć do 70 tys. Wynika to zarówno z wymogów konkurencyjnego rynku, jak i korzystnych warunków stworzonych przez organizacje rządowe, takich jak działająca od 2001 roku Polska Agencja Rozwoju Przedsiębiorczości.

Agencja ta pilotuje sektorowy system operacyjny – Wzrost Konkurencyjności Przedsiębiorstw, w ramach którego zainteresowane przedsiębiorstwa jako beneficjenci mogą skorzystać z usług doradczych. W ramach tego systemu PARP udziela akredytacji wyspecjalizowanym jednostkom w zakresie świadczenia usług doradczych; warto w tym miejscu wspomnieć, że CMG KOMAG jest akredytowanym wykonawcą usług w dziedzinie „Wdrażanie systemu zarządzania jakością”.

Literatura

1. Panek M.: Determinanty jakości pracy człowieka, a filozofia TQM, Zmieniające się przedsiębiorstwo w zmieniającej się politycznie Europie. Tom 5, Zarządzanie pracą, Wydawnictwo Informacji Ekonomicznej, Uniwersytet Jagielloński, Kraków 2002, s. 240-249.
2. Kleniewski A.: Integracja działań doskonalących. Problemy Jakości nr 5/2004.
3. Kleniewski A.: Ciągłe doskonalenie – punkt widzenia audytora. Problemy Jakości nr 8/2002.

*Artykuł wpłynął do redakcji w marcu 2005 r.
Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler*