KOMAG

INSTYTUT
TECHNIKI GÓRNICZEJ

TRANSPORT SZYBOWY

ISBN 978-83-60708-53-8

Gliwice 2011

Open Access (CC BY-NC 3.0 PL)

Transport Szybowy 2011

Instytut Techniki Górniczej

Praca zbiorowa

TRANSPORT SZYBOWY

Monografia

Gliwice 2011

Redakcja naukowa monografii:
Prof.dr hab.inż. Adam Klich, dr inż. Antoni Kozieł

Recenzenci:
Dr inż. Alfred Carbogno
Prof.dr hab.inż. Adam Klich
Dr inż. Leszek Kowal
Prof.dr hab.inż. Stanisław F. Ścieszka

Wydawca: Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374100, 2374512

Skład i druk: Komdruk-Komag sp. z o.o.
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374651, 2374563

Projekt okładki: Natalia Król

ISBN 978-83-60708-53-8

Nakład: 150 egz.

Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Spis treści

str.

1. BEZPIECZNE SYSTEMY TRANSPORTU SZYBOWEGO – PROGNOZY ROZWOJU

1.1. Tendencje rozwojowe górniczych wyciągów szybowych na świecie 7

1.2. Przegląd wybranych modernizacji górniczych wyciągów szybowych 15

1.3. System zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych – aktualne problemy 33

2. NOWOCZESNE TECHNIKI I TECHNOLOGIE STOSOWANE W GÓRNICZYCH WYCIĄGACH SZYBOWYCH

2.1. Bezpieczeństwo prowadzenia naczyń wyciągowych w szybach o dużym zróżnicowaniu korozyjnego zużycia prowadników i dźwigarów 55

2.2. Odprowadzanie metanu rurociągiem usytuowanym w szybie wdechowym Grunwald IV KWK „Halemba-Wirek" na warunkach odstępstwa Prezesa WUG oraz gospodarcze wykorzystanie metanu w I połowie 2011 r. 67

2.3. Wpływ składu wód szybowych na szybkość korozji elementów górniczego wyciągu szybowego 83

3. NOWE ROZWIĄZANIA ORAZ MODERNIZACJE GÓRNICZYCH MASZYN I URZĄDZEŃ WYCIĄGOWYCH

3.1. Nowe maszyny wyciągowe przeznaczone do stosowania w górniczych wyciągach szybowych 97

3.2. Modernizacje maszyn wyciągowych i urządzeń zainstalowanych w górniczych wyciągach szybowych zrealizowane przez MWM Elektro sp. z o.o. w latach 2009-2011 115

3.3. Modernizacja maszyny wyciągowej o napędzie asynchronicznym z wykorzystaniem falownika średniego napięcia 149

3.4. Zastosowanie energooszczędnego przemiennika częstotliwości jako układu zasilania oraz zespołu elektropneumatycznego sterowania hamulca do modernizacji maszyn wyciągowych typu B-1500A 163

4. UKŁADY ZASILANIA, STEROWANIA, DIAGNOSTYKI I MONITORINGU MASZYN WYCIĄGOWYCH

4.1. Nowoczesne układy sterowania i diagnostyki układów napędowych maszyn wyciągowych zasilanych z zasilaczy przekształtnikowych 175

4.2. Nowoczesne rozwiązanie wzbudzenia silnika prądu stałego maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego 191

4.3. Komunikator Szybowy KS – system cyfrowej, w pełni bezprzewodowej łączności, sterowania i transmisji danych naczynie-maszyna wyciągowa 201

4.4. Poprawa jakości informacji wizualizującej monitoring pionowania i poziomowania wiszących pomostów roboczych jako sposób na redukcję stresu u obsługi i poprawę bezpieczeństwa i komfortu pracy 215

5. PROJEKTOWANIE, MODELOWANIE I BADANIA ELEMENTÓW GÓRNICZYCH WYCIĄGÓW SZYBOWYCH

5.1. Problemy dynamiczne w eksploatacji naczyń wydobywczych górniczych urządzeń wyciągowych 235

5.2. Modelowanie zjawisk cieplnych zachodzących podczas hamowania maszyny wyciągowej hamulcem tarczowym 247

5.3. Matematyczne modelowanie procesów dynamicznych napędu hamulca tarczowego górniczych maszyn wyciągowych 265

5.4. Zagadnienie projektowania pomostów bezpieczeństwa stosowanych podczas pogłębiania szybów 289

5.5. Doświadczenia ITG KOMAG w zakresie badania i oceny stanu technicznego obudów szybowych 309

6. SYSTEMY TRANSPORTU SZYBOWEGO – DOŚWIADCZENIA EKSPLOATACYJNE I WDROŻENIOWE

6.1. Pierwszy po 20 latach w polskim górnictwie węglowym 323

6.2. Nowoczesne urządzenia transportu linowego stosowane do głębienia i pogłębiania szybów produkcji MWM Elektro sp. z o. o. 335

6.3. Propozycje rozwiązań poprawiających bezpieczeństwo pracy górniczych maszyn wyciągowych 349

6.4. Skuteczne rozwiązania kontroli załadunku i rozładunku skipów w nowej generacji urządzeniach ciągłego monitoringu sił w linach nośnych naczyń wydobywczych 365

7. LINY STOSOWANE W GÓRNICZYCH WYCIĄGACH SZYBOWYCH

7.1. Eksploatacja lin prowadniczych i odbojowych w górniczych wyciągach szybowych 375

7.2. Geometryczny model liny stalowej o splotkach trójkątnych 385

7.3. Wpływ tarczy zawieszenia bębnowego na stan naprężeń powłoki gumowej liny RTK 389

7.4. Badania drutów lin nośnych produkcji polskiej i zagranicznej stosowanych w polskich górniczych wyciągach szybowych 399

7.5. Eksploatacja lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych ZEP 411

7.6. Przystosowanie górniczego szybu Regis Kopalni Soli Wieliczka do zabudowy dźwigów osobowo-towarowych 433

DODATEK

1. Praktyczne zastosowanie nowych rozwiązań technicznych dla zawieszeń 4-linowych o zredukowanej masie 439

Indeks autorów 449

Streszczenia w języku polskim i angielskim 451

Wstęp

Prezentujemy Państwu monografię poświęconą zagadnieniom nowoczesnych i niezawodnych systemów transportu szybowego, ze szczególnym uwzględnieniem problemów bezpieczeństwa użytkowania wyciągów szybowych.

W siedmiu rozdziałach zaprezentowano prognozę rozwoju górniczych wyciągów szybowych, nowoczesne techniki i technologie związane z prowadzeniem maszyn wyciągowych w szybach, metody projektowania i modernizacji maszyn oraz urządzeń wyciągowych uwzględniające układy zasilania, sterowania, diagnostyki i monitoringu, jak również doświadczenia wdrożeniowe i eksploatacyjne systemów transportu szybowego.

Oddzielny rozdział poświęcono zagadnieniom lin stosowanych w górniczych wyciągach szybowych.

Całokształt przedstawionych zagadnień jest bardzo istotny, zwłaszcza w aspekcie udostępniania nowych pokładów (np. budowa nowego szybu w Jastrzębskiej Spółce Węglowej S.A.) oraz pogłębiania szybów, ze względu na ograniczenie problemu eksploatacji podpoziomowej.

Projektowane są nowe oraz modernizowane maszyny wyciągowe z inteligentnymi układami sterowania. Coraz szerzej stosowane rozwiązania mechatroniczne powodują, że transport szybowy jest bardziej niezawodny i bezpieczny, a co najistotniejsze umożliwia sprawny transport pionowy i eksploatację nowych pokładów węgla.

Rozwiązanie szeregu problemów technicznych, zwłaszcza dotyczących procesów dynamicznych, możliwe jest dzięki zastosowaniu komputerowych metod modelowania, symulacji i obliczeń.

Zagadnienie eksploatacji lin stosowanych w górniczych wyciągach szybowych wymaga prowadzenia szeregu badań w ośrodkach krajowych i zagranicznych. Tematyka ta uzupełnia zakres niniejszej monografii.

Należy podkreślić, że prezentowane wyniki prac badawczych są wynikiem bliskiej integracji środowisk naukowych i przemysłowych, pod nadzorem Wyższego Urzędu Górniczego.

Redaktorzy naukowi monografii dziękują wszystkim Autorom oraz Recenzentom za pomoc w jej zredagowaniu, mając nadzieję, że przyczyni się ona do rozwoju bezpiecznych systemów transportu szybowego.

Redaktorzy monografii

prof.dr hab.inż. Adam Klich
dr inż. Antoni Kozieł

Gliwice, wrzesień 2011 r.

Tendencje rozwojowe górniczych wyciągów szybowych na świecie

Marian Wójcik – Akademia Górniczo-Hutnicza

We wrześniu 2010 roku w Stanach Zjednoczonych w Las Vegas odbyła się Międzynarodowa Konferencja pt. International Conference on Hoisting and Haulage.

W czasie konferencji wygłoszono 30 referatów z następujących zagadnień: sterowania hamulcami maszyn wyciągowych dla minimalizacji drgań naczyń, hamowania awaryjnego poza technologicznymi położeniami naczyń wyciągowych, opracowanych nowych systemów awaryjnego hamowania spadających naczyń w szybach o stalowych prowadnikach, oszczędności i optymalizacji zużycia energii przez napędy maszyn wyciągowych, nowych rozwiązań silników maszyn wyciągowych, diagnostyki i obliczeń układów prowadzenia naczyń, optymalizacji doboru lin wyrównawczych dla bardzo głębokich szybów, wyników stosowania nowych konstrukcji lin nośnych przeznaczonych do maszyn bębnowych dla dużych głębokości itp.

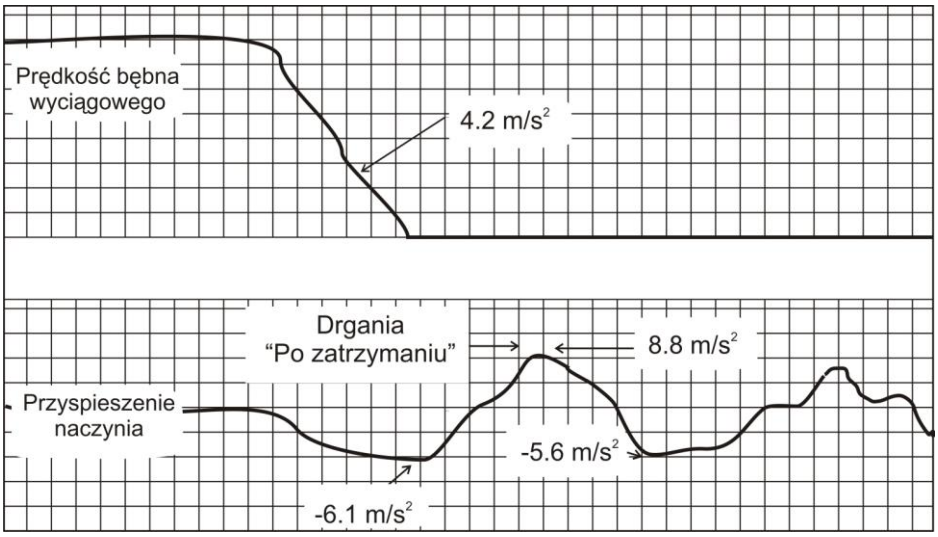
Niniejszy rozdział opracowany na podstawie tej konferencji podejmuje skrótowo pewne wybrane zagadnienia dotyczące szczególnie górniczych wyciągów szybowych pracujących na dużych głębokościach.

W głębokich szybach problemem są drgania naczyń przy hamowaniu wyciągu. Zaprezentowano metodę zmniejszania drgań naczyń wyciągowych podczas hamowania bezpieczeństwa.

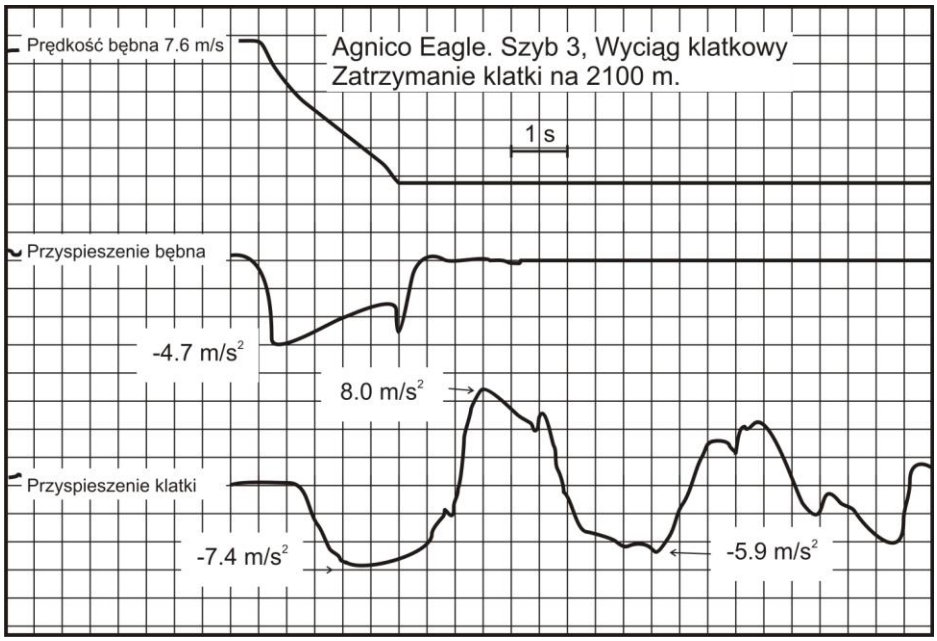
Znaczne drgania naczyń są szczególnie zauważalne w szybach głębokich obsługiwanych przez wyciągi jednobębnowe podczas hamowania bezpieczeństwa przy jeździe w dół i do góry. W przypadku jazdy ludzi w klatce drgania naczyń są przyczyną mało komfortowych a nawet niebezpiecznych oddziaływań dynamicznych na przewożone osoby. Obniżenie tych drgań można osiągnąć przez zastosowanie tzw. „kontrolowanego odwinięcia liny" – rysunki 1 i 2. Tak zwane kontrolowane odwinięcie liny na kole napędowym bądź bębnie ogólnie polega na odpowiednim sterowaniu siłą hamulca maszyny w trakcie hamowania.

Przykładowo zaprezentowano metodę obniżania zmian naprężeń w linach, opartą na regulowanej sile hamowania poprzez zastosowanie modulowanej siły hamowania dla zminimalizowania drgań naczynia podczas hamowania i po jego zatrzymaniu.

Kontrolowane odwinięcie obniża drgania naczynia po zatrzymaniu wyciągu wskutek rozpraszania energii drgań.

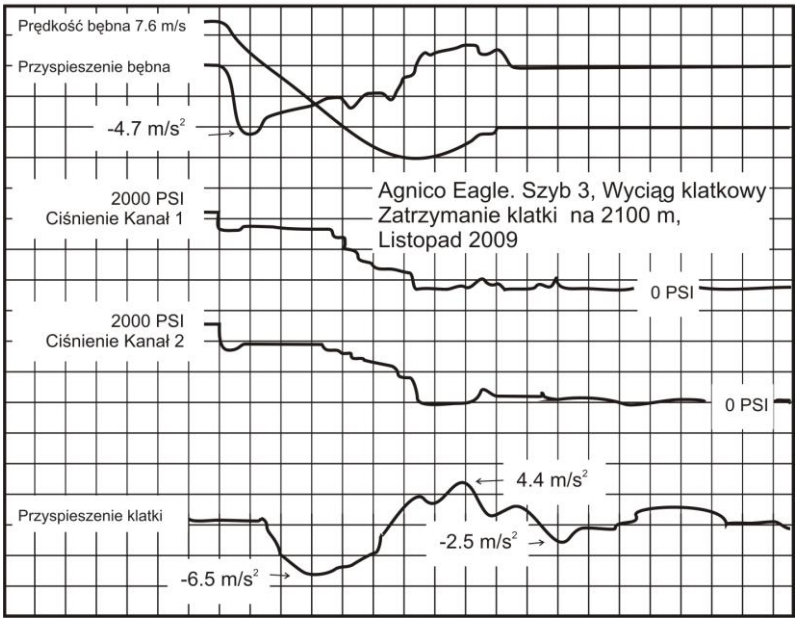


Rys.1. Wykres prędkości dla bębna i przyspieszeń dla naczynia bez systemu „kontrolowanego odwinięcia"



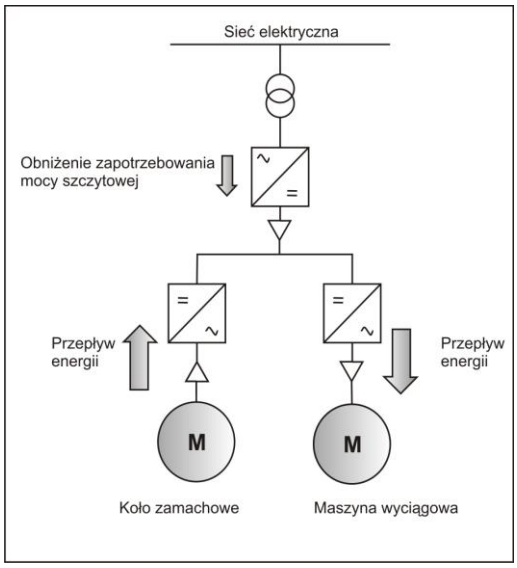
Rys.2. Wyciąg klatkowy Agnico Eagle, głębokość 2100 m, bez systemu „kontrolowanego odwinięcia"

Na rysunku 3 przedstawiono wykresy zmian przyspieszenia naczynia w wyciągach szybowych z tradycyjnym sterowaniem hamulca maszyny oraz z systemem kontrolowanego odwinięcia liny.



Rys.3. Wyciąg klatkowy Agnico Eagle, głębokość 2100 m, z ulepszonym systemem „kontrolowanego odwinięcia"

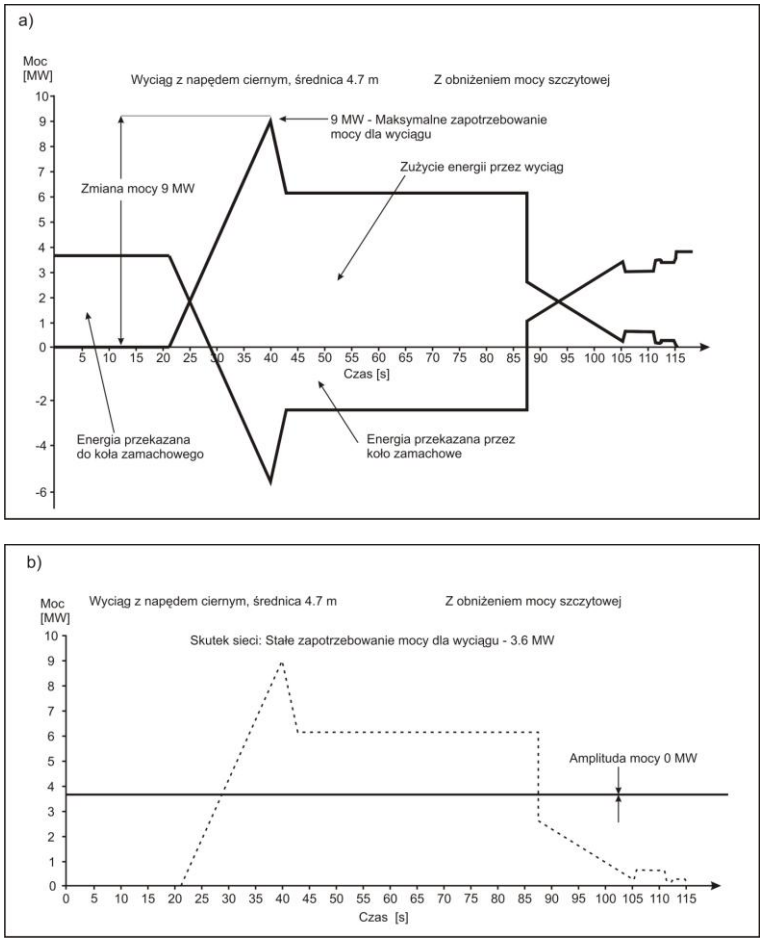
W zakładach górniczych, w których pracuje kilka maszyn wyciągowych o dużych mocach istnieje problem szczytowego zapotrzebowania mocy w czasie równoczesnej pracy lub uruchamiania maszyn. Firma ABB Västeras przedstawiła ciekawe rozwiązanie powyższego problemu wykorzystując energię nagromadzoną w kole zamachowym. Proponowane rozwiązanie przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Koło zamachowe jako element systemu wyciągowego

Koło o masie około 29000 kg i średnicy 1,9 m jest połączone z maszyną elektryczną, która pracuje jako silnik lub generator. Maszyna ta jest załączona do tej samej sieci, do której są przyłączone maszyny wyciągowe. Przed uruchomieniem maszyn koło zamachowe jest rozpędzane silnikiem do maksymalnej prędkości (około 1800 obr/min), gromadząc energię kinetyczną. Jeżeli wzrasta zapotrzebowanie na moc silników maszyn wyciągowych nadwyżka mocy dostarczana jest przez koło zamachowe. Kiedy zapotrzebowanie na moc jest niższe, koło zamachowe jest rozpędzane energią z sieci. System ten likwiduje duże wahania mocy i umożliwia ograniczenie maksymalnego poboru mocy z sieci przez równocześnie pracujące silniki maszyn wyciągowych.

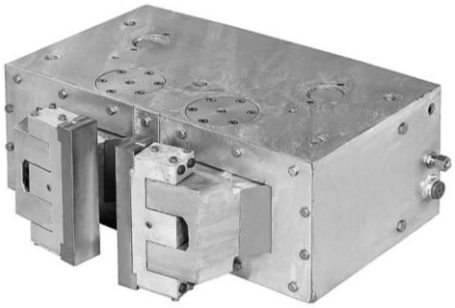
Opisana metoda pozwala w pełni obniżyć zapotrzebowanie na moc podczas cyklu ciągnienia przez dobór bezwładności koła zamachowego oraz sterowanie „ładowaniem" i „rozładowaniem" koła zamachowego – rysunek 5.



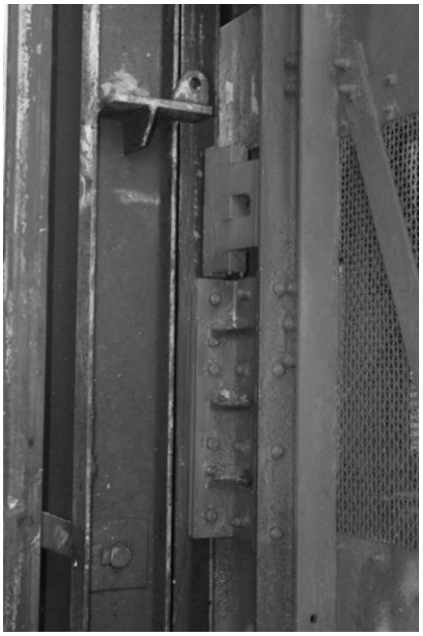
Rys.5. a) moc silnika wyciągu i koła zamachowego podczas cyklu ciągnienia, b) moc w sieci zasilającej urządzenie wyciągowe

Zaprezentowana analiza osiągnięć techniki z zakresu silników maszyn wyciągowych i systemów napędów wskazuje, że rozwój technologii postępował od tradycyjnej technologii DC w stronę technologii wykorzystującej silniki AC z napędami cyklokonwertorowymi, a ostatnio napędy PWM (pulse width modulation). Silniki indukcyjne w połączeniu z technologią napędu PWM stanowią najlepsze rozwiązanie napędów dla wyciągów górniczych. Porównanie silników indukcyjnych klatkowych z silnikami synchronicznymi wykazało, że silniki indukcyjne stanowią według referujących najlepsze rozwiązanie dla dużych urządzeń wyciągowych.

W dziedzinie zabezpieczenia naczyń w procesie awaryjnego hamowania zaproponowano system Levelok (rys. 6 i 7), wykorzystywany od wielu lat do uchwycenia naczyń w czasie ich załadunku i wyładunku do stosowania w układach awaryjnego hamowania naczyń. W tym systemie zaciski układu oddziałują na stalowe prowadniki szybowe utrzymując w spoczynku naczynia w czasie ich załadunku. Wykazano na podstawie badań, że możliwe jest uzyskanie dopuszczalnych wartości opóźnień w warunkach swobodnego spadku przez zastosowanie zacisków Levelok. Opisano zaadaptowany system Levelok wykorzystywany dla awaryjnego hamowania naczyń.



⬆ Rys.6. Zacisk Levelok

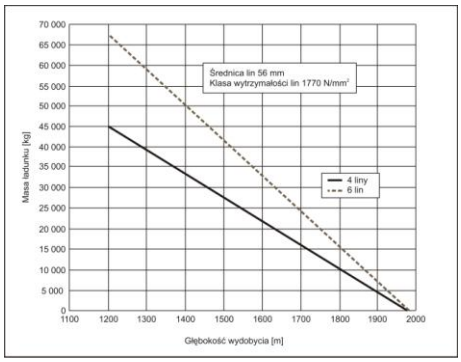


➡ Rys.7. Zacisk Levelok zamocowany na klatce

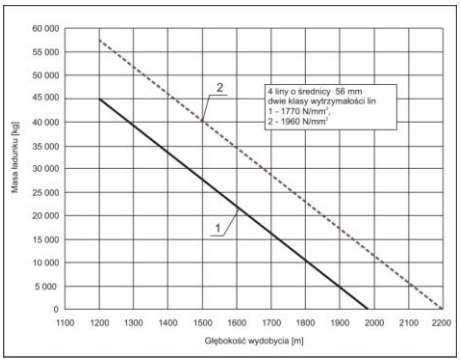
Liny dla szybów głębokich stanowią w dalszym ciągu poważny problem techniczny. Przedstawiono koncepcję optymalizacji ciężaru lin wyrównawczych dla jednonaczyniowych wyciągów z przeciwciężarem z napędem ciernym. Istnieje możliwość zwiększenia trwałości lin wyciągowych dla szybów głębokich lub alternatywnie głębokości ciągnienia dla wyciągów z napędem ciernym

przez obniżenie zakresu zmian obciążeń statycznych lin nośnych. Obniżenie tego zakresu do wartości tzw. SLR = 11,5% siły zrywającej liny nośne możliwe jest przez zredukowanie masy lin wyrównawczych. Rozwiązanie takie jest możliwe dla głębokości ciągnienia od 1400 m do około 2000 m, w warunkach bezpiecznych wartości sprzężenia ciernego, przy wartościach współczynnika bezpieczeństwa co najmniej 6,0.

Obniżenie masy lin wyrównawczych wymaga zwiększenia wymaganego momentu i mocy silnika, jak również zwiększenia momentu hamowania. W porównaniu z wysokimi kosztami związanymi z dwustopniowym ciągnieniem lub wysokimi kosztami wyciągów dwubębnowych czy wyciągów Blair'a zaprezentowane rozwiązanie stanowi atrakcyjną propozycję dla głębokich kopalń o dużej produkcji.

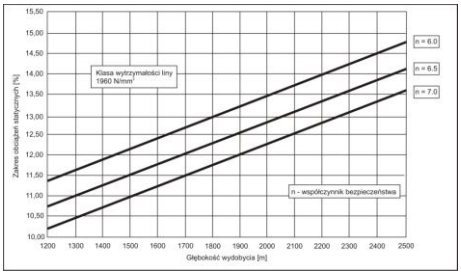


Rys.8. Maksymalne masy ładunku dla wyciągów jednonaczyniowych z napędem ciernym w funkcji głębokości ciągnienia (SLR = 11,5%)

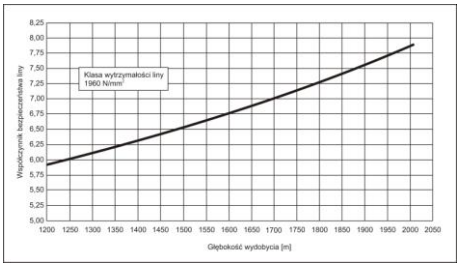


Rys.9. Maksymalne masy ładunku dla wyciągów jednonaczyniowych i dwunaczyniowych z napędem ciernym w funkcji głębokości ciągnienia (SLR = 11,5%)

Przedstawiono również szeroką analizę wpływu głębokości ciągnienia na wartości mas użytecznych dla różnych klas wytrzymałości lin i różnych wartości współczynników bezpieczeństwa przy zachowaniu stałej wartości zakresu zmian obciążeń statycznych.

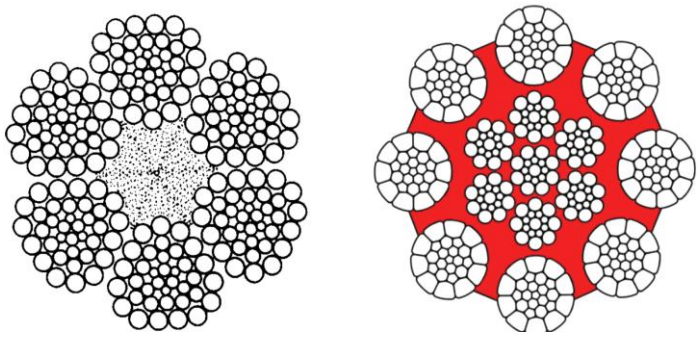


Rys.10. Zakres obciążeń statycznych dla wyciągów jednonaczyniowych i dwunaczyniowych z napędem ciernym dla różnych współczynników bezpieczeństwa



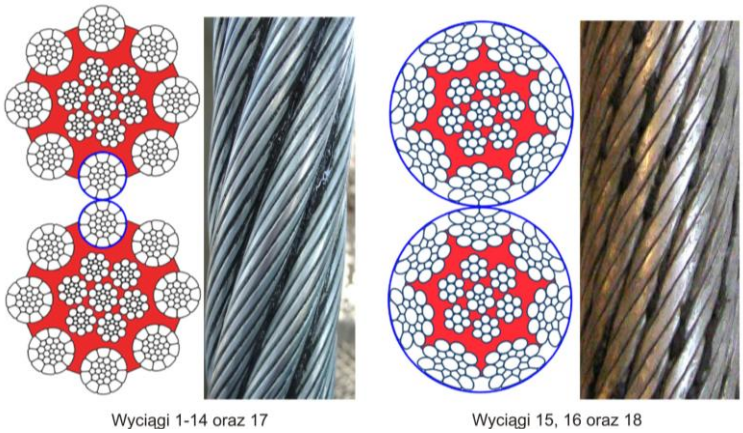
Rys.11. Wymagany wzrost współczynnika bezpieczeństwa dla utrzymania zakresu zmian obciążeń statycznych 11,5% dla stałej masy ładunku

Ciekawe wyniki uzyskano analizując procesy zużyciowe lin stalowych pracujące na bębnach wyciągów bębnowych z rowkowaniem równoległym i wielowarstwowym nawijaniem. Stwierdzono wpływ nacisków promieniowych od bębna oraz częstości zmian obciążeń na przebieg osłabienia liny. Wprowadzono pojęcie nominalnego współczynnika uszkodzeń i na jego podstawie przeanalizowano pracę lin na 18 urządzeniach bębnowych z wielowarstwowym nawijaniem. Rekomendują kilka nowych konstrukcji lin o powierzchniowym styku drutów ośmiosplotowych typu CASAR TURBOPLAST i siedmiosplotowych o powierzchniowym styku drutów i zgniatanych po wykonaniu.

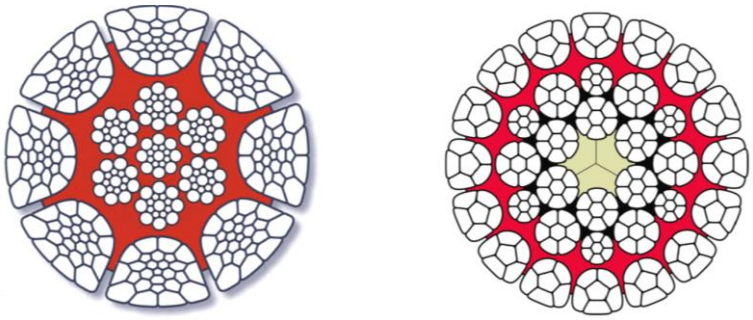


Rys.12. Konstrukcje lin stosowane na analizowanym wyciągu

Podano przykładowo historię eksploatacji dwóch ośmiosplotowych lin o powierzchniowym styku drutów o średnicy 54 mm w kopalni „Longin Platinum" na wyciągu dwubębnowym. Było to pierwsze zastosowanie tego typu liny w RPA na urządzeniu dwubębnowym. Do momentu odłożenia lina pracowała przez 57 miesięcy, wykonując 402000 cykli i przewożąc 11726000 ton urobku. W porównaniu do czasu pracy poprzednio eksploatowanej liny trójkątnosplotkowej wykazała ona ponad trzykrotny wzrost trwałości przy trzykrotnym wzroście transportowanej masy.



Rys.13. Inne konstrukcje lin stosowane na wyciągach będących przedmiotem analizy w rozdziale



Rys.14. Konstrukcje lin zalecane przez autorów dla wyciągów z wielowarstwowym nawijaniem na bębnie

Rys.15. Przekrój poprzeczny i widok liny TURBOPLAST

Liny te charakteryzują się wysoką nieodkrętnością wymaganą w szybach głębokich, jak również gładką powierzchnią zewnętrzną ułatwiającą nawijanie i zmniejszenie nacisków promieniowych oraz wysokimi wartościami sił zrywających z uwagi na wysokie współczynniki wypełnienia.

Literatura

1. Proceedings of International Conference on Hoisting and Haulage „Hoist and Haul 2010“, 12-15 September 2010, Las Vegas, Nevada, USA.

Przegląd wybranych modernizacji górniczych wyciągów szybowych

Adam Zygmunt, Marek Szczygieł – Urząd Górniczy do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych

Wprowadzenie

W pierwszej dekadzie lat 90., w czasie przemian ustrojowych i gospodarczych, nadzór górniczy podsumował zaistniałe w poprzednim okresie niebezpieczne zdarzenia (awarie), które wystąpiły w ruchu górniczych wyciągów szybowych i dostrzegł, iż w przeważającej większości były one następstwem, jak to wówczas określono, „*dekapitalizacji technicznej elementów wyciągów szybowych" [1]*. Dla zdiagnozowania problemu w tym zakresie *„przeanalizowano łącznie 570 wyciągów szybowych eksploatowanych w szybach zgłębionych"* bez uwzględnienia *„wyciągów szybikowych oraz wyciągów eksploatowanych przez przedsiębiorstwa budownictwa górniczego"*. W toku analizy problemu zaproponowano *„podział wyciągów szybowych na trzy zasadnicze grupy w oparciu o kryterium czasu eksploatacji oraz kryterium promowanych na przestrzeni lat rozwiązań technologicznych i konstrukcyjnych wyciągów szybowych, a mianowicie:*

- *grupa I – wyciągi szybowe zbudowane przed 1945 rokiem,*
- *grupa II – wyciągi szybowe zbudowane w okresie od 1945 r. do 1972 r.,*
- *grupa III – wyciągi szybowe zbudowane po roku 1972,*

(datę budowy wyciągu szybowego przyjęto według daty zainstalowania maszyny wyciągowej)".

Dla uzmysłowienia ówczesnej skali problemu przypomnieć należy, że w 1996 r. oceniono, iż *„wyciągami szybowymi transportuje się rocznie około 200 milionów ton kopalin użytecznych, dobowo korzysta z nich około 200 tysięcy pracowników zatrudnionych w podziemiach kopalń. Łączna liczba wyciągów szybowych (w tym szybikowych) wynosi 744. Maksymalna głębokość szybów osiąga (...) w Polsce 1250 m. Największa prędkość jazdy naczyń wyciągowych wynosi 20 m/s, maksymalny ich udźwig (ładowność) to 30 Mg"*.

W wyniku przeprowadzonej wówczas analizy poszczególnych grup wyciągów szybowych ustalono, że według stanu na koniec 1996 r.:

„Grupa I to 129 wyciągów szybowych (około 23% ogólnej liczby). Przyjęta granica podziału wskazuje, że maszyny wyciągowe eksploatowane są w tych wyciągach szybowych przez co najmniej 50 lat. Grupa ta obejmuje również maszyny wyciągowe o napędzie parowym eksploatowane już od ponad 100 lat, a także maszyny elektryczne ze stuletnim okresem eksploatacji. Rok 1945 jest również charakterystyczny z uwagi na określenie tej daty jako terminu, przed którym wyprodukowane wyroby określa się mianem „zabytku".

Grupa II to 328 wyciągów szybowych (około 57% ogólnej liczby). Maszyny wyciągowe eksploatowane w tej grupie wyciągów szybowych charakteryzują się bardzo dużym zróżnicowaniem konstrukcji z uwagi na zastosowane do ich budowy elementy. Do roku 1965 maszyny z silnikami prądu stałego posiadają nadal układy Leonarda I-stopnia, a po tej dacie układy Leonarda II-stopnia oraz napędy tyrystorowe firmy ASEA (wchodzącej obecnie w skład koncernu ABB).

Grupa III to 113 wyciągów szybowych (około 20% ogólnej liczby). Wyciągi szybowe tego okresu wyposażone są w dominujący sposób w krajowe maszyny wyciągowe budowane stosunkowo nowocześnie z wykorzystaniem techniki półprzewodnikowej. Silniki napędowe prądu stałego zasilane są z przekształtnika tyrystorowego, a wzbudzenie maszyn głównych układów Leonarda realizowane jest za pośrednictwem wzbudnic tyrystorowych. Układy regulacji i kontroli prędkości jazdy budowane są z podzespołów elektronicznych. Stopniowo powszechne staje się wyposażanie maszyn wyciągowych w hamulce tarczowe sterowane hydraulicznie".

Autorzy ówczesnych rozważań tematu „Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy" [1] stwierdzając „*brak dokładnego rozeznania przebiegu eksploatacji systemów maszynowych transportu pionowego w całym okresie ich eksploatacji*", zgłosili na podstawie własnych doświadczeń następujące sugestie:

„1. Grupa maszyn wyciągowych zbudowanych po 1972 r. w zasadzie nie wymaga modernizacji, a jedynie usunięcia ewentualnych błędów fabrycznych (np. błąd w układzie sterowania hamulców tarczowych z agregatem sterowniczo-pompowym firmy "R. BOSCH"). Jednak w przypadku maszyn silnie eksploatowanych realizujących główne zadania wydobywcze i pracujących w wyciągach szybowych, dla których przewiduje się dalszą długoletnią eksploatację, należy rozważyć, czy wszystkie człony tych maszyn będą w stanie sprostać stawianym im zadaniom w okresie przewidywanej eksploatacji. Jeżeli w wyniku takiej analizy dochodzi się do wniosku, że określone człony maszyny wyciągowej ulegną naturalnemu zużyciu przed terminem planowanej likwidacji wyciągu szybowego, to należy wybrać właściwą porę do ich wymiany, unikając sytuacji, w której zachodzi potrzeba wymiany kosztownych członów na krótko przed likwidacją wyciągu. Przy okazji takiej wymiany celowym jest wprowadzenie nowoczesnych rozwiązań zapewniających poprawienie właściwości eksploatacyjnych z uwagi na możliwość diagnozowania poszczególnych elementów i szerokiej wizualizacji stanów ich pracy.

2. Maszyny wyciągowe zbudowane do 1945 r. w zasadzie należy wycofać z eksploatacji, zwłaszcza w tych przypadkach, w których zakłada się dalszą długoletnią eksploatację wyciągów szybowych. W przypadkach nieodległych terminów planowanych likwidacji wyciągów szybowych, ich maszyny wyciągowe powinny być poddawane wzmożonej kontroli technicznej.

3. Najbardziej predysponowane do modernizacji są maszyny wyciągowe grupy II budowane w latach sześćdziesiątych, z początkowego okresu stosowania układów Leonarda II-go stopnia".

W konkluzji omawiania problemu autorzy publikacji z 1996 r. zasugerowali praktyczne wskazówki dla podejmowanych przedsięwzięć w zakresie modernizacji górniczych wyciągów szybowych:

„Realizując więc modernizację w odniesieniu do wyciągów szybowych I i II grupy nasuwa się teza, że nie jest celowym jedyne proste przywracanie początkowych stanów technicznych maszyn i urządzeń poprzez wymianę zużytych elementów. Nie wydaje się również celowym proste przywracanie założonych stanów technicznych maszyn i urządzeń w drodze wymiany zużytych elementów na nowe, o tych samych parametrach technicznych, lecz wykonanych nowoczesnymi środkami technicznymi w oparciu o dostępne współcześnie technologie. Najbardziej właściwą wydaje się natomiast modernizacja maszyn i urządzeń umożliwiająca wprowadzenie nowych systemów zabezpieczeń z nowymi funkcjami i formami oddziaływania".

Dotychczasowa technika bezpieczeństwa, polegająca głównie na profilaktyce zakładającej tworzenie i utrzymywanie standardów bezpieczeństwa wymaganych przepisami, powinna zostać uzupełniona systemami identyfikacji zagrożeń (w drodze diagnozowania stanów), zanim doprowadzą one do awarii. Warunki techniczne budowy maszyn i urządzeń powinny wymuszać środkami technicznymi bezpieczną ich eksploatację i organizację pracy ludzi, bez potrzeby stosowania administracyjnych ograniczeń i zakazów. Wybór zakresu modernizacji wyciągów szybowych powinien w ostatecznym efekcie pozwolić na zwiększenie szeroko rozumianej niezawodności i bezpieczeństwa pracy".

Spoglądając dzisiaj na ówczesny temat: „Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy" uznać należy, że przedsięwzięcia inwestycyjne, podejmowane w minionym okresie piętnastu lat, w szczególności w zakresie modernizacji maszyn wyciągowych, były w większości zgodne z sugestiami autorów publikacji z 1996 r. Jednocześnie trzeba podkreślić, iż doświadczenie eksploatacyjne użytkowników górniczych wyciągów szybowych, jak również przeprowadzone przez nadzór górniczy analizy przyczyn i okoliczności zaistniałych zdarzeń awaryjnych, wyznaczyły kierunki modernizacyjne odmienne od ówcześnie prognozowanych. Dotyczy to w szczególności przeprowadzonych modernizacji zespołów sterowania i zasilania hamulców maszyn wyciągowych i wprowadzania urządzeń umożliwiających spowodowanie w sposób niezależny od sterowania hamulcami zaniku ciśnienia medium odwodzącego hamulec. Wyżej wymienione zmiany były konsekwentną realizacją zaleceń komisji badającej awarię górniczego wyciągu szybowego zainstalowanego w szybie „Bolesław" zaistniałą w dniu 22 marca 2003 roku w Zakładzie Górniczym „Bytom III" w Bytomiu i zmniejszyły znacząco ryzyko zaistnienia podobnego zdarzenia w przyszłości.

Dla określenia skali problemu bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych w dzisiejszych realiach, nieodzowne jest jednak określenie zarówno liczby eksploatowanych górniczych wyciągów szybowych, jak i podziału na grupy, stosując kryteria zaproponowane przez autorów publikacji z 1996 r.

Rys.1. Szybowa wieża wyciągowa dwóch górniczych wyciągów szybowych materiałowo-zjazdowych

Obecnie eksploatowanych jest 324 górniczych wyciągów szybowych. Około 10% wszystkich górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych w ruchu zakładów górniczych zostało zbudowanych przed 1945 rokiem, a zbudowane w latach 1946-1972 stanowią około 72% wszystkich eksploatowanych wyciągów. Zgodnie z oczekiwaniami przedstawionymi w cytowanej publikacji, nastąpiła minimalizacja liczby I grupy wyciągów, grupa II została w sposób znaczący zmodernizowana. Zmiany wprowadzane w grupie III, nie przewidywane przez autorów wyżej wymienionego opracowania, stanowią realizację wniosków użytkowników wyciągów szybowych, dążących do zapewnienia zarówno bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych, jak i sprostania współczesnych oczekiwań odnośnie wydajności, sprawności, efektywności wydatkowanych środków finansowych na ich utrzymanie w pełnej sprawności technicznej.

W tabeli zaprezentowano porównawcze zestawienie wartości charakterystycznych danych z roku 1996 oraz 2010.

W dalszej części przedstawiono opisy zakresu i sposobu realizacji wybranych (interesujących) modernizacji górniczych wyciągów szybowych w zakresie maszyn wyciągowych oraz urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej.

Rok	Masa transportowanej kopaliny [mln ton]	Liczba osób/dobę [tys.]	Łączna liczba górniczych wyciągów szybowych	Maksymalna głębokość szybów [m]	Maksymalna prędkość jazdy [m/s]	Maksymalna ładowność naczyń wyciągowych [Mg]	Grupa I – liczba/% górniczych wyciągów szybowych zbudowanych przed 1945 r.	Grupa II – liczba/% górniczych wyciągów szybowych zbudowanych w okresie 1945-1972	Grupa III – liczba/% górniczych wyciągów szybowych zbudowanych po 1972 r.
1996	200	200	570	1250	20	30	129 *23%*	328 *57%*	113 *20%*
2010	111	90	324	1250	20	35	32 *10%*	233 *72%*	59 *18%*

Przykład 1

Rys.2. Zmodernizowana maszyna wyciągowa BB-3000 wraz z dodatkowym urządzeniem hamującym

Maszyna wyciągowa BB-3000 górniczego wyciągu szybowego została wyprodukowana przez ZUT ZGODA w roku 1958. Jest to dwubębnowa maszyna wyciągowa z możliwością wzajemnego przestawiania bębnów nawojowych. Stosowana jest w dwunaczyniowym górniczym wyciągu szybowym bez liny wyrównawczej.

Przeprowadzona w roku 2010 modernizacja obejmowała zabudowę zespołu urządzeń maszyny wyciągowej, w skład którego w części elektrycznej maszyny wyciągowej weszły:

- silnik prądu przemiennego o mocy 160 kW, 494 obr/min, 500 V, zamocowany do fundamentu z zastosowaniem ramy pośredniczącej,
- silnik jazdy awaryjnej o mocy 11 kW 960 obr/min, 400 V zasilany z autonomicznego agregatu prądotwórczego,
- przemienniki częstotliwości zasilające indukcyjny silnik wyciągowy – podstawowy i rezerwowy typu ACS800-17-0260-5 budowy szafowej,
- przełącznica obwodu zasilania silnika napędowego wraz z filtrem du/dt typu FOCH-0260-70,
- agregat prądotwórczy trójfazowy o mocy 75 kVA 3 x 400/230 V do zasilania silnika jazdy awaryjnej, sprężarki i pompki olejowej oraz obwodów sterowniczych maszyny wyciągowej 230 V,
- silnik wentylatora silnika wyciągowego,
- silnik sprężarki sprężonego powietrza dla potrzeb zasilania układu hamulcowego wraz z zespołem rezerwowym,
- silnik pompki olejowej układu smarowania,
- transformator napięć sterowniczych TS 500/230 V.

W części mechanicznej maszyny wyciągowej wprowadzono:

- sprzęgło tarczowe łączące wał wirnika silnika z wałem szybkobieżnym przekładni głównej,
- urządzenie hamujące EBS 200, oddziaływujące na tarczę hamulcową sprzęgła tarczowego, zabudowanego pomiędzy silnikiem a istniejącą przekładnią.

Modernizacja sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej została przeprowadzona w oparciu o:

- cyfrowy regulator jazdy (rozwiązanie GRZ-08),
- zabudowane nowe stanowisko sterownicze do ręcznego sterowania maszyny wyciągowej (ergonomiczna kabina maszynisty maszyny wyciągowej), wyposażone w elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do sterowania maszyną wyciągową,
- elektropneumatyczny zespół sterowania hamulca pneumatyczno-obciążnikowego typu EPZSH-3a,
- cyfrowy układ zabezpieczeń, zrealizowany w oparciu o redundantny zespół sterowników logicznych PLC typu AC800M,
- urządzenie UWDWP-D, umożliwiające udrożnienie dodatkowej drogi wypływu powietrza z cylindra hamulca obciążnikowego, powodując bezpieczne zatrzymanie wyciągu niezależnie od działania podstawowego układu sterowania hamulcem pneumatyczno-obciążnikowym,

– niezbędne elementy odwzorowania ruchu maszyny wyciągowej wykorzystywane w układach sterowania i zabezpieczeń (np. obrotowe przetworniki inkrementalne).

Po zastosowaniu przedmiotowego zespołu urządzeń w maszynie wyciągowej zmianie nie uległ zestaw wału głównego wraz z bębnami nawojowymi, przekładnia zębata wraz z przekładnią napędu awaryjnego, układ smarowania przekładni oraz zespół roboczy i zespół napędowy hamulca, natomiast nowa jest cała część elektryczna, łącznie ze sterowaniem hamulca oraz urządzeniem hamującym EBS 200 oddziaływującym na tarczę hamulcową nowego sprzęgła elastycznego zabudowanego pomiędzy silnikiem, a istniejącą przekładnią.

Do ogrzewania i oświetlenia szaf sterowniczych maszyny wyciągowej oraz szafy elektropneumatycznego zespołu sterowania hamulca wykorzystano napięcie $230V_{AC}$ z instalacji oświetleniowej maszyny wyciągowej.

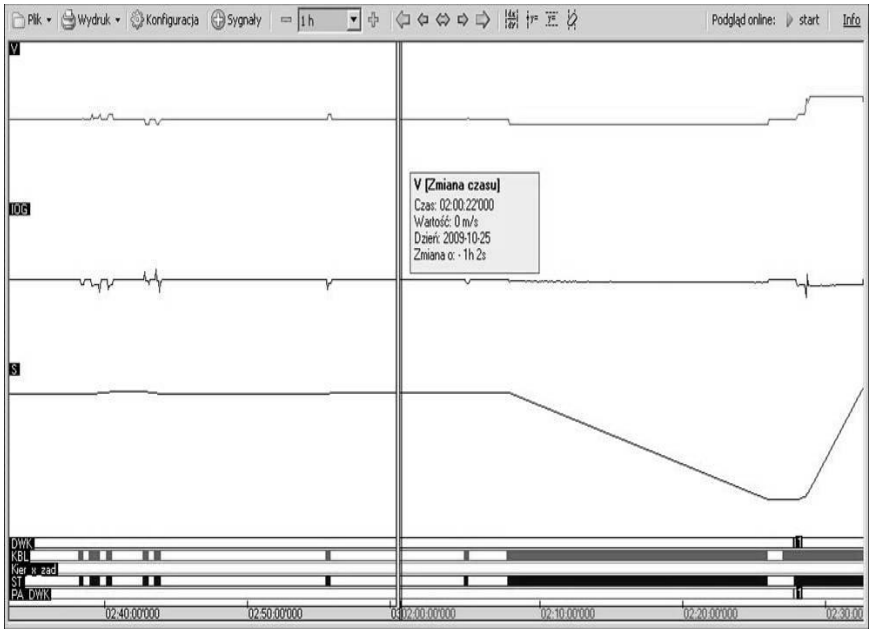
Główny silnik napędowy (wyciągowy) zasilany jest z przemiennika częstotliwości ACS 800 w wykonaniu umożliwiającym zarówno pracę silnikową, jak i generatorową (ze zwrotem energii do sieci zasilającej). Płynne sterowanie wartością prędkości obrotowej silnika napędowego maszyny wyciągowej odbywa się poprzez regulację częstotliwości i napięcia na wyjściu przemiennika.

Maszyna wyciągowa wyposażona jest w oddzielny napęd awaryjny, który stanowi silnik indukcyjny prądu przemiennego połączony poprzez przekładnię ślimakową z wałkiem szybkobieżnym przekładni głównej. Silnik jazdy awaryjnej o mocy 11 kW, 960 obr/min, 400 V_{AC} zasilany z agregatu prądotwórczego umożliwia przeprowadzenie bezpiecznej ewakuacji ludzi uwięzionych w naczyniach wyciągowych w przypadku braku podstawowego zasilania elektrycznego.

W czasie normalnej pracy maszyny wyciągowej silnik ten wraz ze współpracującą z nim przekładnią ślimakową jest odłączony od układu kinematycznego. Sprzęgany jest specjalnym sprzęgłem tylko w przypadku konieczności użycia napędu awaryjnego.

W układzie instalacji pneumatycznej zastosowano urządzenie umożliwiające udrożnienie dodatkowej drogi wypływu powietrza z cylindra hamulca obciążnikowego, powodując bezpieczne zatrzymanie wyciągu, niezależnie od działania podstawowego układu sterowania hamulca pneumatyczno-obciążnikowego.

W maszynie wyciągowej zastosowano cyfrowy regulator jazdy pełniący równocześnie funkcję kompletnego układu kontroli prędkości. Całość układów sterowania, regulacji i zabezpieczeń zrealizowano w oparciu o sterowniki programowalne PLC i inne podzespoły elektroniczne. Wszystkie ważne funkcje odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej objęte są układem wizualizacji ekranowej, w celu zrealizowania interfejsu „człowiek-maszyna” obiektu antropotechnicznego.



Rys.3. Automatyczna korekcja czasu aparatu rejestrującego zrealizowana w oparciu o sygnał radiowy DCF77

Maszyna przystosowana jest do współpracy z cyfrowym aparatem rejestrującym. Należy podkreślić zastosowaną w tym urządzeniu korekcję czasu wewnętrznego urządzenia w oparciu o zewnętrzny wzorzec czasu rzeczywistego.

Jednostka centralna aparatu rejestrującego wyposażona jest w moduł czasu rzeczywistego, do którego może być podłączony odbiornik sygnału DCF77 lub przetwornik sygnału GPS na DCF77. Czas aparatu rejestrującego jest w tej sytuacji synchronizowany z globalnym wzorcem czasu, jakim jest cezowy zegar atomowy znajdujący się w laboratoriach Physikalisch-Technischen Bundesanstalt (PTB) w Brunszwiku lub do tzw. czasu GPS, który to z kolei jest synchronizowany w oparciu o rozmieszczoną na całym świecie sieć zegarów zbudowanych w oparciu o masery wodorowe. Czas aparatu rejestrującego jest korygowany po wykryciu różnicy między czasem wewnętrznym aparatu, a czasem pochodzącym z wzorca o wartość większą niż 5 s. Z tego względu aparat rejestrujący w sposób samoczynny i poprawny dokonuje zmiany czasu z letniego na zimowy oraz odwrotnie. W sytuacji zmiany czasu z zimowego na letni (o godzinie 2:00 „przestawiany" jest czas na 3:00) w zapisach plików widoczna jest sztuczna luka o rozmiarze jednej godziny, w której nie ma żadnych rejestracji, doba uległa sztucznemu ograniczeniu do 23 godzin. Z kolei przejściu z czasu letniego na zimowy (o godzinie 3:00 czas „cofany" jest na godzinę 2:00) towarzyszy „dodanie" jednej godziny, która jest widoczna na skali podstawy czasu. W sytuacji, gdy program aparatu rejestrującego wykryje

cofnięcie czasu, sygnalizuje to zmianą koloru opisów osi czasu z czarnego na czerwony od miejsca wykrycia cofnięcia czasu rejestracji do zakończenia pliku dobowego. Ten sposób działania programu nadzorującego zapobiega utracie rejestrowanych sygnałów. Kolejność zarejestrowanych próbek staje się nadrzędna w stosunku do czasu ich zapisania, a oprogramowanie w przypadku „nałożenia się czasu" (powtórzenia czasu już raz zarejestrowanego), informuje użytkownika o sytuacji „nienaturalnej" i przechodzi w tryb wyświetlania przebiegów na podstawie ciągłości czasu rejestracji, a nie zapisanej w pliku informacji o czasie jej wykonania. Na wydrukach jest to sygnalizowane zmianą koloru opisów osi czasu na czerwony. Zastosowanie zewnętrznego wzorca czasu zapewnia łatwe zsynchronizowanie uzyskanych zapisów zarejestrowanych przez aparat rejestrujący z innymi źródłami danych, co jest szczególnie przydatne w czasie prowadzenia analizy zdarzeń zaistniałych w pracy wyciągu szybowego.

Urządzenie hamujące EBS 200 przeznaczone jest do zatrzymania górniczego wyciągu szybowego w przypadku nieskuteczności działania hamulca głównego maszyny wyciągowej spowodowanej awarią zespołu roboczego lub zespołu napędowego hamulca. Źródłem siły hamującej urządzenia hamulcowego EBS 200 są pakiety sprężyn talerzowych hydraulicznie odwodzonych siłowników hamulcowych, działających na tarczę sprzęgła umieszczonego pomiędzy silnikiem napędowym a przekładnią główną maszyny wyciągowej. Urządzenie hamujące jest uruchamiane łącznie z urządzeniem umożliwiającym udrożnienie dodatkowej drogi wypływu powietrza z cylindra hamulca obciążnikowego. Źródłem ciśnienia odwodzenia sprężyn siłowników jest zębata pompa hydrauliczna napędzana jednofazowym silnikiem indukcyjnym. Do kontroli stanu odhamowania urządzenia EBS 200 wykorzystano łącznik ciśnieniowy kontrolujący wartość ciśnienia oleju niezbędnego do odhamowania siłowników oraz łączniki położeniowe stanu odwodzenia klocków hamulcowych, zabudowane bezpośrednio na siłownikach hamulcowych. Stwierdzenie braku odhamowania urządzenia EBS 200 skutkuje awaryjnym zatrzymaniem maszyny wyciągowej za pomocą jej napędu.

Zespół urządzeń maszyny wyciągowej współpracuje z urządzeniem sygnalizacji szybowej, komunikując się z nim poprzez wymianę danych na drodze elektrycznej.

Modernizacja przeprowadzona w maszynie wyciągowej nie objęła urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej, uniemożliwiając pełne wykorzystanie wprowadzonego zespołu urządzeń. Otwarta konstrukcja wyżej wymienionego zespołu pozwala jednak na uruchomienie kolejnych funkcji użytkowych w przypadku kontynuowania procesu modernizacji górniczego wyciągu szybowego (np. trybu zdalnego uruchamiania z naczynia wyciągowego w trakcie prowadzenia rewizji szybu lub jazdy brygad szybowych).

Zastosowanie nowoczesnego zasilania silników wyciągowych z przemiennika częstotliwości, realizującego cyfrowe bezpośrednie sterowanie momentem

(DTC), stworzenie systemu sterowania i zabezpieczeń z wykorzystaniem swobodnie programowalnych sterowników PLC, a ponadto zainstalowanie systemu komputerowej wizualizacji stanów pracy maszyny wyciągowej, pomimo pozostawienia pewnych elementów poprzedniej maszyny wyciągowej, zapewni długi okres eksploatacji tak zmodernizowanej maszyny wyciągowej. Sprawność energetyczna maszyny wyciągowej jest wysoka, powiększona o zdolność odzyskiwania energii w czasie opuszczania nadwagi. Aktualne wykorzystanie maszyny wyciągowej, wynikające z warunków prowadzenia ruchu wyciągu szybowego, jak i zadań przyjętych do realizacji przez wyciąg wynikających z modelu transportu pionowego zakładu stosującego technikę górniczą jest intensywne, zwłaszcza w zakresie prowadzenia jazdy ludzi (obsługa ruchu turystycznego). Elementy maszyny wyciągowej nie objęte modernizacją nie powinny w przyszłości stanowić „słabego punktu" maszyny z zabudowanym zespołem urządzeń, zwłaszcza, że producent zespołu znacząco rozbudował swoją ofertę techniczną, wprowadzając m.in. dodatkowe urządzenie hamujące w maszynie wyciągowej i „aktywną jazdę awaryjną" w celu minimalizacji zagrożeń związanych z eksploatacją wyciągu szybowego.

Przykład 2

Rys.4. Zespół elektropneumatyczny zasilania i sterowania hamulca pneumatyczno-obciążnikowego maszyny wyciągowej

Górniczy wyciąg szybowy 1-klatkowy z przeciwciężarem prowadzi jazdę ludzi i realizuje transport urobku oraz materiałów. Wyciąg szybowy wyposażony jest w maszynę wyciągową typu K-6000/1000 z pośrednim napędem elektrycznym, który stanowi pierścieniowy silnik asynchroniczny. Silnik za-

silany jest z regeneratywnego przemiennika częstotliwości średniego napięcia. Funkcja regeneratywna pozwala podczas pracy generatorowej silnika na zwrot energii elektrycznej do sieci zasilającej oraz na dynamiczne hamowanie silnika, co znacznie poprawia sprawność systemu napędowego – podczas hamowania energia hamowania jest oddawana do sieci. Zastosowanie napędu regeneratywnego pozwala na wyeliminowanie rezystorów hamowania, na których wytracana była energia hamowania. W czasie prowadzenia próbnego ruchu górniczego wyciągu szybowego, silnik wyciągowy może być alternatywnie zasilany z tymczasowo pozostawionego dotychczasowego układu zasilania i regulacji momentu elektrycznego silnika wyciągowego, który stanowią styczniki kierunkowe oraz rezystory wtrącane w obwód wirnika. Maszyna wyposażona jest w pneumatyczno-obciążnikowy hamulec szczękowy z pojedynczym dwuosiowym napędem typu SHP-520.

Rys.5. Przemiennik częstotliwości zasilany z sieci 6 kV

Zespół napędowy i sterowania maszyny wyciągowej w części sterowniczej wykonany został w oparciu o rozwiązania stosowane w ostatnich latach i jest wzorowany na zespołach pracujących w wielu zmodernizowanych maszynach wyciągowych. Urządzenia, takie jak zespół sterowania hamulca typu ZSHP-A1, zespół DiReg-2000 oraz urządzenie Wizjoner-R uzyskały dopuszczenie Prezesa WUG do stosowania w podziemnych zakładach górniczych, jako wydzielone zespoły elementów górniczych wyciągów szybowych.

Silnik wyciągowy jest szybkoobrotowym silnikiem asynchronicznym pierścieniowym przewidzianym do zasilania stojana napięciem trójfazowym 6 kV. Uzwojenia wirnika są wyprowadzone poprzez pierścienie ślizgowe na zewnątrz silnika, umożliwiając włączenie w obwód wirnika rezystorów rozruchowych.

Maszyna wyciągowa jest wyposażona w dwa alternatywne układy zasilania i regulacji prędkości obrotowej silnika wyciągowego:

- bezpośredni regeneratywny przemiennik częstotliwości umożliwiający bezstopniową regulację prędkości obrotowej w całym zakresie prędkości i zwrot energii hamowania do sieci zasilającej,
- układ styczników kierunkowych wraz ze stycznikami zwierającymi rezystory rozruchowe, uzupełniony o generator układu hamowania dynamicznego poprzez zasilanie prądem stałym obwodu stojana silnika.

Do przełączania układów zasilania silnika służą dwa odłączniki. Stan odłączników jest kontrolowany poprzez ich styki pomocnicze; układ sterowania uniemożliwia załączenie zasilania 6 kV, jeżeli znajdują się one w niewłaściwej pozycji (np. oba odłączniki załączone). Dostęp do dźwigni napędów odłączników jest zabezpieczony oddzielną pokrywą, której otwarcie jest kontrolowane łącznikiem krańcowym. Otwarcie pokrywy powoduje rozwarcie styku łącznika i przerwanie obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej i wyłączenie wyłączników pól zasilających rozdzielni 6 kV.

Do wirnika silnika podłączone na stałe rezystory rozruchowe oraz zwierające je styczniki rozruchowe. Przy zasilaniu stojana ze styczników kierunkowych, styczniki rozruchowe służą do regulacji momentu rozwijanego przez silnik, a pośrednio w ten sposób do regulacji prędkości obrotowej silnika poprzez stopniowe zwieranie poszczególnych sekcji rezystorów, wywołując zmiany wypadkowej rezystancji dołączonej do uzwojeń wirnika. Załączanie kolejnych styczników powoduje stopniowe zwieranie rezystorów i zmniejszanie rezystancji wypadkowej w miarę wzrostu prędkości maszyny. Przy zasilaniu silnika z przemiennika częstotliwości rezystancja w uzwojeniach wirnika jest zbędna, w związku z tym wirnik silnika jest całkowicie zwierany poprzez stałe załączenie stycznika ostatniego stopnia rozruchowego.

Silnik wyciągowy został wyposażony w termorezystancyjne czujniki typu Pt100 umieszczone w uzwojeniach stojana oraz czujniki umieszczone w korpusach łożysk silnika, które przetwarzają ich temperaturę na sygnał analogowy elektryczny doprowadzany do wejść sterownika PLC w celu realizacji wizualizacji stanu i kontroli.

Przemiennik częstotliwości jest samodzielnym elementem zasilania i sterowania maszyny wyciągowej, umożliwiającym zasilanie i regulację prędkości obrotowej silnika wyciągowego. Przemiennik jest zasilany bezpośrednio napięciem trójfazowym 6 kV. Na jego wyjściu podłączonym poprzez odłącznik do uzwojeń stojana silnika, w zależności od zadanej prędkości jazdy pojawia się napięcie, którego amplituda i częstotliwość są wynikiem działania wewnętrznego regulatora prędkości przemiennika pracującego w zamkniętej pętli regulacji wykorzystującej jako sprzężenie prędkościowe sygnał prędkości rzeczywistej generowany na podstawie sygnału z enkodera zainstalowanego na wale silnika i podłączonego bezpośrednio do wejść przemiennika +U1. Można

w przybliżeniu określić, iż amplituda i częstotliwość napięcia wyjściowego przemiennika +U1 są proporcjonalne do prędkości obrotowej rozwijanej przez silnik maszyny wyciągowej.

Funkcjonalnie przemiennik częstotliwości składa się z następujących elementów:

- stopień wejściowy – prostownik – odpowiedzialny za doprowadzanie energii z sieci zasilającej 3 x 6 kV do obwodu pośredniczącego napięcia stałego przy pracy silnikowej lub odprowadzania energii z tego obwodu do sieci przy pracy generatorowej przy jednoczesnym regulowaniu wartości napięcia w obwodzie pośredniczącym zgodnie z wartością zadaną dla dowolnego trybu pracy (silnikowa lub generatorowa),
- obwód pośredniczący napięcia stałego zbudowany z kondensatorów, stanowiący zasobnik energii dla stopnia wyjściowego (falownika), umożliwiający poprawną pracę falownika i minimalizujący przenoszenie wyższych harmonicznych pomiędzy prostownikiem a falownikiem,
- stopień wyjściowy – falownik napięcia – zamienia napięcie stałe z obwodu pośredniczącego na napięcie przemienne o zadanej częstotliwości, amplitudzie i fazie przy pracy silnikowej lub prostuje napięcie z silnika przekazując energię do obwodu pośredniczącego podczas pracy generatorowej,
- układ sterowania – cyfrowy układ sterowania realizujący funkcje zabezpieczeń i sterowania oraz funkcje ograniczenia przyspieszeń, opóźnień, regulacji prędkości obrotowej silnika, momentu silnika, wartości napięcia obwodu pośredniczącego a także częstotliwości, amplitudy oraz fazy napięcia i prądu wejściowego/wyjściowego; część sterująca jest zbudowana w oparciu o cyfrowy układ sterowania oraz sterownik programowalny PLC, pozwalając na dostosowanie sterowania przemiennika do potrzeb aktualnej aplikacji.

Konstrukcja przemiennika częstotliwości powstała z wykorzystaniem nowoczesnych elementów energoelektroniki, w tym tranzystorów IGBT. Wykonany w oparciu o w pełni sterowane elementy mocy przemiennik zapewnia zasilanie silnika napięciem zbliżonym do sinusoidy i pozbawionym przepięć komutacyjnych. W budowie wykorzystano światłowodowe połączenia pomiędzy częścią sterującą i elementami wykonawczymi stopnia mocy.

Funkcjonalnie każdy ze stopni mocy stanowi kompletny jednofazowy regeneratywny przemiennik częstotliwości niskiego napięcia z trójfazowym wejściem. Każdy jest podłączony do jednego uzwojenia wtórnego transformatora wejściowego. Wyjścia stopni są z kolei łączone szeregowo po 6 dla uzyskania napięcia fazowego zasilania linii wyjściowej (około 3,3 kV). Taki układ połączeń minimalizuje narażenie elementów mocy i kondensatorów obwodu pośredniczącego na działanie wysokich napięć i pozwala na zminimalizowanie zawartości wyższych harmonicznych, zarówno w napięciu wejściowym (oddziaływanie na sieć zasilającą), jak i wyjściowym (oddziaływanie na silnik). Zmniejszenie zawartości wyższych harmonicznych jest szczególnie istotne z punktu widzenia wydzielania dodatkowych strat mocy i ciepła w silniku, a także

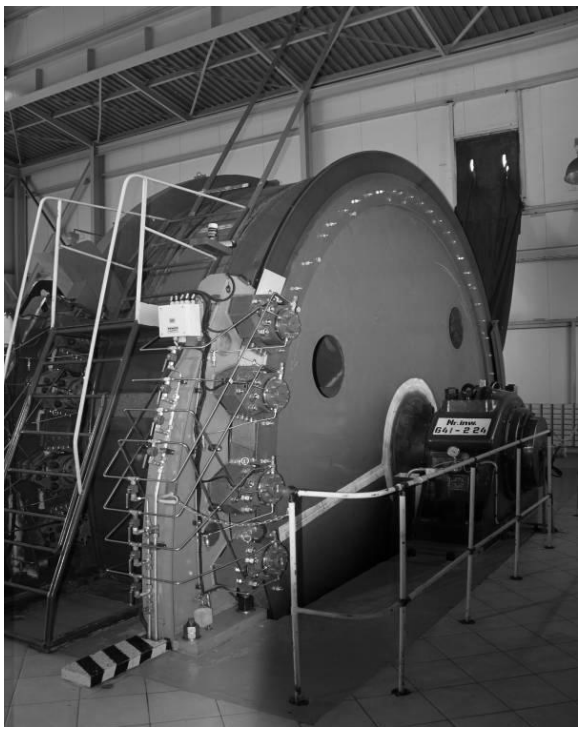
w innych urządzeniach przyłączonych do wspólnej sieci zasilającej, w wyniku indukowania prądów wirowych przez prądy wyższych harmoniczne.

Producent zespołu urządzeń maszyny wyciągowej realizującego sterowanie, zasilanie i zabezpieczenia maszyny wyciągowej, w tym zespołu sterowania hamulca pneumatyczno-obciążnikowego, zaprojektował programową realizację grawitacyjnego opuszczania nadwagi w celu umożliwienia ewakuacji ludzi z naczyń wyciągowych zatrzymanych w szybie wskutek awarii maszyny wyciągowej, bez konieczności zabudowy dodatkowego wyposażenia.

Przedstawione rozwiązanie zespołu urządzeń to przykład optymalnego zrealizowania nowoczesnych koncepcji zasilania, sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej. Wykorzystanie zdobyczy współczesnej energoelektroniki pozwoliło uzyskać znaczący postęp w dziedzinie zrealizowania zasilania maszyn wyciągowych z zastosowaniem napędu asynchronicznego oraz zwiększenia poziomu bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego.

Przykład 3

Modernizacja maszyny wyciągowej 2L-6000/2400 górniczego wyciągu szybowego prowadzącego jazdę ludzi, wydobycie oraz transport materiałów, objęła następujące zmiany:



Rys.6. Zmodernizowana maszyna wyciągowa 2L-6000/2400 z dobudowaną drugą tarczą hamulcową

- zabudowę drugiej (prawej) tarczy hamulcowej wraz ze stojakiem hamulcowym i czterema parami siłowników hamulcowych typu BSFG 408-A00-02; istniejący, tylny stojak hamulcowy tarczy lewej uległ likwidacji,
- zabudowę zespołu urządzeń realizującego funkcje zasilania elektrycznego, sterowania, regulacji i zabezpieczeń napędu maszyny wyciągowej 2L-6000/ 2400, a także sterowania i zabezpieczeń hydraulicznego hamulca tarczowego oraz smarowania obiegowego łożysk ślizgowych wału głównego.

Wprowadzony w 2011 roku zespół urządzeń to w części elektrycznej maszyny wyciągowej:

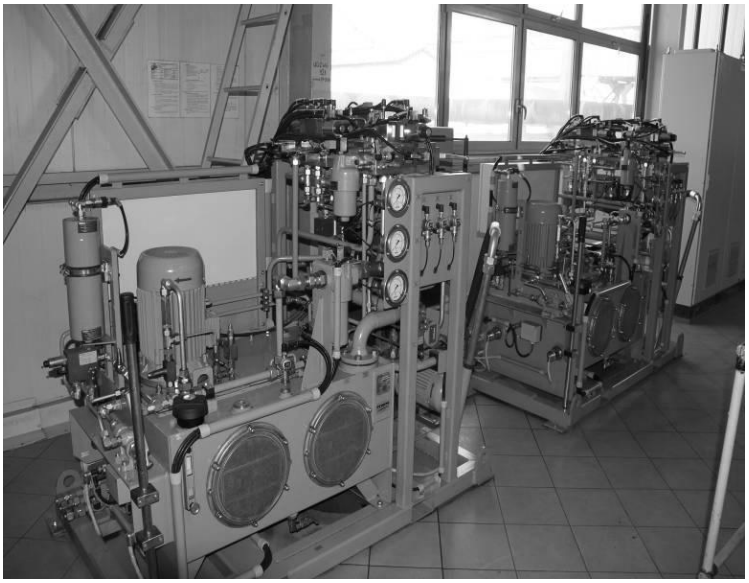
- mikroprocesorowy system realizujący sterowanie impulsowe istniejących czterech zespołów tyrystorowych zasilania obwodu głównego silnika maszyny wyciągowej,
- dwa przekształtniki tyrystorowe (w tym jeden w „gorącej rezerwie"), dla potrzeb zasilania obwodu wzbudzenia silnika maszyny wyciągowej,
- dwa układy ochronne od przepięć przekształtników wzbudzenia,
- transformator przekształtnikowy 500V/280V, 125 kVA zasilający alternatywnie powyższe przekształtniki,
- nowy wyłącznik szybki w obwodzie głównym, zastępujący dotychczas stosowane równoległe połączenie wyłączników szybkich.

Modernizacja sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej została przeprowadzona w oparciu o:

- cyfrowy regulator jazdy (rozwiązanie GRZ-08),
- zabudowane nowe stanowisko sterownicze do ręcznego sterowania maszyny wyciągowej (ergonomiczna kabina maszynisty maszyny wyciągowej), wyposażone w elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do sterowania maszyną wyciągową,
- dwa hydrauliczne zespoły sterowniczo-zasilające H-C MWM-4A/wersja II,
- cyfrowy układ zabezpieczeń, zrealizowany w oparciu o redundantny zespół sterowników logicznych PLC typu AC800M,
- niezbędne elementy odwzorowania ruchu maszyny wyciągowej wykorzystywane w układach sterowania i zabezpieczeń (np. obrotowe przetworniki inkrementalne),
- układ pomiaru temperatury wirnika silnika zrealizowany z wykorzystaniem zespołu pośredniczących pierścieni ślizgowych,
- instalację rurową hydraulicznej sieci olejowej dla połączenia zespołu sterowniczo-zasilającego H-C MWM-4A/wersja II ze stojakami hamulcowymi i zabudowanymi na nich siłownikami hamulcowymi,
- urządzenie UWDSO, zapewniające dodatkową drogę spływu z instalacji hydraulicznej hamulca,
- olejową instalację smarowania obiegowego łożysk głównych, wraz z agregatem smarującym oraz elementami pomiarowymi zabudowanymi na instalacji i na łożyskach wału głównego.

Równocześnie zabudowano iskrobezpieczne urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej, zbudowane w oparciu o swobodnie programowalne sterowniki logiczne PLC, zdublowaną sieć światłowodową zapewniającą niezakłócone przesyłanie danych również w przypadku pojedynczego uszkodzenia przewodu

światłowodowego oraz urządzenie radiowe do bezprzewodowego nadawania sygnałów w czasie prowadzenia rewizji szybu i jazdy osobistej.



Rys.7. Zespoły sterowniczo-zasilające hamulca tarczowego maszyny wyciągowej

Rys.8. Stanowisko sterownicze współczesnej maszyny wyciągowej

Przedstawione rozwiązanie zespołu urządzeń jest przykładem optymalnego zrealizowania nowoczesnych koncepcji sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej z jednoczesnym pozostawieniem jej elementów, które mogą być z powodzeniem eksploatowane przez dalsze lata. Wykorzystanie elementów wcześniejszych modernizacji pozwala uzyskać dobry efekt ekonomiczny inwestycji bez utraty właściwości eksploatacyjnych i obniżenia poziomu bezpieczeń-

stwa górniczego wyciągu szybowego. Na szczególną uwagę zasługuje zabudowa drugiej tarczy hamulcowej maszyny wyciągowej, przez co usunięto zasadniczą wadę techniczną maszyny wyciągowej.

Wnioski

Przedstawione przykłady to rozwiązania nowoczesne, zbudowane w oparciu o najnowsze podzespoły automatyki sterowania. Wykorzystanie w ich konstruowaniu swobodnie programowalnych sterowników PLC pozwala producentom maksymalnie zwiększyć walory użytkowe wprowadzanych zespołów urządzeń.

Możliwość dostosowania oprogramowania do potrzeb użytkownika, sprawna diagnostyka błędów, pełna wizualizacja procesu technologicznego, jakim jest ruch górniczego wyciągu szybowego i współpraca z pozostałymi elementami transportu pionowego, to niezaprzeczalne zalety wprowadzonych w ostatnich latach rozwiązań. Możliwość realizacji zespołów urządzeń elementów górniczych wyciągów szybowych pozwala użytkownikom zrealizować zadania inwestycyjne metodą „drobnych kroków", co znacząco mniej obciąża przedsiębiorcę, a użytkownikowi końcowemu zapewnia możliwość modernizacji elementów górniczego wyciągu szybowego w miejscach newralgicznych. Warunkiem powodzenia tak przyjętego procesu modernizacji jest konsekwencja działania, zmierzająca do osiągnięcia zamierzonego celu. Opóźnienia, bądź zmiany w kierunkach procesu modernizacji mogą jednak spowodować, iż finalny efekt nie będzie zgodny z oczekiwaniami. Dotyczy to w szczególności próby wykorzystania wyeksploatowanych podzespołów maszyn wyciągowych, często pozyskanych z likwidowanych zakładów górniczych. Oszczędności, często wykazywane przez ekonomistów, okazują się iluzoryczne w zetknięciu z twardymi regułami konieczności zapewnienia pełnej sprawności maszyny wyciągowej, podstawowego elementu górniczego wyciągu szybowego.

Przedstawione przykładowe rozwiązania zespołów urządzeń maszyn wyciągowych zawierają aplikacje „grawitacyjnego opuszczania nadwagi", możliwe do wykorzystania w przypadku ewakuacji ludzi z naczyń wyciągowych w przypadku awaryjnego zatrzymania ruchu wyciągu wskutek uszkodzenia układu napędowego. W trakcie procedury dopuszczania do stosowania w zakładach górniczych zespołów urządzeń maszyn wyciągowych przedmiotowych wyciągów, pozytywnie oceniono zaproponowane rozwiązania, jednocześnie podkreślając celowość ich wprowadzenia, aby zminimalizować prawdopodobieństwo unieruchomienia naczyń wyciągowych i powstania sytuacji awaryjnej.

W najbliższej przyszłości należy spodziewać się kolejnych rozwiązań technicznych umożliwiających podniesienie poziomu bezpieczeństwa eksploatacji wyciągów szybowych. Najbardziej oczekiwane są nowe rozwiązania urządzeń bezprzewodowej sygnalizacji i łączności szybowej, umożliwiające przekazanie

znacznie większej liczby sygnałów z poruszającego się naczynia wyciągowego, w celu zrealizowania optymalnego systemu sterowania i zabezpieczeń.

Przykładem mogą być eksploatowane już systemy monitoringu pracy wyciągu realizowane w oparciu o dane pozyskane z wykorzystaniem techniki mikrofalowej. System taki kontroluje prędkość i opóźnienie naczyń wyciągowych w szybie, naciąg (obciążenie) lin nośnych oraz umożliwia bezprzewodową łączność z naczyniem wyciągowym, jak również cyfrową rejestrację i archiwizację pozyskanych danych.

Literatura

1. Wojtowicz W., Zygmunt A.: Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy. Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt 35.
2. Kiercz M., Krajczok J., Szczygieł M.: Zmiany w górniczych wyciągach szybowych będące w latach 2004-2007 przedmiotem badań kontrolnych odbiorczych UGBKUE. IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport Linowy", Szczyrk 17-19.09.2007.
3. Cholewa J., Hałupczok P., Małecki J., Oleksy A.: Ocena maszyn wyciągowych na podstawie ich wyposażenia i zastosowanych rozwiązań technicznych. IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport Linowy", Szczyrk 17-19.09.2007.
4. Hansel J., Koczwara J., Krajczok J., Zygmunt A.: Monografia pod redakcją J.Hansela pt. „Metodyka kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich zakładach górniczych – rozdział 5.- Syntetyczna ocena poziomu technicznego i określenie kierunków modernizacji górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych w Polsce" – Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt 40.
5. Loska G., Musiał Z.: Wybrane zagadnienia bezpiecznego stosowania maszyn i urządzeń w zakładach górniczych. Konferencja „Problemy Bezpieczeństwa i Ochrony Zdrowia w Polskim Górnictwie", Mysłowice 27-28.03.2008.
6. Hansel J.: Niezawodność i bezpieczeństwo systemów maszynowych transportu pionowego – wyniki wybranych prac naukowych Katedry Transportu Linowego AGH. IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport Linowy", Szczyrk 17-19.09.2007.
7. Kiercz M., Szczygieł M.: Grawitacyjne opuszczanie nadwagi naczyń wyciągowych w przypadku awaryjnego zatrzymania ruchu maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego. V Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport Linowy", Szczyrk wrzesień 2009.

System zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych – aktualne problemy

Józef Hansel – Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Sformułowanie problemów

1.1. Uwagi ogólne dotyczące systemu zarządzania bezpieczeństwa górniczych wyciągów szybowych

Na bezpieczeństwo w określonych dziedzinach działalności człowieka włączając gospodarkę i technikę, władza państwa wpływa poprzez ustanawianie właściwego prawa oraz skuteczne egzekwowanie jego przestrzegania. Jednym z istotnych warunków przyjęcia Polski do UE było dostosowanie prawa polskiego, w tym również dotyczącego bezpieczeństwa techniki do prawa unijnego.

Górnicze wyciągi szybowe są wyłączone z „dyrektywy maszynowej". Z drugiej strony UE kilkanaście lat temu zrezygnowała z opracowania „dyrektywy wyciągowej". Powstała zatem szansa na opracowanie oryginalnego polskiego systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych, zgodnego ze standardami UE.

Prawdziwość tezy o celowości opracowania takiego systemu w tym „dyrektywy wyciągowej" została w pełni i wielokrotnie potwierdzona w czasie realizacji prac naukowo-badawczych prowadzonych w Katedrze Transportu Linowego (AGH-KTL) [1-12].

Opracowany w AGH-KTL, przy współpracy z Departamentem Energomechanicznym WUG i Urzędem Górniczym do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych „system zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych" jest między innymi wynikiem zakończonych dwóch projektów badawczych (własnych) – wykonanych pod kierunkiem autora – finansowanych z budżetu państwa, tj.:

- Nr 8T12 024 20 pt. „Budowa systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych", który został zakończony w 2003 roku,
- Nr 4T12 018 29 pt. „Opracowanie metodyki kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach węgla kamiennego", który został zakończony w 2007 roku,

oraz trzech prac doktorskich obronionych na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH.

Są to prace doktorskie:

- dr inż. Agnieszki Wcisło pt. „Budowa krajowego systemu bezpieczeństwa wybranych obiektów technicznych i podstawy zarządzania tym systemem", która została obroniona w 2000 roku,

- dr. inż. Adama Zygmunta pt. „Budowa systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych", która została obroniona w 2004 roku,
- dr. inż. Bogusława Chrószcza pt. „Analiza i ocena ryzyka zawodowego osób obsługujących systemy maszynowe transportu pionowego w polskich kopalniach węgla kamiennego", która została obroniona w 2008 roku.

Opublikowane wyniki tych prac zostały omówione w 2 punkcie tego rozdziału.

1.2. Uwagi ogólne dotyczące studiów podyplomowych „Transport linowy – górnicze wyciągi szybowe"

Górnicze wyciągi szybowe są bardzo złożonymi systemami antropotechnicznymi. W systemach antropotechnicznych często zawodzą ludzie, którzy jednak:

- mają zdolność uczenia się i wyciągania wniosków z sytuacji, które doprowadziły do zdarzeń stanowiących zagrożenie dla ich życia i zdrowia oraz środowiska,
- potrafią wprowadzać zmiany cech konstrukcyjnych, parametrów ruchu i obciążenia, struktur technologicznych obiektów technicznych, zmieniać procedury wykonywania określonych czynności itd., czyli po prostu wpływać na bezpieczeństwo za pomocą określonych nadmiarów bezpieczeństwa, na etapie projektowania, budowy i eksploatacji tych systemów.

Wynika z tego, że o bezpieczeństwie górniczych wyciągów szybowych, poza zagrożeniami naturalnymi i właściwościami maszyn wyciągowych (silników, pędni linowych, układów sterowania i regulacji prędkości itd.), lin wyciągowych, naczyń, układów prowadzenia i zbrojenia szybowego i wielu innych elementów konstrukcyjnych, decyduje ogólna i specjalistyczna wiedza techniczna, znajomość prawa i norm technicznych, nowych metod, sposobów i środków technicznych poprawiających bezpieczeństwo systemów, metod kształtowania i zarządzania bezpieczeństwem itd. jak również poczucie odpowiedzialności, zdyscyplinowania, rzetelności itp. osób dozoru oraz bezpośrednich wykonawców robót szybowych.

Na bezpieczeństwo podziemnych zakładów górniczych ma wpływ nie tylko właściwy dobór kadr, ale też stałe dokształcanie osób zajmujących się projektowaniem, wytwarzaniem, budową i eksploatacją górniczych wyciągów szybowych, w tym również w formie studiów podyplomowych.

Biorąc pod uwagę powyższe fakty oraz wykorzystując wyniki prac naukowo-badawczych AGH-KTL, opisane w punkcie 2 tego rozdziału, autor opracował nowe plany i programy studiów podyplomowych „Transport linowy – górnicze wyciągi szybowe", które zostały przedstawione w punktach 3–5 tego rozdziału.

1.3. Uwagi ogólne dotyczące dyrektyw nowego podejścia

W Unii Europejskiej są wydawane dyrektywy z zakresu bezpieczeństwa wyrobów technicznych zawierające podstawowe wymagania dotyczące ochrony życia, zdrowia i środowiska naturalnego. Dyrektywy te noszą nazwę dyrektyw nowego podejścia.

„Nowe podejście" uzupełnia „globalne podejście", według którego:

- wyroby dla udokumentowania ich zgodności z określoną dyrektywą mają być opatrzone znakiem CE,
- produkt spełniający postawione wymagania, co znajduje potwierdzenia w oznaczeniu znakiem CE, może być wprowadzany do obrotu we wszystkich państwach UE.

W Unii Europejskiej obowiązuje Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady nr 2006/42/WE z dnia 17 maja 2006 roku w sprawie maszyn, zmieniającą dyrektywę 95/16/WE tzw. dyrektywa maszynowa.

Zakres wyrobów objętych dyrektywą maszynową jest bardzo szeroki. Ma ona zastosowanie do wszelkich urządzeń mechanicznych, które podlegają jej przepisom, a jednocześnie wylicza kilkanaście rodzajów urządzeń, które są wyłączone z zakresu jej obowiązywania. Wśród „wyłączonych" urządzeń znajdują się między innymi: górnicze wyciągi szybowe.

Unia Europejska kilkanaście lat temu zrezygnowała z ustanawiania „dyrektywy wyciągowej".

W związku z wprowadzeniem w życie w 2011 r. nowej ustawy „Prawo geologiczne i górnicze" w punkcie 6 tego rozdziału autor przedstawił argumenty uzasadniające celowość opracowania przez polskich specjalistów projektu dyrektywy wyciągowej, która byłaby polskim wkładem do prawa UE.

2. Dorobek naukowo-badawczy AGH-KTL z zakresu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych

2.1. Ilościowy dorobek AGH-KTL z zakresu niezawodności i bezpieczeństwa SMTP

Problematyka niezawodności i bezpieczeństwa górniczych systemów maszynowych jest ściśle związana z niezawodnością i bezpieczeństwem systemów antropotechnicznych. Niezależnie bowiem od przyczyny, zawodność części technicznej systemu i błędne działania ludzi np. eksploatatora, stanowią potencjalne zagrożenie bezpieczeństwa.

Przedmiotem badań i analiz niezawodności dowolnego obiektu technicznego jest każde uszkodzenie, każdy błąd i zawodność człowieka (np. operatora), natomiast przedmiotem zainteresowania problematyki bezpieczeństwa są takie

uszkodzenia i takie błędy, które stwarzają sytuację szczególną, wymagającą dodatkowego wysiłku ludzi w celu uniknięcia zdarzenia zagrażającego (wypadku, awarii, katastrofy).

Z przedmiotu zainteresowań teorii niezawodności i teorii bezpieczeństwa widoczne jest ich pokrewieństwo z tym, że teoria niezawodności kładzie akcent na uszkodzenia maszyn i urządzeń technicznych oraz błędów człowieka (np. operatora), natomiast teoria bezpieczeństwa – na skutki tych uszkodzeń i błędów, tj. katastrof, awarii i wypadków, które stanowią zagrożenie dla życia i zdrowia ludzi oraz środowiska. Czyli wychodząc od skutków, teoria bezpieczeństwa zajmuje się tymi uszkodzeniami i błędami, które stwarzają zagrożenie życia i zdrowia ludzi oraz środowiska i są najogólniej spowodowane następującymi przyczynami:

- niesprzyjającym wpływem środowiska,
- błędami działania rozumianymi jako błędy człowieka (np. operatora) popełnianymi w procesie eksploatacji systemu np. na skutek choroby, stresu, braków w wyszkoleniu, nieuwagi, lekceważenia obowiązków „ryzykanctwa" itp.,
- niewłaściwym działaniem maszyn i urządzeń, układów sygnalizacji, sterowania i innych zespołów funkcjonalnych.

Akademia Górniczo-Hutnicza od 65. lat zajmuje się rozwiązywaniem problemów niezawodności i bezpieczeństwa systemów maszynowych (w tym głównie systemów maszynowych transportu pionowego) [1]. Z tego zakresu do 2011 roku wykonano kilkanaście dużych projektów, finansowanych z budżetu państwa, około 300 prac zleconych przez jednostki gospodarcze (zakłady górnicze, fabryki lin, biura projektów, wykonawców robót górniczych itd.), kilka prac habilitacyjnych, kilkanaście prac doktorskich a także napisano kilkanaście książek, monografii, kilkaset artykułów i referatów, zorganizowano około 30 konferencji i sympozjów naukowych i naukowo-technicznych, wydano 41 zeszytów naukowo-technicznych AGH-KTL z cyklu „Jakość, niezawodność oraz bezpieczeństwo lin i urządzeń transportu linowego" itd.

Autor od 1994 roku pełni też funkcję przewodniczącego Komitetu Technicznego Polskiego Komitetu Normalizacyjnego Nr 163 ds. Lin i transportu linowego itd.

Dokładne przedstawienie dorobku AGH-KTL z tego zakresu przekracza ramy tego rozdziału. Poniżej przedstawiono jedynie referaty, które autor wygłosił na pięciu poprzednich konferencjach „Transport szybowy", zorganizowanych przez ITG KOMAG w latach 2001-2009, które były poświęcone omawianej problematyce. Pełne teksty tych prac zostały opublikowane w monografiach [4-7] i [9].

2.2. Tezy, cele i zakresy referatów wygłoszonych w latach 2001–2009

2.2.1. Rok 2001. Józef Hansel, Adam Zygmunt: „Sformułowanie problemu budowy krajowego systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych" [3]

W rozdziale przedstawiono stan wiedzy związany z systemami bezpieczeństwa obiektów technicznych oraz tezy i zakres pracy doktorskiej dr.inż. Adama Zygmunta, której celem była budowa krajowego systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych. W monografii zamieszczono również opis kilku wypadków śmiertelnych, jakie zaistniały w czasie obsługiwania górniczych wyciągów szybowych oraz zwrócono uwagę na związki pomiędzy „dokumentem bezpieczeństwa" a systemem zarządzania SMTP. Rozdział kończył się wstępną analizą wybranych sposobów oceny ryzyka.

W podsumowaniu autorzy stwierdzili, że ryzyko utraty zdrowia lub życia osób mających kontakt z górniczymi wyciągami szybowymi jest duże i należy podjąć działania zmierzające do jego zmniejszenia.

Stwierdzili też, że należy w pierwszej kolejności określić sposoby oceny i szacowania ryzyka oraz ustalić dopuszczalny (akceptowany) jego poziom. Następnie poprzez opracowane procedury systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych osiągać i utrzymywać określony poziom ryzyka minimalnym kosztem.

2.2.2. Rok 2003. Józef Hansel: „Polski system bezpieczeństwa górniczych wyciągów szybowych" [4]

Rozdział ten był związany z trzyletnim projektem badawczym KBN Nr 8 T12A 024 20 pt. „Budowa systemu zarządzania bezpieczeństwem procesów obsługiwania górniczych wyciągów szybowych", którego finansowanie rozpoczęło się w 2001 roku.

W pracy zamieszczono kilkanaście wniosków i argumentów o charakterze ogólnym i szczegółowym, które w ocenie autora uzasadniały budowę krajowego systemu bezpieczeństwa górniczych wyciągów szybowych.

Sformułowano następujące podstawowe założenia do zarządzania systemem bezpieczeństwa górniczych wyciągów szybowych:

1) Zarządzając systemem należy korzystać z dorobku teorii i praktyki zarządzania organizacjami nie nastawionymi na zysk.
2) System powinien być zarządzany przez cele strategiczne, taktyczne i operacyjne, przypisywane odpowiednio:
   - cele strategiczne (określone w skali całego kraju): naczelnym i centralnym organom władzy i administracji państwowej,
   - cele taktyczne (określone w skali całego kraju): jednostkom naukowo-badawczym i szkołom wyższym zajmującym się bezpieczeństwem

urządzeń transportu linowego i ich elementów itd. oraz PIP, UDT, TDT, WUG, PCA, PCBC, PKN (KT) itd.,

- cele operacyjne: jednostkom gospodarczym projektującym, wytwarzającym i eksploatującym górnicze wyciągi szybowe (kopalniom), organizacjom i osobom fizycznym spełniającym funkcję rzeczoznawcy itd.

3) Do osiągania celów systemu powinno się wykorzystać koncepcję stałego doskonalenia, proponowaną w istniejących normach z zakresu zarządzania: jakością, środowiskiem, bezpieczeństwem, niezawodnością itd.

4) Z uwagi na zachodzące zmiany państwowego nadzoru bezpieczeństwa, włączenie do polskiego systemu prawnego dyrektyw nowego podejścia, norm europejskich itp., system musi być elastyczny i funkcjonować w sposób dynamiczny, dostosowując się do zmieniających warunków zewnętrznych.

Podane też zostały przykładowe cele strategiczne, taktyczne i operacyjne prezentowanego systemu.

2.2.3. W roku 2005 zostały wygłoszone 2 prace bezpośrednio związane z niniejszym rozdziałem

2.2.3.1. Józef Hansel: „Opracowanie metodyki kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach węgla kamiennego – tezy, cele i zadania projektu badawczego” [5]

Pod wyżej wymienionym tytułem był realizowany projekt Nr 4 T12A 016 29 Ministerstwa Nauki i Informatyzacji, którego finansowanie rozpoczęło się w listopadzie 2005 roku. Sformułowane zostały następujące tezy projektu.

Teza 1. Istnieje potrzeba wyboru i przyjęcia jednolitej w skali kraju metody oceny ryzyka zawodowego osób obsługujących systemy maszynowe transportu pionowego (SMTP).

Teza 2. Wdrożenie w polskim górnictwie węgla kamiennego jednolitej w skali kraju metody oceny ryzyka zawodowego osób obsługujących SMTP, ułatwi podjęcie systemowych działań zmierzających do poprawy bezpieczeństwa osób obsługujących te systemy.

Teza 3. Istnieją metody, sposoby i środki kształtowania bezpieczeństwa SMTP w tym nadmiary bezpieczeństwa, których zastosowanie wpłynie na obniżenie wartości liczbowych ryzyka zawodowego osób obsługujących SMTP.

Teza 4. Istnieją możliwości poprawy bezpieczeństwa pracy osób obsługujących SMTP i równoczesnego obniżenia kosztów modernizacji i eksploatacji tych systemów.

Zostały sformułowane podane poniżej cele.

Celem strategicznym projektu jest poprawa bezpieczeństwa pracy osób obsługujących systemy maszynowe transportu pionowego w polskich kopalniach węgla kamiennego.

Celem poznawczym było wykazanie słuszności powyższych tez, zaś celami praktycznymi była realizacja pięciu zadań.

Zadanie 1: Analiza i ocena przyczyn i skutków uszkodzeń typu katastroficznego i parametrycznego elementów systemów maszynowych transportu pionowego pracujących w kopalniach węgla kamiennego (SMTP–KWK).

Zadanie 2: Analiza i ocena przyczyn i skutków wypadków śmiertelnych, ciężkich i lekkich osób obsługujących SMTP-KWK.

Zadanie 3: Wybór jednolitej w skali kraju metody analizy i oceny ryzyka zawodowego osób obsługujących SMTP-KWK.

Zadanie 4: Ogólna ocena poziomu i stanu technicznego górniczych wyciągów szybowych i innych podsystemów SMTP pracujących w kopalniach węgla kamiennego.

Zadanie 5: Analiza i ocena wpływu metod, sposobów i środków (nadmiarów bezpieczeństwa) na bezpieczeństwo SMTP.

Projekt ten był realizowany w latach 2005-2007. Wszystkie tezy projektu zostały udowodnione a cele osiągnięte.

2.2.3.2. Bogusław Chrószcz, Józef Hansel: „Problemy określania dopuszczalnego poziomu ryzyka zawodowego osób obsługujących systemy maszynowe transportu pionowego" [6]

W tym rozdziale opisano akty prawne związane z oceną ryzyka zawodowego, przedstawiono niektóre sposoby identyfikacji zagrożeń, zwrócono uwagę na organizację procesu oceny ryzyka oraz na aspekt ekonomiczny bezpieczeństwa. Krótko omówiono podstawowe normy techniczne związane z metodami i sposobami oceny ryzyka, systemami zarządzania bezpieczeństwem itd. Ponadto zamieszczono podstawowe informacje o opracowanych wzorach dokumentów (kart), które: charakteryzują stanowiska pracy, identyfikują zagrożenia na określonych stanowiskach pracy, pozwalają na ocenę ryzyka zawodowego osób obsługujących SMTP oraz informacje dotyczące opracowanego katalogu działań prewencyjnych i programu komputerowego zawierającego wyżej wymienione dokumenty oraz sposób ich wypełniania.

Rozdział ten był nie tylko związany z wcześniej opisanym projektem badawczym Nr 4 T12A 016 29, ale też z pracą doktorską Bogusława Chrószcza.

2.2.4. Rok 2007. Józef Hansel: „Niezawodność i bezpieczeństwo systemów maszynowych transportu pionowego – wyniki wybranych prac naukowych Katedry Transportu Linowego AGH" [7]

Do ważniejszych efektów poznawczych z tego zakresu autor pracy zaliczył:

– sformułowanie problemu niezawodności i bezpieczeństwa systemów maszynowych transportu pionowego jako systemów antropotechnicznych,

- przyjęcie, zdefiniowanie i poddanie pod publiczną dyskusję kilkudziesięciu terminów z zakresu niezawodności i bezpieczeństwa systemów maszynowych transportu linowego w tym przede wszystkim górniczych wyciągów szybowych,
- opracowanie metod i sposobów ilościowej oceny niezawodności i bezpieczeństwa SMTP i ich elementów,
- wyróżnienie i zdefiniowanie 12. nadmiarów bezpieczeństwa SMTP (wytrzymałościowego, strukturalnego, funkcjonalnego, parametrycznego, czasowego, informacyjnego, diagnostycznego, środków bezpieczeństwa, niezawodności człowieka, jakościowego, systemowego),
- opracowanie metodyki kształtowania niezawodności i bezpieczeństwa systemów maszynowych transportu linowego za pomocą wyżej wymienionych nadmiarów bezpieczeństwa,
- opracowanie ilościowej metody oceny bezpieczeństwa oraz metody prognozowania terminu wymiany lin stalowych i innych elementów SMTP, których zużycie ma charakter kumulacyjny itd.

W zakresie budowy systemu bezpieczeństwa górniczych wyciągów szybowych w Katedrze Transportu Linowego do 2007 roku:

- opracowano podstawowe zasady budowy systemu oraz określono jego zasoby (organizacyjne, ludzkie, rzeczowe, informacyjne i finansowe),
- sformułowano założenia do budowanego systemu zarządzania opisywanymi systemami i podsystemami,
- określono cele strategiczne, taktyczne i operacyjne zarządzania systemem bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach,
- opracowano system komputerowego wspomagania zarządzaniem bezpieczeństwa górniczych wyciągów szybowych,
- opracowano metodykę kształtowania bezpieczeństwa osób obsługujących górnicze wyciągi szybowe itd.,
- w końcowej fazie była budowa baz zasobów systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych.

W AGH-KTL został też opracowany – wdrażany na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki – system kształcenia i doskonalenia zawodowego, jak również certyfikacji specjalistów zajmujących się projektowaniem, wytwarzaniem, sprzedażą, budową i eksploatacją określonych urządzeń transportu linowego oraz ich elementów.

Na system ten składają się:

- studia stacjonarne i niestacjonarne,
- studia podyplomowe,
- szkolenia specjalistów w tym z zakresu badań magnetycznych lin.

2.2.5. Rok 2009. Józef Hansel: „Metodyka poprawy bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach” [9]

Opracowana i wdrażana metodyka jest między innymi wynikiem prac naukowych i naukowo-badawczych, które zostały przedstawione w pracach wygłoszonych w latach 2001-2007.

W tym rozdziale zamieszczono podstawowe informacje o wyżej wymienionej metodyce. Nieco szerzej opisano komputerowy system wspomagający zarządzanie bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych wraz z bazami danych zasobów tego systemu w tym z bazą danych górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych w polskich podziemnych zakładach górniczych.

Na wyżej wymienioną metodykę składają się:

- jednolity w skali kraju system zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych pracujących w polskich kopalniach,
- komputerowy system wspomagający zarządzanie bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych wraz z bazami danych o eksploatowanych w Polsce górniczych wyciągach szybowych i innych zasobach wyżej wymienionego systemu,
- wybrane metody i środki techniczne poprawiające bezpieczeństwo górniczych wyciągów szybowych,
- metodyka kształtowania ryzyka zawodowego osób obsługujących systemy maszynowe transportu pionowego,
- studia podyplomowe „Transport linowy – górnicze wyciągi szybowe”.

Autorami metodyki są:

1) prof.dr hab.inż. Józef Hansel (kierownik Zespołu) – Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie,
2) dr inż. Bogusław Chrószcz – Katowicki Holding Węglowy S.A., KWK „Wieczorek” w Katowicach,
3) mgr inż. Józef Koczwara – Wyższy Urząd Górniczy w Katowicach,
4) dr inż. Agnieszka Wcisło – Wyższa Szkoła Zarządzania i Bankowości w Krakowie,
5) dr inż. Rafał Wcisło – Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie,
6) dr inż. Adam Zygmunt – Urząd Górniczy do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych w Katowicach.

Opracowany w Akademii Górniczo-Hutniczej „Komputerowy system wspomagający zarządzanie bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych” umożliwia między innymi wprowadzenie, modyfikowanie, przeglądanie i analizowanie: szczegółowych danych dotyczących parametrów technicznych górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych w polskich kopalniach węgla kamiennego, rud miedzi i innych minerałów oraz informacji dotyczących innych baz danych np. rzeczoznawców, instytucji naukowo-badawczych, producentów itd.

Zasoby rzeczowe, instytucjonalne i osobowe, wprowadzane do bazy danych, zgodnie z podpisanym porozumieniem, zawartym pomiędzy Akademią Górniczo-Hutniczą i Wyższym Urzędem Górniczym są tworzone i aktualizowane wspólnie z Wyższym Urzędem Górniczym Departamentem Energomechanicznym oraz Urzędem Górniczym do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych. Metodyka ta, w grudniu 2008 roku, została wyróżniona w Ogólnopolskim Konkursie Poprawy Warunków Pracy nagrodą I stopnia Ministra Pracy i Polityki Społecznej w kategorii: prace naukowo-badawcze zastosowane w praktyce.

3. Informacje podstawowe o studiach podyplomowych „Transport linowy – górnicze wyciągi szybowe"

3.1. Cele, adresaci i oczekiwane kwalifikacje absolwentów studiów

Celem nadrzędnym (misją) studiów podyplomowych jest stała poprawa efektywności i bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach. Cel ten jest osiągany przez przygotowywanie specjalistów z zakresu projektowania, budowy i eksploatacji górniczych wyciągów szybowych.

Studia są adresowane do pracowników zatrudnionych w kopalniach węgla kamiennego, rud miedzi i innych minerałów, firmach zajmujących się budową i modernizacją górniczych wyciągów szybowych, jednostkach badawczych, w tym mających uprawnienia rzeczoznawców ds. ruchu zakładu górniczego oraz innych jednostkach nadzoru i kontroli bezpieczeństwa w górnictwie, w tym zajmujących się certyfikacją wyrobów i procesów. Ponadto studium adresowane jest do producentów i dostawców lin stalowych i stalowo-gumowych, wykładzin oraz innych elementów górniczych wyciągów szybowych itp.

Zajęcia są prowadzone przez pracowników Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki głównie Katedry Transportu Linowego i Wydziału Elektrotechniki, Automatyki, Informatyki i Elektrotechniki oraz wysokiej klasy specjalistów spoza AGH między innymi z Departamentu Energomechanicznego Wyższego Urzędu Górniczego i Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych.

Poza podstawową wiedzą, którą ma absolwent studiów inżynierskich na kierunku studiów: Mechanika i budowa maszyn oraz z zakresu projektowania, budowy i eksploatacji górniczych wyciągów szybowych, absolwenci studiów będą mieli również wiedzę z zakresu: prawa w technice, teorii i inżynierii bezpieczeństwa systemów antropotechnicznych w tym analizy i oceny ryzyka zawodowego, badań magnetycznych lin i diagnostyki innych elementów górniczych wyciągów szybowych, kierunków rozwoju transportu pionowego w Polsce i na świecie, aktualnych przepisów prawa górniczego, najnowszych metod, sposobów i środków technicznych poprawy bezpieczeństwa w szybach

górniczych, zasad budowy systemów zarządzania bezpieczeństwem transportu pionowego itd.

3.2. Plan i program ramowy studiów podyplomowych

Nowy plan studiów (liczba semestrów, liczby godzin i punktów kredytowych ECTS przypisane odpowiednim przedmiotom) – patrz tabela 1 i program, spełniające wymagania znowelizowanej w 2011 roku ustawy „Prawo o szkolnictwie wyższym", zostały zatwierdzone w dniu 29.04.2011 r. przez Radę Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH. Zaproponowane przedmioty zostały podzielone na 2 grupy. Pierwszą grupę stanowią przedmioty ogólne (około 40% liczby godzin zajęć dydaktycznych) są związane z kierunkiem studiów: Mechanika i budowa maszyn. Do drugiej grupy (około 60% liczby godzin) są zaliczane przedmioty specjalistyczne związane z górniczymi wyciągami szybowymi, kształtowaniem bezpieczeństwa SMTP w fazie ich projektowania, budowy i eksploatacji, prawem w górnictwie itp.

Praca końcowa, której strona tytułowa została pokazana na rysunku 1, będzie ściśle związana z zajmowanym stanowiskiem, zainteresowaniami oraz potrzebami jednostki organizacyjnej, która skierowała słuchacza na studia podyplomowe.

Treści kształtowania (zamieszczone w kolejnym punkcie tego opracowania) uwzględniające aktualne potrzeby polskiego górnictwa, aktualny stan prawny oraz wyniki prac naukowo-badawczych z zakresu teorii i praktyki bezpieczeństwa SMTP, zostały uzgodnione z dyrektorem Departamentu Energomechanicznego Wyższego Urzędu Górniczego i dyrektorem Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych.

4. Ramowe treści kształcenia przedmiotów kierunkowych studiów podyplomowych „Transport linowy – górnicze wyciągi szybowe"

4.1. Wybrane działy mechaniki technicznej (12 godz. wykładów)

Ruch względny punktu materialnego. Równania dynamiczne bryły. Zasady mechaniki. Szkodliwe i korzystne zjawiska drganiowe. Wpływ drgań na naprężenia dynamiczne. Dynamiczne tłumienie drgań mechanicznych. Metody analizy kinematycznej mechanizmów. Siły bezwładności i momenty sił bezwładności działające na człony mechanizmów w ruchu postępowym, obrotowym, płaskim. Zasady wyznaczania sił reakcji w mechanizmach oraz sił i momentów równoważących. Modelowanie tarcia w postępowych i obrotowych parach kinematycznych. Tarcie a sprawność mechanizmu. Wyrównoważenie wirników i mechanizmów płaskich. Warunki wyrównoważenia. Zasady budowy modeli dynamicznych mechanizmów z członami sztywnymi. Redukcja mas i sił. Równania dynamiczne mechanizmów. Modele dynamiczne górniczych wyciągów szybowych.

Plan studiów podyplomowych
Transport linowy – górnicze wyciągi szybowe
Kierunek studiów: Mechanika i budowa maszyn
Rok ak. 2011/2012

Lp.	Nazwa przedmiotu	Liczba godzin						Całkowita liczba godzin	Liczba punktów PK (ECTS)
		I semestr			II semestr				
1.	**Przedmioty kierunkowe**	W	S	L	W	S	L		
1.1	Wybrane działy mechaniki technicznej	8	4	-	-	-	-	12	3
1.2.	Podstawy wytrzymałości materiałów	-	-	-	8	4	-	12	3
1.3.	Napędy elektryczne i układy sterowania	-	-	-	8	-	4	12	3
1.4.	Diagnostyka techniczna	8	4	-	-	-	-	12	3
1.5	Prawo w technice i normalizacja	8	-	-	-	4	-	12	3
1.6.	Metody analizy i oceny ryzyka zawodowego	4	-	-	-	8	-	12	3
		Razem godzin na przedmioty kierunkowe i punktów kredytowych PK(ECTS)						**72**	**18**
2.	**Przedmioty specjalnościowe**	W	S	L	W	S	L		
2.1	Transport pionowy – urządzenia szybowe i przyszybowe	16	4	8	-	4	-	32	8
2.2.	Eksploatacja górniczych wyciągów szybowych	-	-	-	4	16	-	20	5
2.3.	Produkcja i eksploatacja lin wyciągowych	8	-	8	-	-	-	16	4
2.4.	Badania lin i innych elementów górniczych wyciągów szybowych	4	-	-	4	-	8	16	4
2.5	Przepisy bezpieczeństwa w górnictwie	-	-	-	8	8	-	16	4
2.6.	Metodyka kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego	4	4	-	-	12	-	20	5
		Razem godzin na przedmioty specjalnościowe i punktów kredytowych PK(ECTS)						**120**	**30**
3.	Praca końcowa	Liczba godzin indywidualnych konsultacji w dniach w których są prowadzone zajęcia						**8**	**16**
4.	Egzamin końcowy	Przewidziany jest dodatkowy dzień na egzamin						8	
5.	**Całkowita liczba godzin i punktów kredytowych PK (ECTS)**							**208**	**64**

Uwaga: Łącznie przewiduje się 12 spotkań po 2 dni (10 w Krakowie i 2 w Katowicach) + 1 dzień na egzamin końcowy, czyli łącznie 25 dni.

Kraków, dnia .....

AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA
WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ I ROBOTYKI
KATEDRA TRANSPORTU LINOWEGO

PRACA KOŃCOWA
STUDIÓW PODYPLOMOWYCH
„TRANSPORT LINOWY – GÓRNICZE WYCIĄGI SZYBOWE"

.....
(tytuł zawodowy, imię i nazwisko słuchacza studiów)

Miejsce pracy: .....
.....

Staż pracy/stanowisko: .....

TEMAT PRACY KOŃCOWEJ:

.....

Promotor (opiekun) pracy:

PLAN PRACY KOŃCOWEJ

Wykaz ważniejszych oznaczeń, spis tabel, rysunków itp.

1. Sformułowanie problemu (w tym geneza pracy, przyjęte terminy i ich definicje itd.).
2. Tezy, cele i zakres pracy.
3. Analiza i ocena stanu wiedzy (na podstawie literatury, patentów, raportów z prac badawczych i innych materiałów niepublikowanych itd.).
4. Analiza stanu prawnego i norm technicznych związanych z pracą.

. .....
. ..... } Inne punkty związane z rozwiązaniem problemu.
. .....
. .....

n-1. Wnioski końcowe i zakończenie pracy.
n. Materiały wykorzystane w pracy (w tym literatura, akty prawne, normy techniczne, patenty, materiały niepublikowane, strony internetowe itd.).

TERMIN ODDANIA PRACY: 25 maj 2012 r.

....
(akceptacja kierownika Studiów Podyplomowych) (podpis promotora (opiekuna) pracy)

Uwaga:
Prawa do wyników pracy mają jednostka delegująca słuchacza, AGH oraz autor i promotor na zasadach określonych w prawie autorskim, prawie własności przemysłowej lub/i ustawie o ochronie baz danych.

.....
podpis słuchacza studiów

Rys.1. Strona tytułowa pracy końcowej studiów podyplomowych „Transport linowy – górnicze wyciągi szybowe"

4.2. Podstawy wytrzymałości materiałów (12 godz. wykładów)

Podstawowe własności wytrzymałościowe materiałów sprężysto-plastycznych i kruchych. Stałe materiałowe: moduły E i G, liczba Poissona. Prawo Hooke'a. Omówienie warunków (bezpieczeństwa, sztywności, stateczności, ekonomiczności), jakie spełniać powinny obliczenia wytrzymałościowe. Obliczenia wytrzymałościowe na ścinanie techniczne na przykładzie połączeń sworzniowych, spawanych itp. Skręcanie – rozkład naprężeń, warunki bezpieczeństwa i sztywności. Zginanie – rozkład naprężeń, warunki bezpieczeństwa i sztywności. Stany naprężenia i odkształcenia – klasyfikacja, pojęcie kierunków i naprężeń głównych. Definicja wytężenia. Hipotezy wytężenia (energii odkształcenia postaciowego, maksymalnych naprężeń stycznych). Zjawisko zmęczenia materiału, wytrzymałość na zmęczenie. Obliczenia wytrzymałościowe podstawowych elementów górniczych wyciągów szybowych (lin nośnych i wyrównawczych, pędni i kół linowych, naczyń wyciągowych, zbrojenia szybowego itp.).

4.3. Napędy elektryczne i układy sterowania (12 godz. wykładów)

Klasyfikacja napędów. Podstawowe rodzaje napędów. Metody i sposoby zasilania różnych rodzajów napędów elektrycznych (napędy prądu stałego, napędy prądu przemiennego i napędów z przemiennikiem częstotliwości). Układy sterowania i automatycznej regulacji napędów prądu stałego i przemiennego. Kinematyka pracy napędów elektrycznych. Charakterystyki momentów obciążenia. Zapotrzebowanie mocy napędów. Optymalizacja doboru silnika napędu. Charakterystyki i dobór przekładni w układzie napędowym. Klasyfikacja i rodzaje sprzęgieł stosowanych w napędach. Klasyfikacja, rodzaje i charakterystyki hamulców stosowanych w napędach. Kinematyka procesów hamowania. Obliczenia hamulców stosowanych w układach napędowych, w których stosuje się sprzężenia cierne liny z kołem pędnym. Metody i układy sterowania hamulcami. Układy sterowania maszyn wyciągowych.

4.4. Diagnostyka techniczna (12 godz. wykładów)

Metrologia i diagnostyka. Pojęcia: pomiar, wielkość mierzalna, jednostka miary. Układ SI jednostek miar. Ocena stanu technicznego. Wskaźniki zużycia. Błędy rzeczywiste, błędy graniczne. Wyznaczanie błędów granicznych systematycznych i przypadkowych przy pomiarach bezpośrednich i pośrednich. Własności statyczne przetworników pomiarowych. Czułość, stała, funkcja przetwarzania, charakterystyka statyczna. Typowe struktury torów pomiarowych. Własności dynamiczne przetworników pomiarowych. Przetworniki idealne, przetworniki rzeczywiste. Błąd dynamiczny. Podstawowe rodzaje przetworników nieelektrycznych wykorzystywanych w pomiarach: siły, ciśnienia, temperatury, parametrów w ruchu drgającym, parametrów przepływu mediów ciekłych i gazowych. Podstawowe rodzaje przetworników elektrycznych generatorowych i parametrycznych oraz ich zastosowania w pomiarach wielkości nieelektrycznych. Przykłady metod, sposobów i środków technicznych służących do oceny stanu technicznego wybranych elementów górniczych wyciągów szybowych.

4.5. Prawo w technice i normalizacja (8 godz. wykładów + 4 godz. seminariów)

Podstawowa terminologia z zakresu prawa, techniki, normalizacji technicznej, bezpieczeństwa techniki i prawnej ochrony własności przemysłowej. Podziały prawa, funkcje prawa, podstawowe zasady prawa, kodyfikacja prawa. Podstawowe akty prawne i inne materiały źródłowe związane z wykładami i seminariami. Historia integracji europejskiej, instytucje europejskie. Źródła i zasady tworzenia prawa w UE i w Polsce. Polski system nadzoru i kontroli bezpieczeństwa techniki ukształtowany po wstąpieniu Polski do UE. Dyrektywy nowego podejścia jako podstawowe akty prawne UE z zakresu bezpieczeństwa techniki. Normy zharmonizowane z dyrektywami nowego podejścia. Normalizacja w UE, Europejskie Komisje Normalizacyjne. Normalizacja w Polsce. Polski Komitet Normalizacyjny (PKN), Komitety Techniczne PKN. Przedmioty ochrony własności intelektualnej wg polskiego: prawa własności przemysłowej, prawa autorskiego i ustawy o ochronie baz danych. Ochrona wynalazków, wzorów przemysłowych, wzorów użytkowych itd. jako istotny etap twórczej pracy inżynierów, pracowników naukowo-badawczych itd. Prawa własności i prawa osobiste twórców. Umowy licencyjne. Analiza i ocena innowacyjności polskiej techniki i gospodarki. Przykładowe patenty AGH zwiększające bezpieczeństwo górniczych wyciągów szybowych.

4.6. Metody analizy i oceny ryzyka zawodowego (4 godz. wykładów + 8 godz. seminariów)

Bezpieczeństwo jako podstawowa potrzeba człowieka. Piramida Masłowa. Systemy antropotechniczne. Podstawowa terminologia. Interdyscyplinarny charakter teorii i praktyki bezpieczeństwa systemów antropotechnicznych. Ryzyko zawodowe jako podstawowa miara bezpieczeństwa systemów antropotechnicznych. Ryzyko zawodowe w polskich aktach prawnych. Podstawowe cele oceny ryzyka zawodowego. Uproszczone metody i sposoby szacowania ryzyka zawodowego. Zaawansowane metody analizy i oceny ryzyka zawodowego. Ocena ryzyka zawodowego na wybranych stanowiskach pracy. Ujednolicona metodyka analizy i oceny ryzyka zawodowego osób obsługujących górnicze wyciągi szybowe.

5. Ramowe treści kształcenia przedmiotów specjalnościowych studiów podyplomowych „Transport linowy – górnicze wyciągi szybowe” [2]

5.1. Transport pionowy – urządzenia szybowe i przyszybowe (16 godz. wykładów + 8 godz. seminariów + 8 godz. laboratoriów)

5.1.1. Podział i podstawowe zadania i parametry techniczne szybów oraz górniczych wyciągów szybowych

Definicje: szybu górniczego, systemu maszynowego transportu pionowego (SMTP), górniczego wyciągu szybowego i maszyny wyciągowej. Zadania szybów górniczych. Podział szybów z uwagi na ich przeznaczenie. Podział górni-

czych wyciągów szybowych z uwagi na: głębokość szybów, liczbę i rodzaj naczyń wyciągowych, liczbę lin, rodzaje pędni linowych, zastosowanie oraz wady i zalety. Transport urobku z kilku poziomów wydobywczych. Dobór masy przeciwciężaru. Lokalizacja maszyn wyciągowych. Szkice wież wyciągowych, podstawowe wymiary wież wyciągowych. Stosowane podstawowe parametry kinematyczne i dynamiczne górniczych wyciągów szybowych (przyspieszenia i opóźnienia, prędkości jazdy w krzywkach i poza krzywkami, pojemności naczyń itd.). Obliczanie i dobór lin nośnych górniczych wyciągów szybowych. Współczynniki bezpieczeństwa. Dobór średnic lin nośnych. Liny wyrównawcze. Dobór masy jednostkowej lin wyrównawczych. Obliczanie podstawowych wymiarów pędni linowych (kół i bębnów pędnych, bębnów urządzeń jednobębnowych i dwubębnowych), kół kierujących i odciskowych. Obliczanie wydajności (godzinowej i dobowej) górniczych urządzeń wyciągowych dla różnych założonych wykresów przyspieszeń. Od czego zależą czasy dyspozycyjne górniczych wyciągów szybowych. Obliczanie i dobór mocy silników maszyn wyciągowych dla różnych założonych wykresów przyspieszeń. Wykresy sił chwilowych (momentów) statycznych, dynamicznych, oporu. Rodzaje napędów elektrycznych maszyn wyciągowych: podział, sposoby regulacji prędkości itd. Zasady doboru układu tarczy szybu wydobywczego i materiałowo-zjazdowego. Zasady doboru i obliczanie parametrów układu prowadzenia po prowadnikach sztywnych. Zasady doboru i obliczanie parametrów technicznych połączeń kotwiowych w zbrojeniach szybów. Zasady doboru i obliczanie parametrów technicznych układu prowadzenia linowego. Obciążenia uwzględniane przy obliczaniu głowicy naczynia wyciągowego. Obciążenia uwzględniane przy obliczaniu cięgieł nośnych naczynia wyciągowego urządzeń z kołem pędnym oraz bębnowych bez lin wyrównawczych i ich wpływ na masę własną naczyń wyciągowych.

5.1.2. Sprzężenie cierne na kołach i bębnach pędnych, wyznaczanie charakterystyk napędów

Sprzężenie cierne. Równanie Eulera. Pojęcia nadwagi rzeczywistej i dopuszczalnej siły odwodowej. Definicja terminu „stopnia pewności przed poślizgiem". Obliczanie wartości liczbowej „stopnia pewności przed poślizgiem" dla wyróżnionych stanów ruchu naczyń wyciągowych. Sposób obliczania przyspieszeń i opóźnień krytycznych. Wykładziny kół i bębnów pędnych maszyn wyciągowych. Wymagania stawiane wykładzinom. Badania wykładzin. Wpływ parametrów technicznych oraz warunków pracy na wartości współczynnika tarcia (sprzężenia ciernego) pomiędzy liną a wykładziną koła pędnego. Sposoby zwiększania stopnia pewności przed poślizgiem w górniczych wyciągach szybowych. Specyficzne problemy bębnów ciernych górniczych wyciągów szybowych wielolinowych. Wyznaczanie charakterystyki obciążenia silnika prądu stałego. Wyznaczanie charakterystyki silnika prądu przemiennego zasilanego z układu przemiennika częstotliwości ACS. Obliczanie wymaganych momentów dla stanów ustalonych i nieustalonych pracy napędu.

5.1.3. Podszybia i nadszybia szybów wyposażonych w wyciągi klatkowe

Stosowane wozy kopalniane w polskich kopalniach. Obliczanie oporów ruchu wozów kopalnianych. Urządzenia przyszybowe. Mechanizmy obiegów wozów. Obiegi wozów w podszybiach wyciągów klatkowych. Obiegi wozów w nadszybiach wyciągów klatkowych.

5.1.4. Podszybia i nadszybia szybów wyposażonych w wyciągi skipowe

Urządzenia wyładowcze wozów. Urządzenia załadowcze skipów. Urządzenia pomocnicze w podszybiach. Obiegi wozów w podszybiach. Wyposażenie nadszybi wyciągów skipowych. Zbiorniki wyrównawcze na podszybiach i nadszybiach. Wpływ pojemności zbiorników na wydajność.

5.2. Eksploatacja górniczych wyciągów szybowych (4 godz. wykładów + 16 godz. seminariów) [13-16]

Informacje ogólne dotyczące eksploatacji obiektów technicznych – stany eksploatacyjne. Akty prawne określające warunki eksploatacji (prowadzenia ruchu) w podziemnych zakładach górniczych. Rodzaje i zakres dokumentacji prowadzenia ruchu. Zakres „dokumentu bezpieczeństwa" zakładu górniczego. Zakres prawnych wymagań dotyczących szczegółowych zasad prowadzenia ruchu urządzeń transportu pionowego. Wymagania techniczne i eksploatacyjne dotyczące lin nośnych, lin wyrównawczych, lin prowadniczych i odbojowych (współczynniki bezpieczeństwa, częstotliwość kontroli stanu technicznego, badania magnetyczne lin wyciągowych itd.). Wymagania techniczne dotyczące wież szybowych (belek odbojowych, podchwytów, ustawienia kół linowych itd.). Wymagana dotyczące eksploatacji wież szybowych i ich elementów w tym zakres i częstotliwość kontroli kół linowych – kierujących – odciskowych. Wymagania techniczne dotyczące sztywnego prowadzenia naczyń wyciągowych i zbrojenia szybów. Zakres i częstotliwość kontroli sztywnego prowadzenia naczyń i zbrojenia szybów (metody oceny kontroli stanu technicznego). Linowe prowadzenie naczyń wyciągowych – wymagania techniczne i eksploatacyjne. Wymagania techniczne i eksploatacyjne dotyczące sztucznych den szybów, rząpia i innych urządzeń pomocniczych szybu. Wymagania techniczne i eksploatacyjne dotyczące maszyn wyciągowych. Zakresy i częstotliwość kontroli maszyn wyciągowych. Wymagania obliczania i kontrole nastawów hamulców maszyn wyciągowych. Hamowanie bezpieczeństwa – opóźnienia krytyczne. Eksploatacja urządzeń przyszybowych (wrót szybowych, zapór szybowych, hamulców torowych, pomostów wahadłowych itd.). Wymagania techniczne dotyczące naczyń wyciągowych i przeciwciężarów. Eksploatacja i kontrola naczyń wyciągowych i przeciwciężarów. Eksploatacja i kontrola zawieszeń nośnych naczyń wyciągowych i lin wyciągowych. Wymagania techniczne dotyczące urządzeń hamujących na wolnych drogach przejazdu. Eksploatacja i kontrola urządzeń hamujących na wolnych drogach przejazdu. Wymagania techniczne

i eksploatacyjne dotyczące wyciągów pomocniczych i wind frykcyjnych. Zakresy obowiązków i wymagania stawiane maszynistom i sygnalistom szybowym. Prowadzenie robót szybowych. Wymagania stawiane osobom przeprowadzającym kontrolę stanu technicznego wyciągów szybowych.

5.3. Projektowanie, wytwarzanie i zasady doboru lin stalowych (8 godz. wykładów + 8 godz. laboratoriów)

Kryteria podziału lin stalowych z uwagi na własności lin i ich zastosowanie. Technologia produkcji drutów. Technologia skręcania lin. Metody stabilizacji własności sprężystych lin. Zastosowanie metod cyfrowych do obliczania parametrów konstrukcyjnych lin. Korzyści z zastosowaniem tych metod. Liny o punktowym i liniowym styku drutów w splotkach. Liny o powierzchniowym styku drutów. Kierunki rozwoju konstrukcji lin stalowych i ograniczenia z tym związane. Zasady doboru lin z uwagi na ich przeznaczenie (nośne, wyrównawcze, prowadnicze) oraz głębokość szybu. Zasady doboru lin z uwagi na wartość współczynnika bezpieczeństwa (sprawności wytrzymałościowe lin), obliczenia sprawdzające. Wymagania stawiane linom dla głębokich szybów, definicje odkrętności lin i sposoby obliczania momentu odkrętu lin. Zasady prawidłowej eksploatacji i konserwacji lin wyciągowych. Podstawowe deformacje lin i przyczyny ich występowania. Procesy zużyciowe lin wyciągowych. Normowe badania odbiorcze drutów i lin wyciągowych. Analiza czynników wpływających na trwałość zmęczeniową lin stalowych.

5.4. Badania lin i innych elementów górniczych wyciągów szybowych (8 godz. wykładów + 8 godz. laboratoriów)

Badania magnetyczne lin stalowych i stalowo-gumowych. Podstawy fizyczne metody magnetycznej pola stałego. Wielkości i jednostki charakteryzujące stałe pole magnetyczne. Budowa aparatury pomiarowej – schemat funkcyjny głowicy pomiarowej i rejestratora. Podział czujników pomiarowych. Czujniki indukcyjne typu LF. Czujniki hallotronowe typu LMA. Kalibracja czujników indukcyjnych. Kalibracja czujników hallotronowych. Krzywa magnesowania. Własności metrologiczne głowic pomiarowych. Impuls siły elektromotorycznej i jego charakterystyka. Obliczanie stopnia zużycia lin stalowych i stalowo-gumowych. Normy na ocenę stopnia zużycia lin stalowych i stalowo-gumowych. Przepisy związane z badaniami magnetycznymi lin stalowych i ich interpretacja. Technologie badań magnetycznych lin wyciągowych (nośnych, wyrównawczych, prowadniczych) w różnych warunkach eksploatacyjnych. Interpretacja wyników badań magnetycznych w dziedzinie częstotliwościowej. Badania elementów górniczych wyciągów szybowych przez rzeczoznawców ds. ruchu zakładu górniczego.

5.5. Przepisy bezpieczeństwa w górnictwie (16 godz. seminariów) [13-16]

Prawo geologiczne i górnicze oraz rozporządzenia związane z górniczymi wyciągami szybowymi. Organy nadzoru górniczego w Polsce, informacje ogólne. Dopuszczenia wyrobów do stosowania w podziemnych zakładach górniczych. Elementy górniczych wyciągów szybowych, których stosowanie w podziemnych zakładach górniczych wymaga dopuszczenia Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego. Wymagania techniczne dotyczące maszyn wyciągowych (silników, linopędni, przekładni, układów sterowania i regulacji prędkości, układu smarowania, hamowania bezpieczeństwa, awaryjnego hamowania za pomocą silnika, blokowania maszyny wyciągowej, zabezpieczeń przed przekroczeniem maksymalnej prędkości, zabezpieczeń przed przejazdem skrajnych poziomów technologicznych, stanowiska sterowniczego hamulców itd.). Wymagania techniczne dotyczące maszyn wyciągowych wyciągów szybowych pomocniczych. Wymagania techniczne dotyczące wytrzymałości naczyń wyciągowych. Wymagania techniczne dotyczące prowadzenia naczyń wyciągowych. Wymagania techniczne dotyczące kół linowych. Wymagania techniczne dotyczące zawieszeń lin wyciągowych, wyrównawczych, prowadniczych i odbojowych. Wymagania dotyczące zawieszenia nośnych naczyń wyciągowych. Wymagania techniczne dotyczące wciągarek wolnobieżnych w tym wind frykcyjnych. Wymagania techniczne dotyczące sygnalizacji szybowej (zasilania, sygnalizacji jednouderzeniowej, sygnalizacji alarmowej, sygnalizacji „rewizja szybu", łączności szybowej, blokowania hamulca manewrowego, sygnalizacji pośpiesznej albo pomocniczej, jeżeli jazda ludzi prowadzona jest w zastosowaniem stanowisk pomocniczych). Jednostki upoważnione do przeprowadzania badań i oceny wyrobów, których stosowanie w podziemnych zakładach górniczych wymaga dopuszczenia Prezesa WUG. Zadania rzeczoznawcy ds. ruchu zakładu górniczego. Rzeczoznawcy do spraw ruchu zakładu górniczego w zakresie dotyczącym górniczych wyciągów szybowych.

5.6. Metodyka kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego (4 godz. wykładów + 16 godz. seminariów) [3-12]

Analiza i ocena bezpieczeństwa polskiego górnictwa. Sformułowanie problemu niezawodności i bezpieczeństwa systemów maszynowych transportu pionowego (SMTP) – wskaźniki niezawodności i bezpieczeństwa. Analiza i ocena przyczyn i skutków uszkodzeń parametrycznego i katastroficznego systemów maszynowych transportu pionowego (SMTP). Wpływ zbiorników wyrównawczych na wydajność SMTP. Kształtowanie bezpieczeństwa SMTP za pomocą nadmiarów bezpieczeństwa. Jednolity w skali kraju system zarządzania bezpieczeństwem SMTP. Komputerowy system wspomagania zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych. Metody, sposoby i środki techniczne poprawiające bezpieczeństwo górniczych wyciągów szybowych. Ocena poziomu

i stanu technicznego górniczych wyciągów szybowych pracujących w Polsce. Określenie kierunków modernizacji SMTP w Polsce. Kierunki rozwoju SMTP w Polsce i innych krajach.

6. Dyrektywa nowego podejścia w sprawie bezpieczeństwa górniczych wyciągów szybowych

6.1. Argumenty przemawiające za opracowaniem dyrektywy wyciągowej

Od kilkunastu lat autor głosi tezę o celowości opracowania – z polskiej inicjatywy – projektu dyrektywy nowego podejścia UE poświęconej bezpieczeństwu górniczych wyciągów szybowych [4, 9].

Za opracowaniem takiej dyrektywy przemawiają między innymi podane poniżej argumenty:

1. Opracowane polskie akty prawne związane z górniczymi wyciągami szybowymi obowiązują jedynie na terenie Polski. Przepisy te mają charakter krajowy i tylko w części spełniają założenie celów „nowego podejścia", które zostały określone w rezolucji Rady Unii Europejskiej tj. z dnia 7 maja 1985 roku oraz z 21 grudnia 1989 roku, poświęconej „globalnemu podejściu" do oceny zgodności wyrobów.
2. Polska jest krajem w UE, w którym jeszcze długo będzie pracowało około 320 górniczych wyciągów szybowych, czyli więcej niż w pozostałych 26. krajach Unii. Brak zainteresowania UE „dyrektywą wyciągową" jest szansą dla polskiego przemysłu nie tylko wydobywczego.
3. W polskich zakładach górniczych są stosowane oryginalne – w skali światowej – rozwiązania techniczne (metody badań, przyrządy pomiarowe, elementy górniczych wyciągów szybowych, które istotnie zwiększają bezpieczeństwo SMTP. Wprowadzenie do norm zharmonizowanych z dyrektywą wyciągową tych rozwiązań byłoby bardzo dobrą promocją polskiej techniki i ułatwiłoby ich eksport nie tylko do krajów UE.
4. Polscy specjaliści (na razie) są przygotowani merytorycznie do opracowania „dyrektywy wyciągowej" i pakietu norm zharmonizowanych z tą dyrektywą. Punktem wyjścia powinien być duży polski dorobek prawny i normalizacyjny Polski z zakresu górniczych wyciągów szybowych.

6.2. Zakres i postać „dyrektywy wyciągowej" i norm zharmonizowanych z tą dyrektywą

1. Kraje członkowskie są odpowiedzialne za zapewnienie bezpieczeństwa górniczych urządzeń wyciągowych na wszystkich etapach ich życia, tj. projektowania i produkcji, wprowadzania do obrotu i w czasie eksploatacji. Tam gdzie tego wymaga prawo geologiczne i górnicze musi być oceniany wpływ budowy i eksploatacji górniczych wyciągów szybowych na środowisko naturalne.

2. „Dyrektywa wyciągowa” musi być zharmonizowana w innymi dyrektywami Wspólnoty, chociaż zgodność z zasadniczymi wymaganiami określonymi w „dyrektywie wyciągowej” może wymagać oddzielnych specjalnych „europejskich uściśleń” opracowanych dla tego celu. „Europejskie uściślenie” oznacza wspólną techniczną specyfikację, europejskie zatwierdzenie techniczne, normy europejskie przeniesione do krajowych zbiorów norm technicznych.
3. Normy zharmonizowane o charakterze ogólnym powinny dotyczyć:
   – terminologii, podstawowych podziałów, charakterystyk itd.,
   – pakietu norm z zakresu wymagań ogólnych dotyczących bezpieczeństwa wyprowadzonych do użytku górniczych wyciągów szybowych,
   – pakietu norm z zakresu wymagań ogólnych dotyczące eksploatacji górniczych wyciągów szybowych, w tym metod oceny ryzyka, badań i kontroli, budowy dokumentów bezpieczeństwa itd.
4. Ponadto normy zharmonizowane powinny obejmować, między innymi, wszystkie podsystemy i elementy górniczych wyciągów szybowych: wież szybowych, maszyn wyciągowych (pędni linowych, urządzeń sygnalizacji szybowej i sterowniczo-sygnałowych), kół linowych kierujących i odciskowych, wykładzin pędni linowych, kół kierujących i odciskowych, lin wyciągowych, w tym lin stalowo-gumowych, zawieszeń lin wyciągowych, naczyń wyciągowych i przeciwciężarów, zawieszeń naczyń wyciągowych i przeciwciężarów, sztywnego i linowego (podatnego prowadzenia naczyń wyciągowych), wyposażenia szybu, wyposażenia przyszybii górniczych wyciągów szybowych, zabezpieczeń szybowych (szybów) i w wielu innych elementów.

Literatura

1. Hansel J.: Problemy niezawodności górniczych systemów maszynowych. Zeszyty Naukowe AGH nr 464, Kraków 1974.
2. Hansel J., Kawecki Z.: Transport pionowy. Urządzenia szybowe i przyszybowe. Wydawnictwo AGH, Kraków 1989.
3. Hansel J., Zygmunt A.: Sformułowanie problemu budowy krajowego systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych. Efektywne i bezpieczne systemy transportowe w zakładach górniczych. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2001.
4. Hansel J.: Polski system bezpieczeństwa wyciągów szybowych. Transport szybowy 2003, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2003.
5. Hansel J.: Opracowanie metodyki kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach węgla kamiennego – tezy, cele i zadania projektu badawczego. Transport szybowy 2005, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2005.

6. Hansel J., Chrószcz B.,: Problemy określania dopuszczalnego poziomu ryzyka zawodowego osób obsługujących systemy maszynowe transportu pionowego. Transport szybowy 2005. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2005.
7. Hansel J.: Niezawodność i bezpieczeństwo systemów maszynowych transportu pionowego – wyniki wybranych prac naukowych Katedry Transportu Linowego AGH. Transport szybowy 2007. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2007.
8. Praca zbiorowa pod redakcją Józefa Hansela pt. „Metodyka kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego". Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt nr 40, Kraków 2007.
9. Hansel J.: Aktualne problemy transportu pionowego w polskich kopalniach węgla kamiennego, rud miedzi i innych minerałów. Szkoła Eksploatacji Podziemnej 2007, Wyd. PAN IGSMiE, Kraków 2007.
10. Hansel J.: Metodyka poprawy bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach. Transport szybowy 2009, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2009.
11. Hansel J., Chrószcz B.: Metody i sposoby oceny bezpieczeństwa pracy w górnictwie polskim. Rozdział 2 serii Monografie „Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego". CBiDGP, Lędziny 2010.
12. Hansel J.: Kształtowanie bezpieczeństwa systemów maszynowych transportu pionowego w kopalniach. Problemy Eksploatacji ITE nr 1/2011, Radom 2011.

Regulacje prawne

13. Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. Prawo geologiczne i górnicze. Ustawę przekazano Prezydentowi do podpisu dnia 15.06.2011 r.
14. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 139, poz. 1169).
15. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 124, poz. 862 i 863).
16. Rozporządzenie Rady Ministrów w sprawie dopuszczenia wyrobów w zakładach górniczych (Dz.U. Nr 99, poz. 1003 z 2005 r., Nr 80, poz. 695 oraz Nr 249, poz. 1853 z 2007 r.).

Bezpieczeństwo prowadzenia naczyń wyciągowych w szybach o dużym zróżnicowaniu korozyjnego zużycia prowadników i dźwigarów

Marek Płachno – Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wprowadzenie

Duże zróżnicowanie korozyjnego zużycia prowadników i dźwigarów występuje głównie w szybach, w których remont dźwigarów wykonuje się bez ograniczania zadań transportowych szybu. W takich przypadkach prace remontowe w szybie prowadzi się w systemie okresowej wymiany tylko najbardziej zużytych dźwigarów, które bezpośrednio przed wymianą mają nierzadko kilka razy mniejszą sztywność, niż montowane w ich miejsce dźwigary nowe. Wymiana dźwigara zużytego na nowy zapewnia w miejscu jej dokonania zamierzone zwiększenie bezpieczeństwa zbrojenia szybu, jednak powoduje duży lokalny wzrost parametrów sztywności konstrukcji zbrojenia. Z tego powodu, w innych miejscach konstrukcji zbrojenia szybu, w których występują elementy o dużym zużyciu przeznaczone do wymiany w następnej kolejności, ich bezpieczeństwo może ulec istotnemu zmniejszeniu. Ten problem podjęto w niniejszym rozdziale.

2. Ocena bezpieczeństwa prowadzenia naczyń wyciągowych ze względu na zużycie korozyjne prowadników i dźwigarów

Omawianą ocenę bezpieczeństwa prowadzenia naczyń wyciągowych wykonuje się często na podstawie tylko jednego parametru tego bezpieczeństwa, tj. rozkładu po głębokości szybu zużycia ścianek poszczególnych prowadników i dźwigarów. Taki rozkład jest zwykle zbiorczym zestawieniem wyników rutynowego pomiaru rzeczywistych grubości tych ścianek, uporządkowanym względem numerów kolejnych dźwigarów w szybie. Pomiar rzeczywistych grubości ścianek prowadników i dźwigarów jest wykonywany okresowo, według warunków podanych w p. 5.13.9.4 załącznika nr 4 do Rozporządzenia [9].

Należy zwrócić uwagę, że przedstawione podejście do omawianej oceny ukształtowało się wskutek obowiązującego do sierpnia 2006 r. bezwzględnego wymogu przepisów górniczych, nakazującego wymianę prowadników i dźwigarów po osiągnięciu przez ich ścianki zużycia przekraczającego 50% pierwotnego wymiaru nominalnego. W praktyce oznaczało to konieczność wymiany każdego z tych elementów, jeżeli wynik pomiaru grubości jego ścianki wskazał na takie zużycie.

Od sierpnia 2006 r. ten wymóg nie jest już bezwzględny, a jego złagodzenie było możliwe po opracowaniu przez zaplecze badawcze polskiego górnictwa sprawdzonej metody pomiaru sił rzeczywistych oddziaływania naczyń

wyciągowych na zbrojenie szybu, umożliwiającej także wyznaczanie rozkładu po głębokości szybu maksymalnych wartości takich sił. Nietrudno bowiem stwierdzić, że taki rozkład zapewnia możliwość wykonywania oceny bezpieczeństwa prowadzenia naczyń w szybie nie ze względu na arbitralne kryterium 50% ubytku grubości ścianki, ale ze względu na kryterium merytoryczne, jakim są wymagane współczynniki bezpieczeństwa prowadników i dźwigarów podane w p. 5.13.6.7 i 5.13.6.8 załącznika nr 4 do Rozporządzenia [9] oraz dopuszczalne ugięcia torów prowadzenia naczynia, wynikające z zapisów zawartych w § 462 oraz § 475 tegoż Rozporządzenia.

Nowe podejście do oceny bezpieczeństwa prowadzenia naczyń w szybie jest stosowane już w kilkunastu szybach. W tych szybach, rzeczywisty stan bezpieczeństwa każdego z prowadników i dźwigarów tworzących tory prowadzenia naczyń w szybie ocenia się na podstawie porównywania ze sobą rozkładu po głębokości szybu zużycia elementów zbrojenia i rozkładu maksymalnych sił rzeczywistego oddziaływania naczyń wyciągowych na to zbrojenie.

Jak nietrudno stwierdzić, taka ocena omawianego bezpieczeństwa jest szczególnie przydatna dla szybów o zaawansowanym zużyciu eksploatacyjnym prowadników i dźwigarów, ponieważ pozwala racjonalnie rozwiązywać problemy remontu zbrojenia szybu nie tylko z uwagi na utrzymywanie wymaganego bezpieczeństwa tego zbrojenia, ale także ze względu na zadania transportowe szybu oraz możliwości użytkownika tego szybu.

3. Metoda pomiaru sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybów przydatna do wyznaczania rozkładu po głębokości szybu maksymalnych wartości tych sił

Istotą omawianej metody [6, 7] jest autorskie rozwiązanie pomiaru oraz przeliczania w dziedzinie częstotliwości przyspieszeń i przemieszczeń poziomych naczynia wyciągowego na siły rzeczywiste oddziaływania tego naczynia na zbrojenie szybu. Z praktycznych zastosowań omawiana metoda jest znana jako metoda AGH-WIMiR.

Podstawą omawianej metody jest teoria zaproponowana w [4, 5], którą nazwano w [6, 7] *interpretacją częstotliwościową poziomych przyspieszeń naczyń wyciągowych*. Rozwinięciem tej teorii, zrealizowanym w zakresie projektu [2], jest specjalne zaplecze pomiarowo-obliczeniowe, zapewniające, za pomocą autorskich rozwiązań aparaturowych i obliczeniowych, wyznaczanie oraz weryfikację sił rzeczywistych oddziaływania naczynia wyciągowego na zbrojenie szybu, występujących zarówno w warunkach normalnej pracy prowadnic krążkowych tego naczynia, jak i w warunkach defektu jego prowadnicy krążkowej.

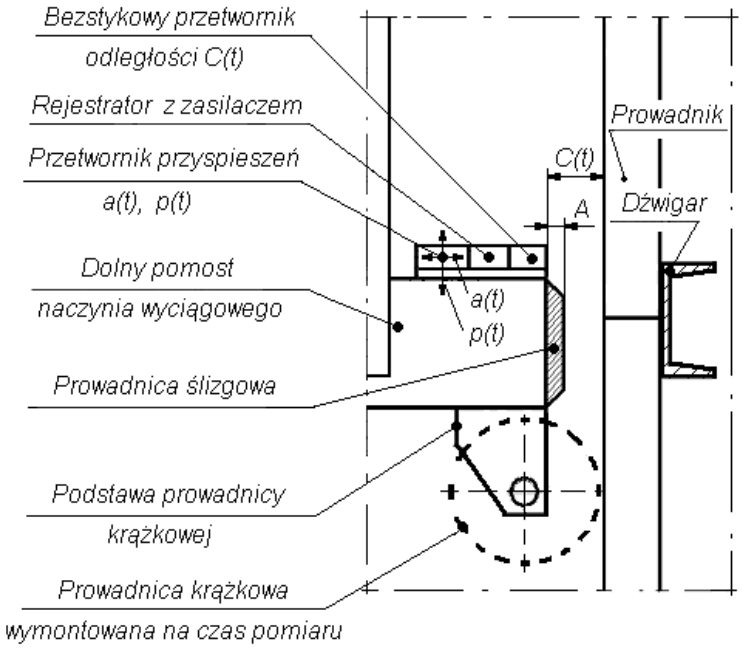
Do wyznaczania rozkładu po głębokości szybu maksymalnych wartości przedmiotowych sił przydane są pomiary wykonywane omawianą metodą

według schematu pokazanego na rysunku 1, tj. w warunkach intensywnej pracy prowadnicy ślizgowej bez udziału krążka prowadnicy.

Jak pokazuje rysunek 1, sygnały pomiarowe omawianej metody są wytwarzane przez układ pomiarowy, który:

- wykonuje pomiar w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej na zbrojenie bez udziału krążka prowadnicy, wymontowanego na czas pomiaru,
- zachowuje naturalną sztywność układu „naczynie–zbrojenie", ponieważ nie ingeruje w naturalne oddziaływanie prowadnicy ślizgowej naczynia na zbrojenie szybu,
- jest wyposażony w niezależny tor pomiarowy do dokładnej lokalizacji kontaktów ślizgowej prowadnicy z prowadnikami, którym jest obwód sygnałowy bezstykowego przetwornika odległości *C(t).*

Podczas pracy układu pomiarowego, wszystkie sygnały pomiarowe wytwarzane przez przetworniki tego układu, w tym przyspieszenia *a(t)* i *p(t)* oraz odległość *C(t)* naczynia od prowadnika przynależnego do obserwowanego toru prowadzenia, są zapisywane synchronicznie w pamięci rejestratora cyfrowego. Z tego rejestratora, po zakończeniu pomiaru i odłączeniu układu od naczynia, zarejestrowane sygnały są przepisywane elektronicznie do pamięci komputera zewnętrznego.



Rys.1. Układ do pomiaru maksymalnych sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybu stosowany w metodzie AGH-WIMiR [6, 7]

Do przepisania sygnałów stosuje się specjalny program komputerowy o nazwie **AnTrans**. Natomiast do przeliczenia przepisanych sygnałów na zmierzone siły stosuje się program komputerowy specjalny o nazwie **AnPro**, wykonujący obliczenia według następującej formuły [6, 7]:

$$F(t) = M \cdot s(t) \cdot FFT^{-1}\{\eta(f) \cdot FFT[a(t)]\} \tag{1}$$

gdzie:

$F(t)$ – przebieg pomiarowy zmierzonych sił oddziaływana naczynia wyciągowego na obserwowany tor prowadzenia,

M – całkowita masa naczynia wyciągowego (bez zawieszeń) podczas pomiarów,

$s(t)$ – zerojedynkowy przebieg czasowy, który ma wartość 0 dla tych chwil pomiaru przyspieszeń $a(t)$ oraz odległości $C(t)$, w których prowadnica zadająca na zbrojenie siły mierzone nie stykała się z prowadnikami obserwowanego toru prowadzenia, natomiast ma wartość 1 dla pozostałych chwil tego pomiaru,

FFT^{-1} – operator transformacji Fouriera przebiegu częstotliwościowego na przebieg czasowy,

$\eta(f)$ – charakterystyka częstotliwościowa udziału masy naczynia w siłach prowadzenia obliczona w sposób opisany w [7] dla naczynia, przy którym wykonano pomiar,

FFT – operator transformacji Fouriera przebiegu czasowego na przebieg częstotliwościowy.

Integralną częścią omawianej metody jest fizyczna weryfikacja jej wyników, która w przypadku wyników pomiaru wykonanego w warunkach intensywnej pracy prowadnicy ślizgowej bez udziału krążka prowadnicy jest wykonywana ze względu na rzeczywistą sztywność dźwigarów, rzeczywiste zużycie prowadników oraz rzeczywiste nierówności badanego toru prowadzenia naczynia wyciągowego.

Istota omawianej weryfikacji polega na tym, że po przyporządkowaniu weryfikowanego wyniku do określonego odcinka obserwowanego toru prowadzenia, można – niezależnie od tego wyniku – obliczyć jego spodziewaną wartość F_S ze wzoru [7]:

$$F_S = k_Y \cdot \Delta \cdot \varepsilon \tag{2}$$

gdzie:

k_z – współczynnik sztywności dźwigarów odpowiadający analizowanemu odcinkowi obserwowanego toru prowadzenia naczynia, wyznaczony w sposób opisany w pracy [1] poprzez analizę sygnałów pomiarowych, z których uzyskano weryfikowany wynik, kN/mm,

Δ – nierówność obserwowanego toru prowadzenia odpowiadająca analizowanemu odcinkowi tego toru, określana zwykle jako bezwzględna różnica odległości od pionu dwu kolejnych dźwigarów, odczytana z wyników kontrolnego pomiaru prostoliniowości, wykonanego w szybie dla obser-

wowanego toru prowadzenia zgodnie z wymogiem p. 5.13.9.6 załącznika nr 4 do Rozporządzenia [9], mm,

ε – bezwymiarowy współczynnik interakcji naczynia wyciągowego i zbrojenia szybu, określany za pomocą wzoru:

$$\varepsilon = (1{,}8343 + 0{,}0655s + 0{,}1009s^2 - 0{,}0007s^3) \cdot \left(10^{-3} \cdot \frac{m \cdot v^2}{k_Z \cdot L^2} \right) w \tag{3}$$

w którym:

m – masa zastępcza naczynia wyciągowego zredukowana do prowadnicy ślizgowej, przy której wykonywano pomiar, obliczona za pomocą zależności podanych w [7], Mg,

L – pionowy odstęp dźwigarów dla analizowanego odcinka toru prowadzenia naczynia, m,

v – prędkość naczynia wyciągowego podczas przejazdu analizowanego odcinka toru prowadzenia, m/s,

w – wykładnik potęgowy obliczony jako:

$$w = 0{,}4769 + 0{,}0234s - 0{,}0003s^2 \tag{4}$$

gdzie

s – iloraz sztywności analizowanego odcinka toru prowadzenia obliczany zwykle ze wzoru [7]:

$$s = \left(0{,}5 + \frac{0{,}015 \cdot k_Z \cdot L^3}{EJ_p} \right)^{-1} \tag{5}$$

w którym EJ_P jest sztywnością przekroju prowadników tworzących analizowany odcinek toru prowadzenia, obliczoną w kN/mm z uwzględnieniem rzeczywistego zużycia tych prowadników.

Należy zwrócić uwagę, że pozytywny rezultat tak wykonanej weryfikacji wyników omawianego pomiaru daje wiarygodną postawę do predykcji maksymalnych sił spodziewanych na tych odcinkach toru prowadzenia, na których podczas pomiarów nie wystąpił kontakt prowadnicy ślizgowej z prowadnikami. Dla tych odcinków uzyskuje się sygnały pomiarowe odpowiadające zerowej wartości mierzonej siły, które z tego powodu nie są przydatne do wyznaczenia współczynników k_z sztywności dźwigarów występujących na tych odcinkach. Takim odcinkom można jednak bez istotnego błędu przypisać współczynniki k_z wyznaczone dla innych odcinków obserwowanego toru prowadzenia, a zerowe wartości sił zmierzonych zastąpić wartościami obliczonymi za pomocą wzorów (2)÷(5).

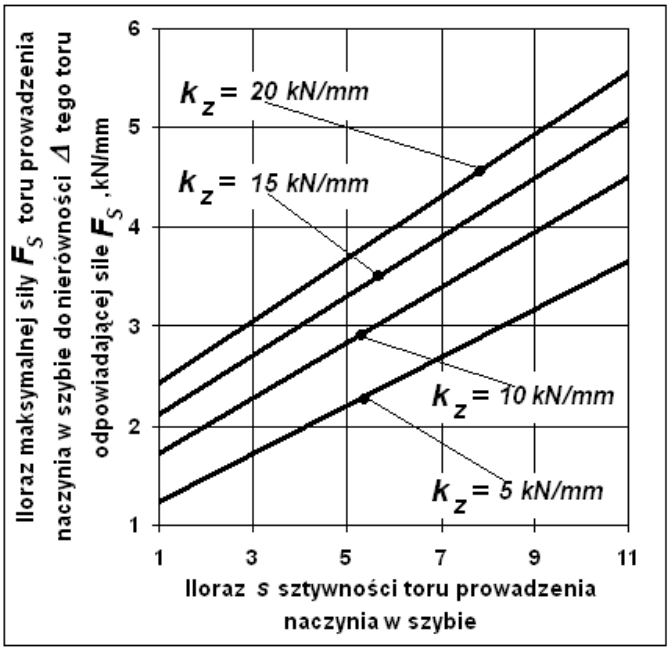
Pozytywny rezultat omawianej weryfikacji pozwala też wykorzystywać wzory (2)÷(5) do parametrycznej analizy sił maksymalnych oddziaływania naczynia wyciągowego na obserwowany tor prowadzenia, szczególnie w za-

kresie wpływu zużycia prowadników i dźwigarów na bezpieczeństwo prowadzenia tego naczynia w szybie.

4. Wpływ zużycia prowadników i dźwigarów na bezpieczeństwo prowadzenia naczyń wyciągowych w szybie

Z uzyskanych już doświadczeń praktycznych [8] wynika, że przedmiotowy wpływ zachodzi głównie przez parametry sztywności zbrojenia szybu stanowiące czynniki siły maksymalnej opisanej wzorami (2)÷(5). Te czynniki, to współczynnik sztywności k_z dźwigarów zbrojenia – malejący wraz z postępem zużycia dźwigarów w szybie, a także iloraz s sztywności torów prowadzenia naczynia, który rośnie wraz z postępem zużycia prowadników.

Na rysunku 2 pokazano wykresy ilustrujące wpływ obu parametrów sztywności zbrojenia szybu na tzw. wskaźnik sił maksymalnych oddziaływania naczynia wyciągowego na zbrojenie szybu, określony jako iloraz siły F_S obliczonej za pomocą wzorów (2)÷(5), do odpowiadającej tej sile nierówności Δ toru prowadzenia naczynia w szybie. Wykresy z rysunku 2 opracowano wykorzystując wzory (2)÷(5), w których stałymi liczbami były parametry: m = 4,6 Mg, v =16 m/s, L = 4 m.



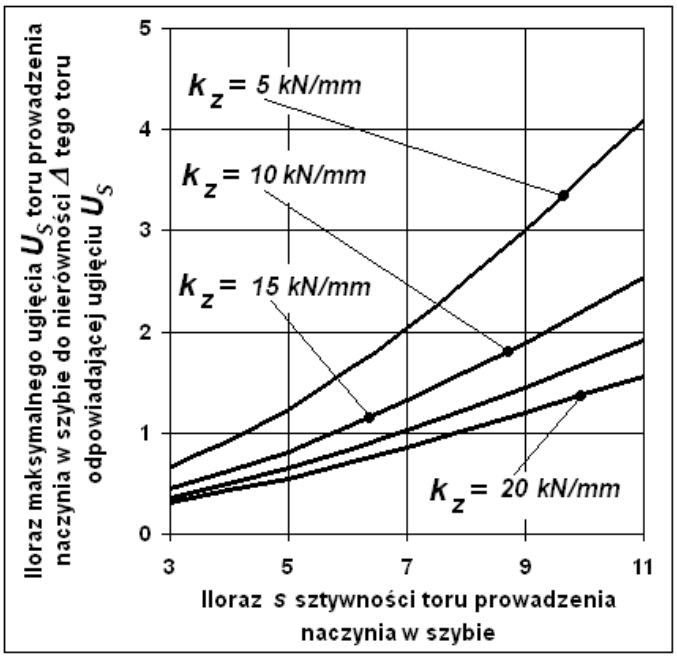
Rys.2. Wpływ współczynnika sztywności k_Z dźwigarów oraz ilorazu sztywności s toru prowadzenia naczynia w szybie na iloraz maksymalnej siły F_S tego toru do jego nierówności Δ odpowiadającej sile F_S (Źródło: opracowanie własne)

Jeżeli wziąć pod uwagę, że postęp zużycia elementów zbrojenia w szybie powoduje zmniejszanie się współczynnika sztywności k_Z bez znaczącego wzrostu ilorazu sztywności s, to z wykresów na rysunku 2 wynika, że wraz z postępem tego zużycia następuje zmniejszanie się sił maksymalnych oddziaływania naczynia wyciągowego na to zbrojenie. Nie oznacza to jednak, że postęp zużycia elementów zbrojenia zwiększa bezpieczeństwo prowadzenia naczyń wyciągowych w szybie, ponieważ wraz z tym postępem następuje wzrost maksymalnych ugięć torów prowadzenia naczyń, zmniejszający to bezpieczeństwo ze względu na wymagania dotyczące ruchowych odstępów naczyń wyciągowych w szybie (§ 462 ust. 1 pkt 1 Rozporządzenia [9]), a także ze względu na tzw. pokrycie prowadników, o którym mowa w § 475 ust. 2) tegoż Rozporządzenia.

Wpływ postępu zużycia prowadników i dźwigarów na maksymalne ugięcia torów prowadzenia naczyń w szybie przedstawiono za pomocą wykresów zamieszczonych na rysunku 3. Wykresy ilustrują ten wpływ pokazując, jak ze względu na parametry k_Z, s sztywności zbrojenia szybu zmienia się tzw. wskaźnik maksymalnego ugięcia toru prowadzenia naczynia w szybie, określony jako iloraz tego ugięcia U_S wywołanego przez siłę F_S obliczoną za pomocą wzorów (2)÷(5), do odpowiadającej tej sile nierówności Δ toru prowadzenia naczynia w szybie. Wykresy z rysunku 3 opracowano wykorzystując wzory (2)÷(5), w których, tak samo jak dla wykresów z rysunku 2, liczbami stałymi były parametry: m = 4.6 Mg, v =16 m/s, L = 4 m.

Wykresy na rysunku 3 pokazują, że postęp zużycia elementów zbrojenia w szybie powodujący zmniejszanie się współczynnika sztywności k_Z bez znaczącego wzrostu ilorazu sztywności s prowadzi do istotnego powiększania maksymalnych ugięć torów prowadzenia naczynia wyciągowego w szybie. Jeżeli zatem wziąć pod uwagę, że w szybach o dużym zużyciu zbrojenia występują przypadki nawet czterokrotnego obniżenia współczynnika k_Z w stosunku do dźwigarów bez zużycia, to z wykresów na rysunku 3 wynika, że w takich szybach może mieć miejsce nawet czterokrotny wzrost maksymalnych ugięć torów prowadzenia naczyń.

Ten wzrost może być jednak jeszcze większy, co jest możliwe w przypadku dużego zróżnicowania zużycia prowadników i dźwigarów, występującego głównie w szybach ze zbrojeniem poddawanym remontowi bez ograniczania zadań transportowych szybu. W takich przypadkach, prace remontowe w szybie wykonuje się w systemie okresowej wymiany na nowe tylko najbardziej zużytych elementów zbrojenia, które bezpośrednio przed wymianą mają nierzadko kilka razy mniejszą sztywność, niż montowane w ich miejsce nowe elementy zbrojenia szybu.



Rys.3. Wpływ współczynnika sztywności k_Z dźwigarów oraz ilorazu sztywności s toru prowadzenia naczynia w szybie na iloraz maksymalnego ugięcia U_S tego toru do jego nierówności Δ odpowiadającej ugięciu U_S (Źródło: opracowanie własne)

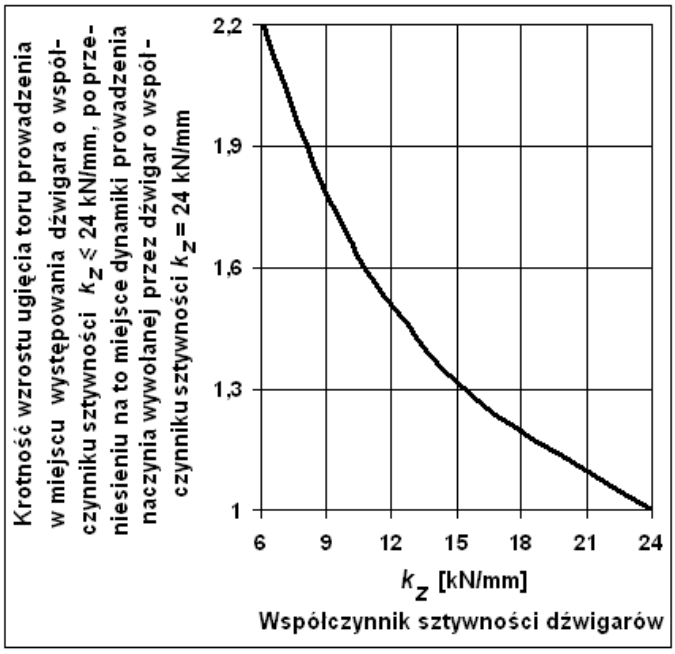
5. Wpływ zróżnicowania zużycia prowadników i dźwigarów na ugięcia torów prowadzenia naczyń wyciągowych w szybach

Gdy remont dźwigarów zbrojenia szybu jest wykonywany bez ograniczania zadań transportowych tego szybu, to zwykle polega on na okresowej wymianie tylko najbardziej zużytych dźwigarów mających przed wymianą nierzadko kilka razy mniejszą sztywność, niż dźwigary nowe, montowane w ich miejsce. Taka wymiana zapewnia w miejscu, w którym została wykonana, zamierzone zwiększenie bezpieczeństwa konstrukcji zbrojenia szybu. Jednak duży lokalny wzrost sztywności tej konstrukcji może obniżać bezpieczeństwo prowadzenia naczyń wyciągowych w innych miejscach zbrojenia szybu, w których występują elementy o znacznym zużyciu przeznaczone do wymiany w następnej kolejności.

Istotą obniżenia omawianego bezpieczeństwa jest to, że duży lokalny wzrost sztywności zbrojenia szybu wynikający z wymiany dźwigara zużytego na nowy, może powodować w miejscu dokonania tej wymiany duży wzrost dynamiki poprzecznego ruchu naczynia wyciągowego w szybie. Gdy ten wzrost zostanie przeniesiony przez naczynie na elementy zbrojenia o znacznym zużyciu, to w miejscu ich występowania tor prowadzenia naczynia dozna znaczącego wzro-

stu ugięć ponad poziom występujący przed dokonaną wymianą dźwigara. A zatem, po wymianie najbardziej zużytego dźwigara na nowy może wystąpić obniżenie bezpieczeństwa prowadzenia naczynia, w zakresie wymagań dotyczących zarówno ruchowych odstępów naczyń wyciągowych w szybie zawartych w treści § 462 ust. 1 pkt 1 Rozporządzenia [9], jak i wymagań dla tzw. pokrycia prowadników, o którym mowa w § 475 ust. 2) tegoż Rozporządzenia.

Na rysunku 4 zamieszczono wykres przedstawiający wyniki analizy omawianego wzrostu ugięć torów prowadzenia naczyń wyciągowych. Wykres dotyczy układu „naczynie-zbrojenie", którym dla najbardziej zużytych dźwigarów określono współczynnik k_Z równy około 6 kN/mm oraz iloraz sztywności s równy około 2, a dla dźwigarów po niedawnej wymianie wyznaczono współczynnik k_Z równy około 24 kN/mm oraz iloraz sztywności s równy około 6,5. Oś pozioma wykresu obejmuje wartości współczynnika sztywności k_Z odpowiadające analizowanemu układowi „naczynie-zbrojenie". Z kolei oś pionowa tego wykresu przedstawia krotność wzrostu ugięcia toru prowadzenia naczynia w miejscu występowania dźwigara o współczynniku sztywności $k_Z \leq$ 24 kN/mm, po przeniesieniu na to miejsce przez naczynie wyciągowe dynamiki poprzecznego ruchu naczynia wywołanej przez dźwigar o współczynniku sztywności k_Z = 24 kN/mm.



Rys.4. Wpływ współczynnika sztywności k_Z dźwigarów na wzrost ugięcia toru prowadzenia naczynia wyciągowego w szybie wywołany zróżnicowaniem zużycia prowadników i dźwigarów tworzących ten tor (Źródło: opracowanie własne)

Omawiany wykres opracowano z wykorzystaniem zależności (2)÷(5), w których, tak samo jak dla wykresów z rysunków 2 i 3, liczbami stałymi były parametry: m = 4.6 Mg, v = 16 m/s, L = 4.

Wykres na rysunku 4 pokazuje, że wzrost dynamiki prowadzenia naczynia wyciągowego, wywołany przez dużą lokalną sztywność toru prowadzenia tego naczynia spowodowaną wymianą dźwigara, może być przyczyną zaistnienia nawet ponad dwukrotnego wzrostu ugięć tego toru w miejscach występowania dźwigarów o dużym zużyciu, przeznaczonych do wymiany w następnej kolejności. Wykres z rysunku 4 potwierdza zatem, że duże zróżnicowanie zużycia prowadników i dźwigarów w szybie może być potencjalnym zagrożeniem dla bezpieczeństwa prowadzenia naczyń wyciągowych w tym szybie.

Jednak ten problem może być stosunkowo łatwo rozwiązany, jeżeli przy każdej wymianie dźwigara zostanie wykonana w miejscu tej wymiany możliwie pełna korekta pionowości toru prowadzenia. Wtedy, lokalny wzrost sztywności toru prowadzenia spowodowany przez nowy dźwigar, nie wywoła istotnego wzrostu dynamiki poprzecznego ruchu naczynia wyciągowego w szybie, wskutek czego omawiany wzrost ugięć torów prowadzenia będzie znacznie mniejszy.

6. Wnioski

1. Do sierpnia 2006 r. obowiązywał w polskiej praktyce szybowej bezwzględny wymóg przepisów górniczych nakazujący wymianę prowadników i dźwigarów po osiągnięciu przez ich ścianki zużycia na poziomie 50% pierwotnego wymiaru nominalnego. Obecnie ten wymóg nie jest już bezwzględny, a jego złagodzenie było możliwe po opracowaniu przez zaplecze badawcze polskiego górnictwa sprawdzonej metody pomiaru sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybu, zapewniającej możliwość dokonywania oceny bezpieczeństwa prowadzenia naczyń w szybie nie ze względu na arbitralne kryterium 50% ubytku grubości ścianki, ale ze względu na kryterium merytoryczne, jakim są wymagane współczynniki bezpieczeństwa prowadników i dźwigarów podane w p. 5.13.6.7 i 5.13.6.8 załącznika nr 4 do Rozporządzenia [9] oraz dopuszczalne ugięcia torów prowadzenia naczynia, wynikające z zapisów zawartych w § 462 oraz w § 475 tegoż Rozporządzenia.
2. Uzyskane już doświadczenia badawcze wykazują, że postęp zużycia prowadników i dźwigarów powoduje zmniejszanie sił maksymalnych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybu wskutek zmniejszania się sztywności zbrojenia, ale równocześnie zwiększa maksymalne ugięcia torów prowadzenia tych naczyń. Z tego powodu, przy dużym zużyciu elementów zbrojenia szybu, dopuszczalne ugięcia torów prowadzenia naczyń

wyciągowych okazują się być ważniejszym kryterium oceny bezpieczeństwa ruchu tych naczyń w szybie, niż współczynniki bezpieczeństwa wymagane dla prowadników i dźwigarów.

3. Oprócz postępu zużycia elementów zbrojenia szybu, silnym czynnikiem wzrostu maksymalnych ugięć torów prowadzenia naczyń w szybie jest duże zróżnicowanie zużycia prowadników i dźwigarów występujące głównie szybach, w których, ze względu na potrzebę utrzymania zadań transportowych szybu, remont zbrojenia wykonuje się w systemie okresowej wymiany tylko najbardziej zużytych dźwigarów. Aby przy takim systemie remontu zbrojenia nie wystąpiło zagrożenie dla bezpieczeństwa prowadzenia naczyń, jest celowe wykonywanie w miejscu każdej wymiany dźwigara możliwie pełnej korekty pionowości toru prowadzenia. Wtedy wpływ zróżnicowania zużycia elementów zbrojenia na wzrost ugięć torów prowadzenia naczyń zostanie wystarczająco ograniczony.

Literatura

1. Kiercz M.: Analiza i ocena metod kontrolnego pomiaru sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie pionowych szybów górniczych. Praca doktorska wykonana w AGH Kraków na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, obroniona w marcu 2011.
2. Opracowanie nowych metod projektowania zbrojeń szybowych dla modernizowanych szybów górniczych. Projekt badawczy KBN nr 5 T12 054 22 zrealizowany pod kierunkiem M. Płachno w AGH–KTL w latach 2002÷2005.
3. Płachno M.: Zagadnienie sił od prowadnic zabezpieczających w układach prowadzenia szybowego z prowadnikami na dźwigarach. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 7-8, 1982.
4. Płachno M.: Zagadnienie wpływu dynamiki prowadzenia szybowego na bezpieczeństwo eksploatacji naczyń wyciągowych. Bezpieczeństwo Pracy w Górnictwie nr 4 (81), Katowice 1988.
5. Płachno M.: Zagadnienie drgań poprzecznych naczyń wyciągowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo z. 180, Gliwice 1989.
6. Płachno M.: Częstotliwościowa dziedzina rzeczywistych sił oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybowe. Archives of Mining Sciences 2005, vol.50, iss.1.
7. Płachno M.: Nowe metody projektowania i eksploatacyjnej kontroli zbrojenia pionowych szybów górniczych. Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki nr 31. Wydawnictwo AGH - Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Kraków 2005.

8. Płachno M.**:** Badanie bezpieczeństwa zbrojenia szybowego z korozyjną perforacją ścianek dźwigarów. VI Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie". Wydawnictwo CBiDGP, Lędziny 2010.
9. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. Tekst ujednolicony – stan prawny na dzień 12.08.2006 r. (Dz.U. z 2002 r. Nr 139, poz. 1169 oraz Dz.U z 2006 r. Nr 124, poz. 863). Wyd. WUG, Departament Prawny i Integracji Europejskiej.

Odprowadzanie metanu rurociągiem usytuowanym w szybie wdechowym Grunwald IV KWK „Halemba-Wirek" na warunkach odstępstwa Prezesa WUG oraz gospodarcze wykorzystanie metanu w I połowie 2011 roku

Tadeusz Jagła – KWK „Halemba-Wirek"

1. Wprowadzenie

Prognozowanie zagrożeń gazowych, ze szczególnym uwzględnieniem zagrożeń metanowych, stanowi podstawę racjonalnego projektowania górniczego kopalń, poziomów i rejonów wentylacyjnych. W warunkach silnej i bardzo silnej metanowości złoża prawidłowa prognoza zagrożeń gazowych decyduje o poprawności przyjętego modelu kopalni. Błędna prognoza, lub jej brak, może niekorzystnie wpłynąć zarówno na bezpieczeństwo pracy załóg górniczych, jak również na rezultaty ekonomiczno-techniczne.

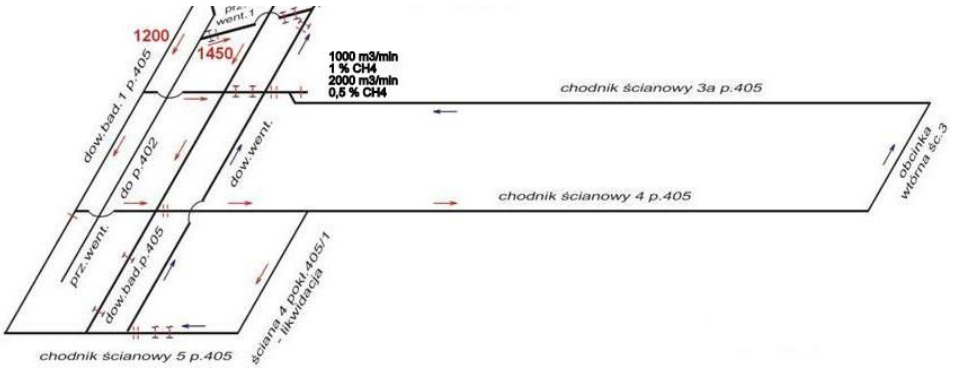
Polskie szczegółowe przepisy górnicze wymagają wykonywania prognoz metanowości dla każdego nowego oddziału, pokładu, ściany górniczej. Stanowią więc podstawę do obliczania koniecznej ilości powietrza, podjęcia ewentualnej decyzji o wprowadzeniu odmetanowania i optymalnych środków profilaktycznych [9].

Prawidłowe rozpoznanie stanu zagrożenia metanowego i wyrzutowego wraz z jego skutecznym zwalczaniem ma decydujące znaczenie w prowadzeniu bezpiecznej eksploatacji. Zagrożenie wyrzutowe, oprócz zagrożenia metanowego, jest jednym z najbardziej niebezpiecznych zagrożeń naturalnych występujących w górnictwie podziemnym. Ryzyko powstania wyrzutu metanu i skał wzrasta z głębokością. W wyniku schodzenia z eksploatacją na coraz większe głębokości obserwuje się wzrost metanośności pokładów, co przy jednoczesnym obniżaniu się przepuszczalności gazowej węgla, przyczynia się do wzrostu tego zagrożenia. Czynnikami decydującymi o skali zagrożenia, są między innymi: wysoka gazonośność złoża (metanośność), mała zwięzłość skał i wysokie ciśnienie gazu w pokładzie węgla oraz prowadzenie robót w sąsiedztwie zaburzeń geologicznych [1].

2. Metody zwalczania zagrożenia metanowego

Eksploatacja pokładów węgla w górnictwie podziemnym w warunkach zagrożenia metanowego powoduje wydzielanie się metanu do wyrobisk. Urabianie węgla kombajnami potęguję wzrost zagrożenia metanowego, czyli obniżenie poziomu bezpieczeństwa pracujących załóg górniczych. Zagrożenie metanowe można zwalczać następującymi metodami:

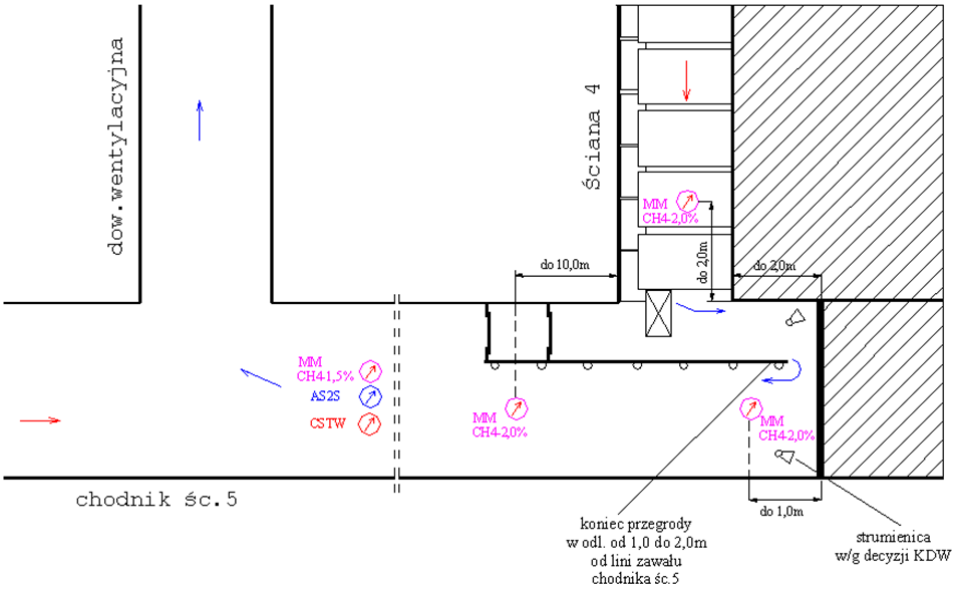
– Poprzez zwiększony przepływ strumienia powietrza. Zwiększając przepływ strumienia powietrza „rozrzedzamy" zawartość metanu w powietrzu kopalnianym (ilość metanu w m^3/min. pozostaje oczywiście ta sama, lecz stężenie maleje), przykładowo jeżeli stężenie metanu na wylocie ze ściany przedstawianej na rysunku 1 wynosi 1% przy przepływie strumienia powietrza w ilości 1000 m^3/min. (10 m^3/min CH_4), to zwiększając przepływ powietrza do 2000 m^3/min. (ilość przepływającego przez wyrobisko metanu oczywiście jest taka sama 10 m^3/min CH_4), to stężenie metanu wynosić będzie 0,5%.



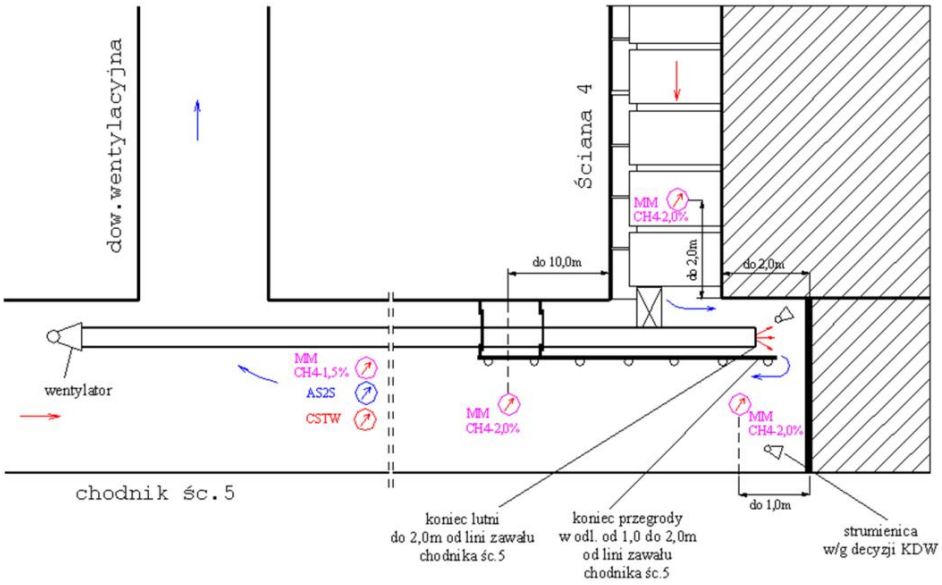
Rys.1. Przykładowy wypływ metanu z rejonu ściany [5]

– Poprzez zastosowanie pomocniczych urządzeń wentylacyjnych (przegroda wentylacyjna, strumienice, dysze zasilane sprężonym powietrzem, nadmuch prowadzony z lutniociągu), rozwiązania takie przedstawiono na rysunkach 2, 3, 4. Zwalczanie zagrożenia metanowego poprzez zastosowanie pomocniczych urządzeń wentylacyjnych typu: przegroda wentylacyjna oraz strumienice przedstawiono na rysunku 2. Podobne rozwiązanie stosuje się poprzez „doświeżanie" zawału chodnika strumieniem powietrza pobieranym przez wentylator elektryczny usytuowany w świeżym strumieniu powietrza kopalnianego, szkic taki przedstawia rysunek 3 oraz rysunek 4 wentylator usytuowany w strumieniu powietrza pobieranym ze ściany.

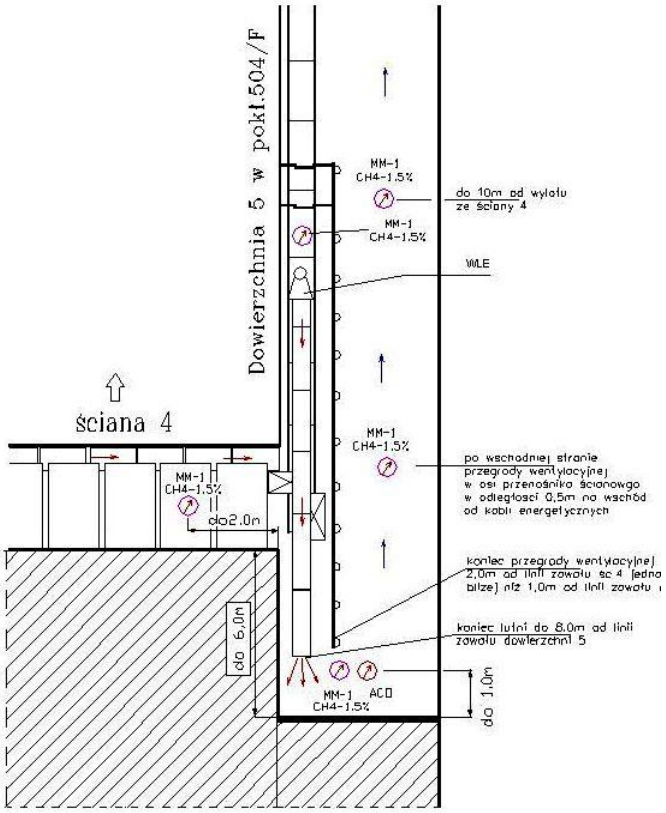
– Poprzez odmetanowanie kopalń. Odmetanowanie polega na ujęciu metanu z pokładu węgla z zagrożonego rejonu kopalni do sieci rurociągów metanowych i odprowadzeniu go do wyrobisk usytuowanych jak najbliżej szybów wydechowych lub do powierzchniowych stacji odmetanowania. Metan wypływając z rurociągu jest mieszany z powietrzem kopalnianym, stężenie obniża się do bezpiecznej wartości, akceptowanej przez przepisy. Przykład podłączenia otworów metanowych przedstawia rysunek 5.



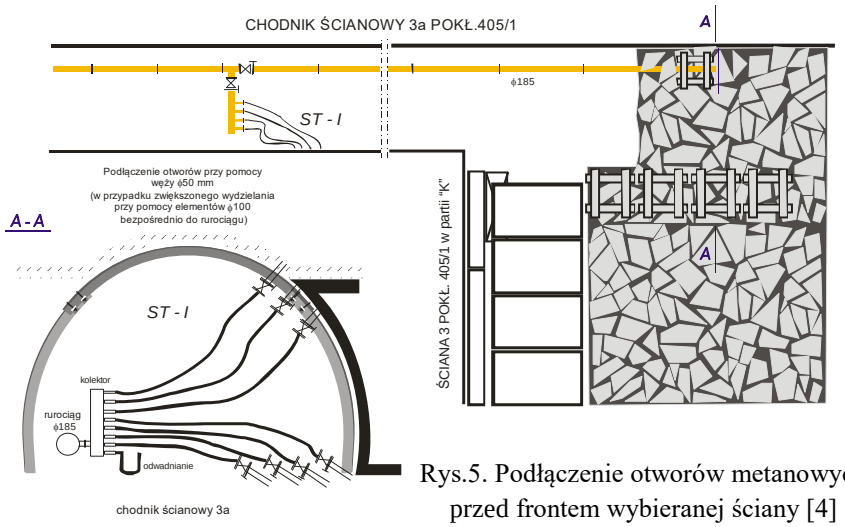
Rys.2. Zwalczanie zagrożenia metanowego poprzez zastosowanie przegrody wentylacyjnej oraz strumienic [5]



Rys.3. Zwalczanie zagrożenia metanowego poprzez zastosowanie przegrody wentylacyjnej, strumienic oraz nawiewu z wentylatora elektrycznego [5]



Rys.4. Zwalczanie zagrożenia metanowego poprzez zastosowanie przegrody wentylacyjnej, strumienic oraz nawiewu z wentylatora elektrycznego usytuowanego w strumieniu powietrza pobieranego ze ściany [5]



Rys.5. Podłączenie otworów metanowych przed frontem wybieranej ściany [4]

Najlepszym rozwiązaniem odmetanowania z racji obniżenia zagrożenia metanu pod ziemią kopalń jest odprowadzenie metanu do powierzchniowej stacji odmetanowania. Gaz odprowadzony na powierzchnię może być gospodarczo wykorzystany do spalania w kotłowniach lub silnikach gazowych.

Dotychczasowe negatywne doświadczenia firm zagranicznych w zakresie pozyskania metanu metodą otworów z powierzchni w partiach górotworu nieodprężonego jedynie potwierdziły tezę o słabym uwalnianiu metanu z takiego górotworu. Eksploatacja górnicza prowadzona obecnie w 100% systemem na zawał dodatkowo uwalnia metan zawarty w górotworze pomiędzy pokładami węgla. Metan uwalniany w trakcie prowadzonych robót górniczych jest średniorocznie w około 40% ujmowany pod depresją centralnych, powierzchniowych stacji odmetanowania do rurociągów i przesyłany na powierzchnię, a w 60% odprowadzany z wyrobisk górniczych z powietrzem kopalnianym. Taki sposób odmetanowania powoduje, że strumień mieszanki jest stały, a koncentracja CH_4 waha się w zależności od:

- wahań ciśnienia barometrycznego,
- różnego dopływu gazu z otworów drenażowych,
- szczelności sieci dołowej liczącej kilkanaście kilometrów [8].

3. Warunki odstępstwa Prezesa WUG na utrzymanie rurociągu metanowego w szybie wdechowym Grunwald IV KWK „Halemba-Wirek”

Szyb Grunwald IV od 1984 do 1989 roku, w związku z planowanymi robotami udostępniającymi partię „H” na poziomie 1030 m, a także robotami związanymi z budową nowego poziomu wydobywczego 830 m pełnił funkcję wentylacyjną (wydechową). W okresie tym dla zapewnienia odprowadzania powietrza z wyrobisk udostępniających przy szybie pracowała trójstopniowa stacja wentylatorów głównego przewietrzania. Powyższy układ przewietrzania istniał w kopalni „Halemba” do momentu uzyskania wentylacji obiegowej wyrobiskami kamiennymi na poziomie 1030 m, a później na poziomie 830 m do innych szybów wentylacyjnych. Od roku 1989 szyb Grunwald IV nieprzerwanie do dnia obecnego pełni funkcję szybu wdechowego.

W szybie Grunwald IV utrzymywany jest rurociąg metanowy za pośrednictwem, którego do powierzchniowej stacji odmetanowania przy szybie Grunwald IV przesyłany jest gaz z pokładów węgla i zrobów ścian zawałowych z poziomu 830 m i 1030 m. Początkowo był to rurociąg o średnicy 350 mm. W 2004 roku ze względu na znaczny stopień jego zużycia został wymieniony na nowy rurociąg metanowy o średnicy 300 mm.

Rozwój kopalni w następnych latach wymuszał konieczność stosowania odmetanowania z wykorzystaniem powierzchniowej stacji odmetanowania zlokalizowanej przy szybie Grunwald IV z możliwością gospodarczego wyko-

rzystania metanu. Kopalnia „Halemba" obecnie „Halemba-Wirek" wykorzystuje rurociąg metanowy usytuowany w szybie wdechowym Grunwald IV oraz stację odmetanowania zlokalizowaną przy tym szybie do ujmowania metanu i jego spalania w silniku gazowym (od 2003 roku) i kotle WLM–5 przystosowanym do spalania gazu (od 2006 roku). Pozytywny charakter powyższego przedsięwzięcia, przy wieloletnim doświadczeniu z efektywnym i bezpiecznym wykorzystaniem metanu nie spowodował żadnych stanów awaryjnych oraz zagrożenia dla załogi bądź ruchu zakładu górniczego.

W przypadku wystąpienia ewentualnej awarii (nieszczelności) rurociągu metanowego zabudowanego w szybie wdechowym Grunwald IV nie jest możliwy wypływ metanu do prądu opływowego w tym szybie, gdyż ciśnienie wytworzone przez pracujące pompy stacji odmetanowania powoduje zasysanie go do rurociągu. Szybem wdechowym Grunwald IV doprowadzane jest do wyrobisk górniczych powietrze w ilości około 6500–7000 m^3/min. Przedmiotowy rurociąg zabezpieczony jest zasuwami odcinającymi zabudowanymi na podszybiach poziomu 830 m i 1030 m oraz na powierzchni. W przypadku nieszczelności rurociągu w szybie wdechowym istnieje możliwość przekierowania odprowadzanego metanu do powierzchniowej stacji odmetanowania zlokalizowanej przy szybie Lech II na terenie kopalni „Pokój". Dla kontroli zawartości metanu w rurociągu metanowym przed stacją odmetanowania przy szybie Grunwald IV zabudowany został metanomierz wysokostężeniowy wskazujący i sygnalizujący w dyspozytorni bezpieczeństwa metanowego obniżenie zawartości metanu poniżej 30,0%.

W celu wykorzystania ujmowanego metanu za pośrednictwem stacji odmetanowania zlokalizowanej przy szybie Grunwald IV w kopalni „Halemba" zrealizowany został program badawczo-wdrożeniowy PHARE nr PL 9507.01.05 pt. „Wykorzystanie gazu kopalnianego dla celów energetycznych" stanowiący inwestycję proekologiczną polegającą na wykorzystaniu metanu pochodzącego z odmetanowania złoża węgla do wytwarzania energii elektrycznej oraz cieplnej [10].

W marcu 2003 roku realizując niniejsze przedsięwzięcie uruchomiony został silnik gazowy agregat prądotwórczy JMS 312 GS–B.L.C austriackiej firmy Jenbacher Energisysteme AG. Biorąc pod uwagę średnią ilość pozyskanego gazu oraz bazując na wcześniejszym zdobytym doświadczeniu w celu racjonalnego zagospodarowaniu gazu ZCP „Carbo – Energia" sp. z o.o. przystąpiła w czerwcu 2006 roku do budowy kotła WLM–5 zainstalowanego w kotłowni kopalnianej w celu spalania gazu pochodzącego z odmetanowania kopalni. Palnik na gaz kopalniany typu EXLS–4500K został uruchomiony w lipcu 2006 roku, zmodernizowany został w kwietniu 2011 roku, (zwiększono ilość spalanego metanu).

Celem nadrzędnym zastosowanych rozwiązań było:

- ograniczenie emisji metanu (emisji dwutlenku węgla), uzyskanie korzyści ekologicznych dotyczących ochrony warstwy ozonowej w stratosferze, zmniejszenia efektu cieplarnianego,
- uzyskanie efektów ekonomicznych z wytwarzania energii elektrycznej oraz cieplnej przy ujmowaniu gazu metanowego,
- upowszechnienie bezpiecznej i nowoczesnej technologii wykorzystania gazu metanowego.

Szyb Grunwald IV o średnicy 6,5 m, głębokości 1057 m jest szybem zjazdowo-materiałowym z wydobywczymi poziomami 830 m i 1030 m, wyposażonym w naczynia wyciągowe dwuklatkowe, czteropiętrowe. Ponadto posiada przedział drabinowy oraz rurociąg odmetanowania, rurociąg sprężonego powietrza, rurociąg emulsji, rurociągi przeciwpożarowe, rurociągi głównego odwadniania i rurociąg okapowy. Tarczę szybu Grunwald IV od zrębu do poziomu 525 m przedstawiono na rysunku 6.

Przewietrzanie. Szybem wdechowym Grunwald IV świeże powietrze dostarczane jest do rejonów wentylacyjnych na poziomie 830 m oraz 1030 m. Powyższe poziomy przewietrzane są również powietrzem dostarczanym szybem wdechowym Grunwald III.

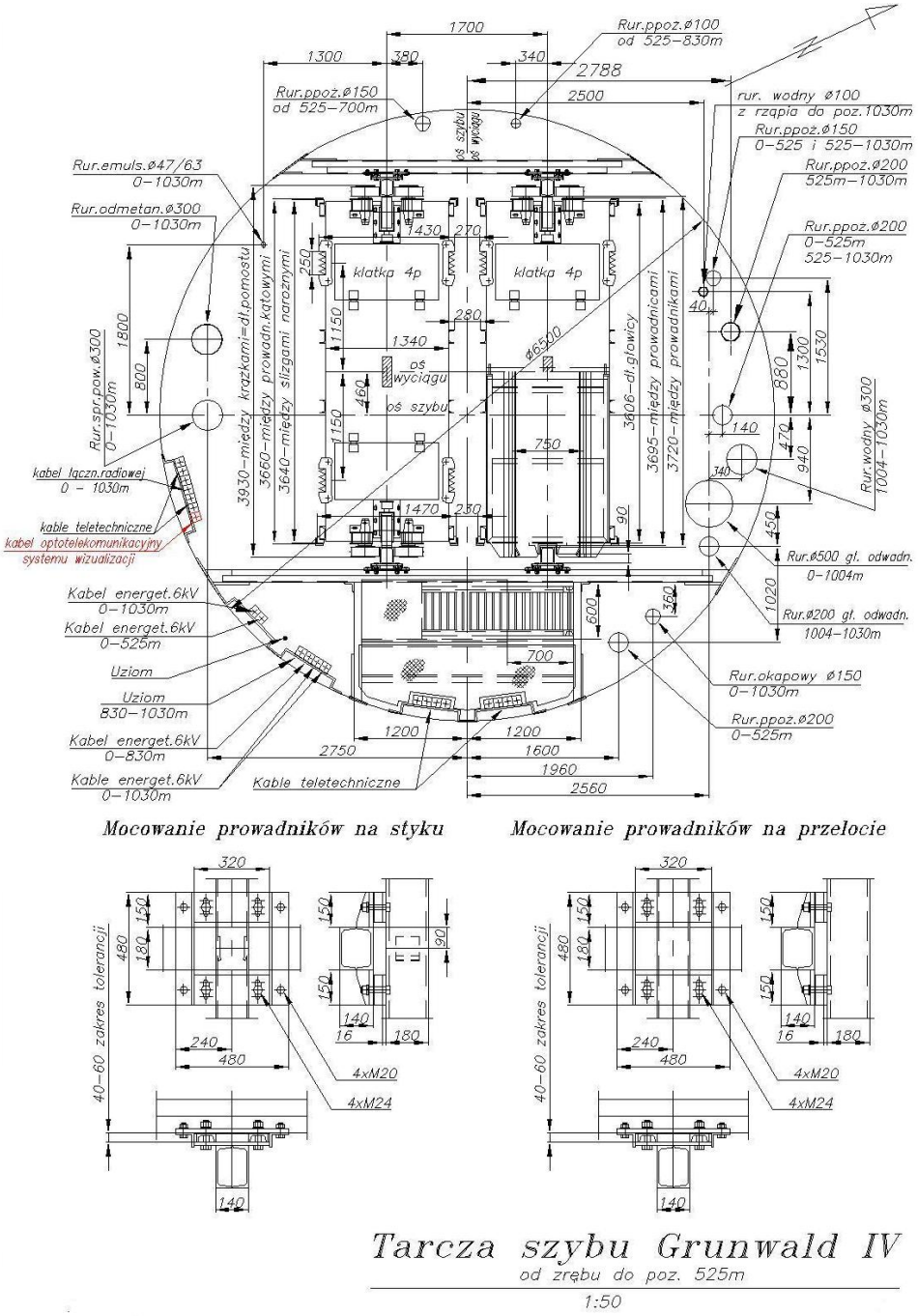
Zagrożenie metanowe. Szyb Grunwald IV objęty został granicą pola metanowego II kategorii na podstawie decyzji Kierownika Ruchu Zakładu Górniczego z dnia 10.03.2003 roku zaliczony do pomieszczenia ze stopniem „a" niebezpieczeństwa wybuchu metanu.

Odmetanowanie. Odmetanowanie w kopalni „Halemba–Wirek" oparte jest obecnie o dwie powierzchniowe stacje odmetanowania zlokalizowane przy:

- szybie Grunwald IV kopalni „Halemba–Wirek",
- szybie Lech II kopalni „Pokój".

Kopalnia uzyskała odstępstwo na eksploatowanie rurociągu metanowego w szybie wdechowym Grunwald IV od obowiązujących przepisów do dnia 31.12.2015 roku przy zachowaniu następujących warunków:

A. W rurociągu metanowym, pomiędzy szybem Grunwald IV, a stacją odmetanowania, utrzymywany jest metanomierz wskazujący zawartość metanu i sygnalizujący jego obniżenie poniżej 30% w dyspozytorni bezpieczeństwa metanowego i stacji odmetanowania.
B. Rurociąg metanowy wyposażony będzie w zasuwy umożliwiające jego zamknięcie i przekierunkowanie przepływu metanu uzyskanego z odmetanowania górotworu do stacji odmetanowania przy szybie Lech II kopalni „Pokój" do czasu funkcjonowania tej stacji.



Mocowanie prowadników na styku *Mocowanie prowadników na przełocie*

Tarcza szybu Grunwald IV
od zrębu do poz. 525m
1:50

Rys.6. Tarcza szybu Grunwald IV [2]

C. Każdorazowe uruchomienie odmetanowania za pomocą stacji odmetanowania zlokalizowanej przy szybie Grunwald IV poprzedzone jest kontrolą urządzeń odmetanowania według opracowanej instrukcji zatwierdzonej przez Kierownika Ruchu Zakładu Górniczego.

D. Stan rurociągu metanowego w szybie Grunwald IV jest kontrolowany z częstotliwością przez:
   - rewidenta urządzeń wyciągowych – 1 raz na dobę,
   - osobę dozoru ruchu niższego lub średniego o specjalności mechanicznej wyciągów szybowych – 1 raz w tygodniu,
   - osobę wyższego dozoru ruchu o specjalności mechanicznej wyciągów szybowych – 1 raz na kwartał.

   W czasie kontroli zwraca się szczególną uwagę na:
   - odległości ruchowe zabudowanego rurociągu od naczynia wyciągowego (nie mogą być mniejsze, niż 80 mm),
   - stan połączeń skręcanych i spawanych,
   - stan prowadników rurowych oraz ich kotwienie do obmurza,
   - stan podpór stropowych,
   - stan powierzchni rurociągu,
   - oznakowanie.

E. Zabudowano czujnik stężenia metanu w szybie Grunwald IV, 15 m powyżej poziomu 1030 m z nastawą progu alarmowego 0,5%, by nie było możliwości przekroczenia dopuszczalnego stężenia dla wyrobisk w polach metanowych w podziemnych zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny zaliczanych do stopnia „a" niebezpieczeństwa wybuchu metanu.

F. Kontroluje się, co najmniej raz na dobę, zasuwy odcinające (i umożliwiające przekierunkowanie gazu do stacji Lech II KWK „Pokój") rurociągu metanowego na podszybiach i przed stacją odmetanowania Grunwald IV.

G. Plan ratownictwa uzupełniono o zapis jak zachować się w przypadku rozszczelnienia rurociągu metanowego w szybie wdechowym Grunwald IV, aby nie dopuścić do przekroczenia zawartości metanu powyżej 0,5%.

4. Gospodarcze wykorzystanie metanu w KWK „Halemba–Wirek"

Metan ze stacji zlokalizowanej przy szybie „Grunwald IV" jest gospodarczo wykorzystany przez kopalnię do spalania w silniku gazowym firmy Jenbacher oraz w kotle gazowym typu WLM–5 własności ZCP Carbo – Energia sp. z o.o., zaś ze stacji przy szybie Lech II KWK „Pokój" jest wykorzystany do spalania w kotle gazowym również własności ZCP Carbo – Energia sp. z o.o.

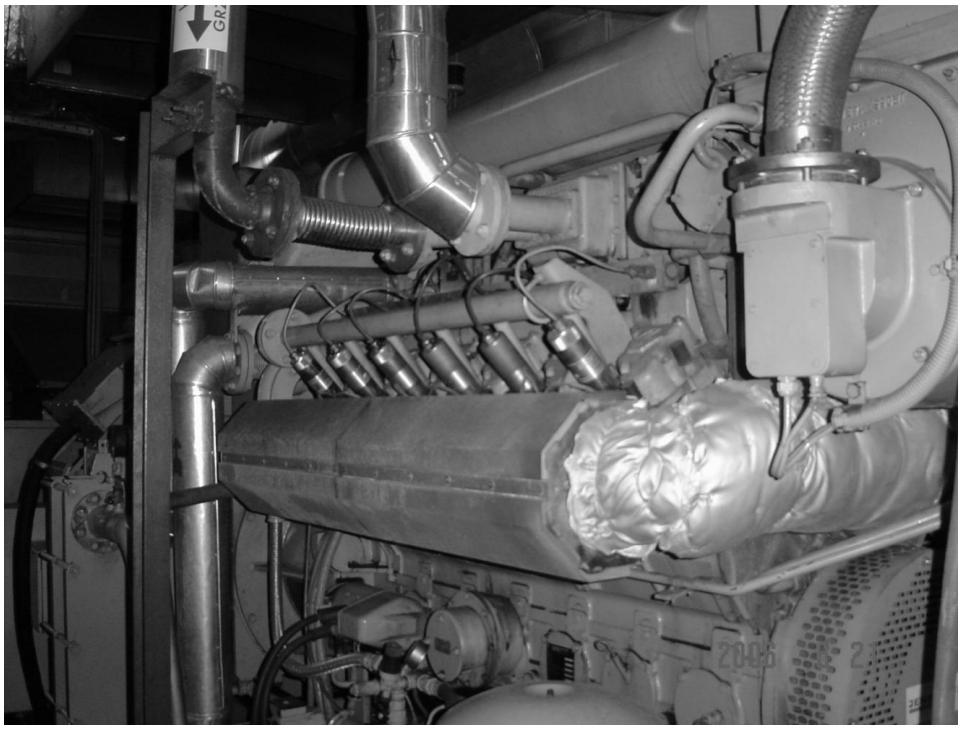
Poniżej w tabelach 1 i 2 przedstawiono dane techniczne urządzeń, w których gospodarczo wykorzystuje metan kopalnia „Halemba–Wirek".

Dane techniczne silnika gazowego firmy Jenbacher typu JMS 312 GS–B.LC [2]

Tabela 1

Parametr	Ilość oraz jednostka
Napięcie na zaciskach generatora	6,3 kV
Moc elektryczna	543 kW
Całkowity odzysk ciepła (moc cieplna)	703 kW
Temperatura wody powrotnej (na dopływie do silnika)	40–63°C
Temperatura zasilania (na odpływie z silnika)	105°C
Natężenie przepływu (wody grzewczej) przez silnik	13,4 m^3/h
Zużycie CH_4	2,8 Nm^3/min
Ciśnienie dynamiczne gazu	8–15 kPa
Skład gazu kopalnianego	CH_4 40–70%
	N_2 30–40%
	O_2 5–8%
	CO_2 1–5%
	CO 0,0–0,1%
Energia elektryczna – (średnio)	280 MWh/m–c
Sprawność turbogeneratora	około 87%
Silnik wytwarza energię cieplną	średnio 950 GJ/m–cu

Na rysunku 7 przedstawiono wygląd silnika gazowego firmy Jenbacher zainstalowany w KWK „Halemba–Wirek”.



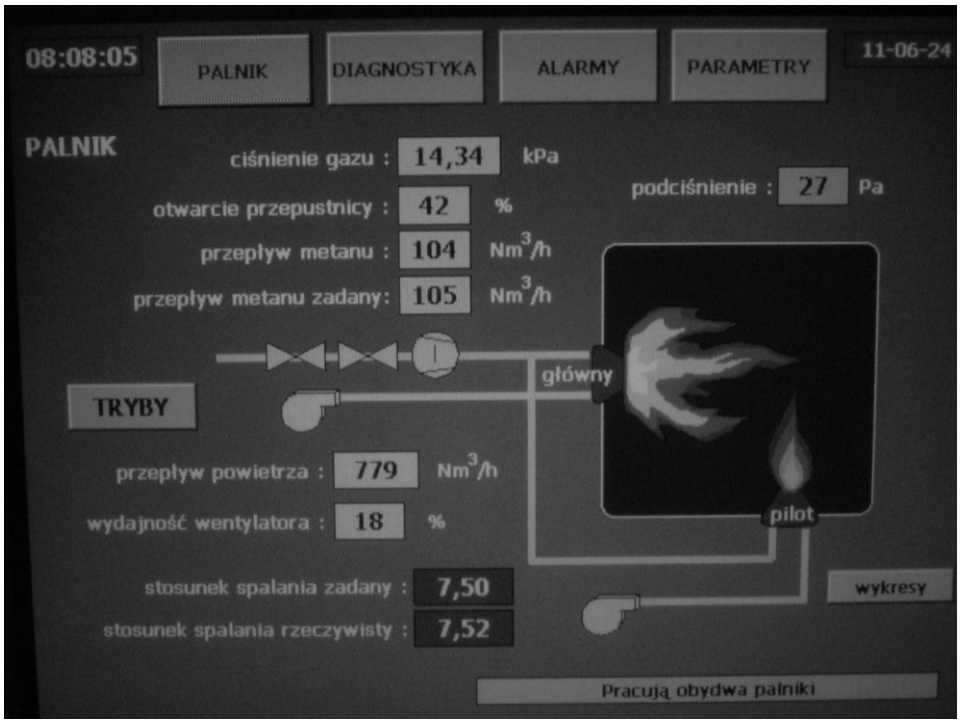
Rys.7. Silnik gazowy [2]

Dane techniczne kotła typu WLM–5 [3]

Tabela 2

Parametr bądź urządzenie	Ilość oraz jednostka
Moc cieplna (wydajność)	5,8 MW–5 Gcal/h
Palnik do spalania gazu	typ EXLS–4500K
Ciśnienie ruchowe kotła	1 MPa
Temperatura wody na dopływie	42–70°C
Temperatura wody na odpływie	70–135°C
Temperatura spalin za kotłem	200°C
Natężenie przepływu wody przez kocioł	65 m^3/h po modernizacji w kwietniu 2011 r., 70–130 m^3/h
Zużycie CH_4	1,5–12 Nm^3/min
Ciśnienie gazu	10,5–25 kPa
Stężenie gazu	CH_4 35–75%
Palnik	4,5 MW przy 75% CH_4

Schemat sterownia kotła przedstawiono na rysunku 8.



Rys.8. Schemat parametrów wydajności kotła [11]

Ilość metanu odprowadzonego z wyrobisk i zrobów KWK „Halemba–Wirek" oraz gospodarcze wykorzystanie metanu przedstawiono w tabeli 3.

Ilość gazu ujętego odmetanowaniem oraz gospodarcze wykorzystanie gazu [6]

Tabela 3

Rok 2011	Stacja odmetanowania	Ilość metanu ujętego	Ilość metanu wykorzystanego przemysłowo CARBO -Energia	Ilość metanu wykorzystanego przez silnik gazowy	Wydmuch do atmosfery	Jednostka
Styczeń	LECH II	202842	202484	Nie posiada silnika do spalania gazu	358	m^3CH_4
	GRUNWALD IV	255960	16466	77 580	161914	m^3CH_4
	SUMA	458802	218950	77 580	162272	m^3CH_4
Luty	LECH II	187880	187880	Nie posiada silnika do spalania gazu	0	m^3CH_4
	GRUNWALD IV	225756	7772	82 052	135932	m^3CH_4
	SUMA	413636	195652	82 052	135932	m^3CH_4
Marzec	LECH II	148538	144132	Nie posiada silnika do spalania gazu	4406	m^3CH_4
	GRUNWALD IV	264288	5867	95 105	163316	m^3CH_4
	SUMA	412826	149999	95 105	167722	m^3CH_4
Kwiecień	LECH II	128104	109360	Nie posiada silnika do spalania gazu	18744	m^3CH_4
	GRUNWALD IV	268494	74726	106 020	87748	m^3CH_4
	SUMA	396598	184086	106 020	106492	m^3CH_4
Maj	LECH II	92849	59797	Nie posiada silnika do spalania gazu	33052	m^3CH_4
	GRUNWALD IV	300768	53552	97 562	149654	m^3CH_4
	SUMA	393617	113349	97 562	182706	m^3CH_4
Czerwiec	LECH II	106343	46674	Nie posiada silnika do spalania gazu	59669	m^3CH_4
	GRUNWALD IV	233016	72508	30 768	129740	m^3CH_4
	SUMA	339359	119182	30 768	189409	m^3CH_4
	LECH II	866556	750327	Nie posiada silnika do spalania gazu	116229	m^3CH_4
SUMA	GRUNWALD IV	1548282	230891	489 087	828304	m^3CH_4
	SUMA	2414838	981218	489 087	944533	m^3CH_4
I półrocze	2 stacje	100	41	20	39	%

5. Podsumowanie i wnioski

Odmetanowanie kopalń w szczególności przez odprowadzenie metanu do powierzchniowych stacji odmetanowania poprawia bezpieczeństwo pracujących załóg górniczych. Sprzęt jakim w obecnych czasach dysponuje polskie górnictwo zwiększa możliwość poprawy efektywności odmetanowania np. zastosowanie środków do cementacji i uszczelnienia odwierconego otworu metanowego, lub środków służących do uszczelnienia miejsca ujęcia metanu. W ostatnich latach zmieniło się również wyposażenie sprzętu wiertniczego, obecnie można wykonywać otwory metanowe o większej średnicy oraz o długości nawet do 300 m, co bardzo istotnie wpływa na odgazowanie złoża niżej, bądź wyżej leżącego.

Usytuowanie rurociągu metanowego w szybie wdechowym Grunwald IV jest obostrzone rygorami wydanymi przez Prezesa WUG i skrupulatnie realizowane. Przez cały okres eksploatacji rurociągu w szybie nie doszło do żadnych nieszczelności. Zabezpieczenia przed możliwym wypływem metanu są dobrane w ten sposób, by uniemożliwić przekroczenie stężenia metanu w tym szybie powyżej 0,5%. Dodatkowo sieć rurociągów metanowych jest dobrana w taki sposób, iż w przypadku uszkodzenia rurociągu w szybie istnieje natychmiastowa możliwość przekierunkowania gazu do stacji odmontowania Lech II KWK „Pokój". Utrzymanie rurociągu w szybie wdechowym Grunwald IV, umożliwia kopalni „Halemba–Wirek" bezpieczne prowadzenie robót eksploatacyjnych poprzez odprowadzanie metanu do stacji usytuowanej w pobliżu tego szybu. Dodatkowym aspektem odprowadzenia metanu z wyrobisk i zrobów kopalni jest jego gospodarcze wykorzystanie.

Dla pracujących pod ziemią górników metan, który zmieszany z powietrzem wybucha w stężeniu od 5 do 15%, jest bardzo niebezpieczny. Jednak ujęty w instalacje odmetanowania może służyć do zasilania w ciepło i energię kopalnianych czy miejskich elektrociepłowni. Od wielu lat w polskich kopalniach węgla kamiennego następuje stopniowy rozwój odmetanowania podziemnego i gospodarczego wykorzystania ujętego metanu w instalacjach ciepłowniczo-energetycznych. Wiele samorządów gminnych rozpoczęło prace w celu wykorzystania metanu (po wtłoczeniu do sieci gazowych) w ogrzewaniu kompleksów budynków.

Poziom zagospodarowania metanu z odmetanowania ulega ciągłym zmianom, podobnie jak metanowość kopalń. Zaledwie 30% wydzielającego się przy wydobyciu węgla metanu jest ujmowana w instalacje odmetanowania, zaś do gospodarczego wykorzystania trafia mniej niż 1/5 część całości – wynika z danych Wyższego Urzędu Górniczego. Ujmując gaz w instalacje odmetanowania, kopalnie zmniejszają zagrożenie dla środowiska. Sprzedając go następnie spółce energetycznej, zarabiają. Wykorzystanie metanu zamiast węgla, zmniejsza emisję CO_2.

Obecnie powstają nowe warunki dla finansowania, odzysku i wykorzystania metanu. Dotyczy to Systemu Zielonych Inwestycji (GIS). GIS to koncepcja oparta na artykule 17 protokołu z Kioto, w której założeniu sprzedaż nadwyżek emisji AAUS ma następować w połączeniu z wykorzystaniem środków finansowych pochodzących z tej sprzedaży. Środki finansowe ze sprzedaży nadwyżek emisji, tzw. AAUS (Assigned Amount Units), mają być wykorzystane na realizację projektów i programów ograniczających emisję gazów cieplarnianych. A do nich zalicza się właśnie odzysk i wykorzystanie metanu w energetyce. Procedury i kryteria wsparcia finansowego konkretnych inwestycji oraz wyznaczenie Krajowego Operatora zarządzającego tym systemem nastąpić ma na podstawie rozporządzenia. Prowadzone są prace legislacyjne,

które mają na celu stworzenie podstaw do tego typu transakcji oraz podstaw do właściwego wykorzystania środków finansowych uzyskanych ze sprzedaży nadwyżek emisji [7].

Kopalnia „Halemba–Wirek" w pierwszej połowie 2011 roku odprowadziła do sieci odmetanowania 2414838 m^3CH_4 z tego gospodarczo wykorzystała 1470305 m^3CH_4, co stanowi średnio 61% metanu ujętego do sieci rurociągów. 981218 m^3CH_4 wykorzystano gospodarczo do spalania w kotłowniach obsługiwanych przez firmę CARBO–Eneria, 489087 m^3CH_4 wykorzystano do spalania w silniku gazowym obsługiwanym przez pracowników kopalni. Pomimo ocieplenia w związku z nadchodzącym latem ilość zagospodarowanego metanu nieznacznie się tylko obniżyła w stosunku do miesięcy zimowych, w których gaz przez firmę CARBO–Eneria jest wykorzystywany do spalania celem ogrzania pomieszczeń gospodarczych oraz ciepłej wody użytecznej KWK „Pokój".

Modernizacja kotła typu WLM–5 w kotłowni na terenie KWK „Halemba–Wirek" pomyślnie wpłynęła na zwiększenie możliwości zagospodarowania metanu, co powinno zwiększyć efektywność gospodarczego wykorzystania tego gazu w miesiącach zimowych. Odprowadzanie gazu z części dołowej kopalni „Halemba–Wirek" o parametrach, jakimi obecnie charakteryzuje się ujęty gaz pozwoli na pozytywne rozpatrzenie decyzji o zakupie drugiego silnika do spalania gazu, być może o większych parametrach niżeli dotychczasowy, by można zwiększyć efektywność zagospodarowania gazu przez kopalnię, a tym samym obniżyć emisję gazu do atmosfery chroniąc w ten sposób środowisko naturalne.

Literatura

1. Borowski M., Korzec M., Obracaj D., Swolkień J., Szlązak N.: Zależność metanowości od zwięzłości pokładów węgla. Górnicze zagrożenia naturalne. GIG, Katowice 2010.
2. Dokumentacja działu energo-mechanicznego KWK „Halemba–Wirek" 2006.
3. Dokumentacja firmy ZCP Carbo–Energia sp. z o.o. 2011.
4. Dokumentacja działu wentylacji KWK „Halemba" 2004.
5. Dokumentacja działu wentylacji KWK „Halemba" 2005.
6. Dokumentacja działu wentylacji KWK „Halemba–Wirek" 2011.
7. Ekologia.pl. Strona internetowa.: http://srodowisko.ekologia.pl/zrodla-energii/Metan-zrodlo-energii-na-skale-przemyslowa,6985.html.
8. Gatnar K., Tor A.: Ujęcie i gospodarcze wykorzystanie metanu pokładów węgla z obszaru górniczego Jastrzębskiej Spółki Węglowej S.A. w skoja-

rzonych układach energetyczno-chłodniczych. Strona internetowa.: http://kgp.wnoz.us.edu.pl/Pdf/a28.pdf

9. Kozłowski B.: Prognozowanie zagrożeń gazowych w kopalniach głębinowych. GIG, Katowice 2000.
10. Program PHARE nr PL 9507.01.05 pt. „Wykorzystanie gazu kopalnianego dla celów energetycznych".
11. „Źródło – opracowanie własne".

Wpływ składu wód szybowych na szybkość korozji elementów górniczego wyciągu szybowego

Paweł Szulc – Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego sp. z o.o.

1. Wprowadzenie

Procesy korozyjne wywołane są oddziaływaniem środowiska. Środowisko, w którym zachodzą procesy korozyjne, jest nazywane środowiskiem korozyjnym. Środowiskiem korozyjnym może być wilgotne powietrze otaczającej atmosfery, woda, błoto, substancje ciekłe i gazowe itp. Ogólnie, jest to środowisko oddziałujące w sposób destrukcyjny (niszczący) na przebywający w nim metal. Jednoczesne działanie tlenu i wilgoci zawartych w powietrzu powoduje powstawanie rozszerzających się procesów korozyjnych. Uniwersalne środowiska, w których zachodzi korozja, to: atmosfera, wody i gleba [3]. Poniżej przedstawiono podstawowe informacje o wpływie różnych czynników na korozję.

Atmosfera. Korozja metali zależy od czystości i wilgotności atmosfery. W Polsce wilgotność względna powietrza wynosi około 75%. W atmosferze występuje agresywny tlenek siarki. Tlenek siarki powstaje głównie ze spalania węgla, który zawiera około 1÷2% siarki.

Woda. Czynnikiem wpływającym na korozję jest jakość wód, szczególnie odprowadzanych wód przemysłowych i ścieków. Wody tego rodzaju, zawierają zwiększone ilości soli, takich jak siarczany i chlorki, które stanowią zagrożenie korozyjne. Zawartość już 100÷200 mg jonów siarczanowych w litrze wody czyni ją środowiskiem agresywnym. Wody kopalniane zawierają w niektórych okręgach nawet do 2000 mg SO_4 w litrze, czyli 10-krotnie więcej od progu agresywności.

Gleba. W glebie poza składem chemicznym, pH i różnym natlenieniem występuje dodatkowy czynnik agresywny – prądy błądzące, które w pewnych okolicznościach upływają do gruntu z szyn elektrycznych trakcji kolejowych i tramwajowych. Jeśli połączenie metalowe pomiędzy szynami ulegnie obluźnieniu lub przerwaniu i prąd płynący szyną napotka opór. Przez zawilgocony grunt upływa do ziemi, co powoduje uszkodzenia korozyjne instalacji metalowych znajdujących się w ziemi, nawet wiele kilometrów w bok i w głąb od torów. Zagrożone wtedy są górnicze wyciągi szybowe z całym osprzętem, tj. zbrojenie szybowe, liny nośne i naczynia wyciągowe. Czynnikiem potęgującym agresywność gleby i wód jest sól stosowana w zimie do usuwania lodu z nawierzchni dróg. Sól wnika do żelaza, które koroduje powodując korozję wżerową, aż do korozji na wskroś.

2. Korozja

Korozja zachodzi pod wpływem chemicznej i elektrochemicznej reakcji materiału z otaczającym środowiskiem.

Korozja wedłujg PN-EN ISO 8044:2002 „Korozja Metali i stopów" obowiązującej od stycznia 2002 r. w Polsce to „oddziaływanie fizykochemiczne między metalem a środowiskiem, w wyniku którego powstają zmiany we właściwościach metalu, które mogą prowadzić do znaczącego pogorszenia funkcji metalu, środowiska lub układu technicznego, którego są częściami". Norma ta wylicza 37 rodzajów korozji metali i stopów [5].

Czynniki wpływające na proces korozji:

- obecność zanieczyszczeń,
- odczyn środowiska,
- zmiany temperatury i ciśnienia,
- naprężenie materiału,
- struktura krystaliczna materiału.

Niektóre rodzaje korozji [9]:

- korozja elektrochemiczna powstaje na skutek działania krótko zwartych ogniw na styku metalu z elektrolitem; przyczyną korozji elektrochemicznej mogą też być prądy błądzące np. prąd stały z szyn trakcji elektrycznej; rolę elektrolitu spełniają roztwory wodne soli zawartych w glebie, zaś rolę elektrod rurociągi, kable, konstrukcje zbrojenia szybowego i liny nośne oraz prowadnicze;
- korozja zmęczeniowa zachodząca przy cyklicznych naprężeniach metalu w środowisku agresywnym, objawiająca się pękaniem określonych miejsc konstrukcji zbrojenia szybowego, naczyń wyciągowych oraz lin nośnych i prowadniczych;
- korozja podpowierzchniowa, tj. korozja powierzchni metalu pod powłoką malarską;
- korozja przyspoinowa (rys. 16 i 17), będąca skutkiem przeprowadzonego spawania i tworzenia się węglików w strefie działania wysokiej temperatury wzdłuż spoiny;
- korozja w postaci kropek objawia się na powierzchni metalu w postaci kropek od płytkich począwszy aż do wżerów na wskroś (rys. 13);
- korozja wżerowa (pitting), powodująca głębokie wżery w metalu (rys. 12);
- korozja szczelinowa, która objawia się w szczelinie między metalami o niedostatecznym dostępie powietrza i tlenu (rys. 6);
- korozja równomierna, tzn. rozprzestrzeniająca się równomiernie na całej powierzchni metalu (rys. 15);
- korozja cierna (fretting) zachodząca na powierzchniach granicznych dwu ściśle dopasowanych płaszczyzn metali, które ulegają drganiom lub przesunięciom oscylacyjnym (rys. 18).

Szczególną rolę, w procesie korozji odgrywa $C0_2$ i O_2, powodując charakterystyczne wżery i wgłębienia na żelaznych częściach konstrukcji zbrojenia szybowego, naczyń wyciągowych oraz lin nośnych i prowadniczych.

3. Wpływ składu wody na szybkość korozji

Niszczące działanie wody sprowadza się do agresywnego wpływu na metale, głównie żelazo i stal. Korozyjne działanie na metale obejmuje złożone procesy elektrochemiczne.

W Polsce przeprowadza się wstępną jakościową ocenę korozyjnego działania wód, stosowanych do picia i potrzeb gospodarczych. Norma określa dopuszczalne wielkości parametrów wody, przy których woda ma osłabione własności korozyjne. Przy ocenie własności korozyjnych wody interpretacji poddaje się następujące parametry:

- indeks nasycenia,
- zawartość dwutlenku węgla,
- zasadowość wody,
- twardość wapniową,
- właściwe przewodnictwo elektryczne,
- zawartość tlenu rozpuszczonego,
- zawartość siarczanów, chlorków, azotanów, jonów amonowych, miedzi oraz siarkowodoru [4].

Najczęściej szybkość korozji określa się przez ubytek masy metalu pod wpływem działania czynnika korodującego na jednostkę powierzchni i czasu.

4. Stabilność, korozyjność i agresywność wody

Stabilność i korozyjność wody to wskaźniki ważne przy ocenie przydatności wody do celów przemysłowych. Woda odznacza się często niekorzystnymi własnościami agresywnymi i korozyjnymi.

Niszczące działanie wody sprowadza się do agresywnego wpływu na metale, głównie żelazo i stal. Korozyjne działanie na metale obejmuje złożone procesy elektrochemiczne. Żaden ze składników wody nie pozostaje obojętny w stosunku do metalu i może przyspieszać jego korozję. Wpływ składu wody na szybkość korozji metali według Chandlera przestawiono w tabeli 1.

Coraz częściej zwraca się uwagę na zwiększone własności korozyjne wód zanieczyszczonych. Z innych czynników wpływających na intensywność procesów korozji wymienić można:

- szybkość przepływu – wzrost szybkości do pewnej wartości powoduje przyspieszenie korozji w związku ze zwiększeniem dostępu tlenu do metalu; duża szybkość przepływu powoduje wzrost intensywności korozji wskutek mechanicznego uszkadzania strumieniami wody warstw ochronnych,
- temperatura wody wpływa bardzo istotnie na szybkość reakcji chemicznych, a tym samym na intensywność procesów korozji; wzrost temperatury zwiększa szybkość dyfuzji tlenu do powierzchni metalu,

– na powstawanie zjawiska korozji wpływają również zbyt wysokie wartości pH,
– optymalny zakres pH, znajduje się w przedziale 8,7÷11,5.

Wpływ składu wody na szybkość korozji metali według Handlera [4]

Tabela 1

Składnik	Wpływ na szybkość korozji
Odczyn pH	W zakresie pH 4,5÷9,0 szybkość korozji jest prawie stała.
Rozpuszczone gazy: - tlen	Tlen jest efektywnym depolaryzatorem katodowym i w związku z tym szybkość korozji wzrasta wraz ze wzrostem jego stężenia (typowe zawartości 2÷10 mg/dm^3). Działanie tlenu jest uzależnione od: temperatury, przepływu i składu chemicznego wody.
- dwutlenek węgla	Dwutlenek węgla może wpływać bezpośrednio (co wynika z jego kwaśnego charakteru), stanowiąc źródło jonów wodorowych dla reakcji katodowej i pośrednio ograniczając tworzenie się węglanu wapniowego.
Rozpuszczone sole: - jony agresywne	Jony siarczanowe i chlorkowe są agresywne, gdyż utrudnia- ją tworzenie się warstw ochronnych. Jony chlorkowe mogą niszczyć stan pasywny, co prowadzi do korozji wżerowej.
- jony metali	Jony niektórych metali (np. miedzi) mogą powodować tworzenie lokalnych ogniw bimetalicznych wskutek redukcji i wydzielania się na powierzchniach stalowych i tym samym mogą przyspieszać korozję lokalną.
- jony nieagresywne	Jony takie jak wapń, magnez, kwaśne węglany - mają własności inhibitujące.
Całkowita ilość substancji rozpuszczonej	Wielkość zasolenia wody ma wpływ głównie na szybkość korozji układów bimetalicznych.

Parametrami wyznaczającymi agresywność korozyjną środowiska atmosferycznego, zgodnie z normą PN-EN ISO 12944-2:2001, są szybkość korozji stali niskowęglowej i cynku.

Norma precyzuje 6 kategorii korozyjności atmosfery oraz 3 kategorie korozyjności wody i gruntu [7].

5. Agresywna woda w polskich szybach

W polskim górnictwie prawie wszystkie szyby powyżej 500 m głębokości charakteryzują się agresywną wodą szybową, powodującą szybkie niszczenie elementów górniczych wyciągów szybowych, takich jak zbrojenie szybowe, liny nośne i naczynia wyciągowe.

Na podstawie analizy danych składu wód szybowych przedstawianych do badań naczyń wyciągowych i lin nośnych z kilkunastu szybów można wskazać najbardziej agresywne składniki wody. Tabela 2 przykładowo przedstawia składniki wód szybowych.

Agresywne składniki wód szybowych [8]

Tabela 2

		Najwyższe dopuszczalne stężenie dla wody do picia i na potrzeby gospodarcze [11]
Aniony:		
• chlorki	**709,2÷4059,0** mg/dm^3	2500 mg/dm^3
• siarczany	83,5÷ 94,4 mg/dm^3	250 mg/dm^3
• wodorowęglany	**561,2÷585,6** mg/dm^3	500 mg/dm^3
• azotany	0,1÷6,0 mg/dm^3	50 mg/dm^3
• azotyny	**1,42÷2,11** mg/dm^3	0,1 mg/dm^3
• krzemiany	4,6÷5,1 mg/dm^3	1,0 mg/dm^3
• bromki	0,1÷5,76 mg/dm^3	7,02 mg/dm^3
Kationy:		
• wapń	59,1÷146,5 mg/dm^3	200 mg/dm^3
• magnez	**46,3÷170,9** mg/dm^3	50 mg/dm^3
• żelazo ogólne	**0,05÷0,34** mg/dm^3	0,2 mg/dm^3
• sód	**552,0÷2367,0** mg/dm^3	200 mg/dm^3
• potas	**13,3÷33,4** mg/dm^3	25 mg/dm^3
• bar	0,2÷0,25mg/dm^3	0,7 mg/dm^3
• amoniak	0,06÷0,07 mg/dm^3	0,5 mg/dm^3
• mangan	**0,1÷0,12** mg/dm^3	0,05 mg/dm^3
Pierwiastki śladowe:		
• cynk	0,06÷0,073 mg/dm^3	3,0 mg/dm^3
• miedź	0,013÷0,07 mg/dm^3	1,0 mg/dm^3
• kadm	0,0003÷0,0012 mg/dm^3	0,003 mg/dm^3
• nikiel	0,007÷0,022 mg/dm^3	0,02 mg/dm^3
• chrom	0,005÷0,011 mg/dm^3	0,05 mg/dm^3
• ołów	0,004÷0,009 mg/dm^3	0,01 mg/dm^3
Suma metali ciężkich	0,102÷0,111 mg/dm^3	0,2 mg/dm^3
Twardość wody	**1068,7÷ 1862,1** $CaCO_3$/dm^3	60÷500 $CaCO_3$/dm^3
Barwa	11÷18 mg/dm^{3}Pt	5÷20 mg/dm^{3}Pt
Mętność	**5÷11** mg/dm^3SiO_2	1 mg/dm^3SiO_2

Analizując te dane można dojść do wniosku, że w szybach powyżej 500 m głębokości najbardziej agresywnymi składnikami wód szybowych są:

– chlorki;
– azotyny;
– sód;
– potas.

Można również wyciągnąć wnioski z terminów pobierania próbek wody do badania i tak w szybach zlokalizowanych blisko ulic i dróg w okresie letnim występuje znaczne mniej chlorków, sodu i potasu niż w okresie zimowym.

Świadczy to o fakcie przenikania tych składników przez wody gruntowe do szybów. Wody podziemne w większości przypadków są bezwonne.

6. Korozja elementów górniczego wyciągu szybowego

6.1. Liny stalowe

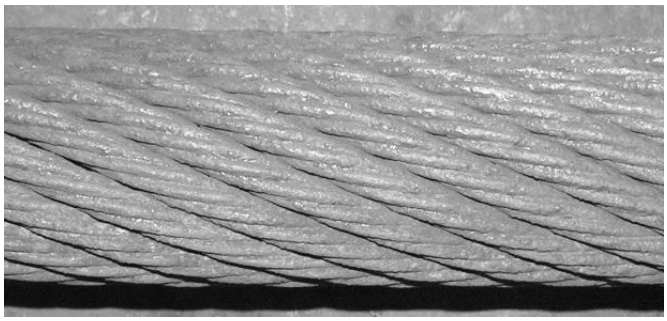
Niebezpiecznym czynnikiem wpływającym na osłabienie lin jest korozja. Korozja zmniejsza przekrój nośny drutów liny, oraz gwałtownie pogarsza ich własności mechaniczne. Pod wpływem korozji następuje rozluźnienie drutów zewnętrznych, wskutek czego nie biorą one udziału w pracy liny i nie pękają. Stwarza to pozory dobrego stanu liny, podczas gdy w rzeczywistości druty wewnętrzne ulegają przeciążeniu i pękają, co prowadzi zwykle do szybkiego lub gwałtownego osłabienia liny i jej zerwania.

Ochronne działanie powłoki cynkowej naniesionej galwanicznie na druty jest tak długo skuteczne, jak długo powłoka jest szczelna. Z chwilą jej uszkodzenia, w obecności wilgoci i zanieczyszczeń proces korozji drutów jest intensywniejszy niż bez powłoki.

Oddziaływanie korozji na stan liny nasila się szczególnie, gdy korozji ulegają druty wewnętrzne w splotkach liny. Korozja drutów lin występuje w szybach mokrych ze szczególnym nasileniem agresywnych wód szybowych.

W linach stalowych pracujących w górniczych wyciągach szybowych występuje równocześnie wiele rodzajów korozji.

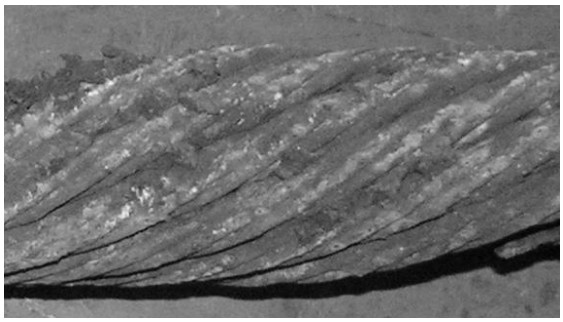
Korozja równomierna (rys. 1) występuje na całej powierzchni drutu. Powoduje ona zmniejszenie średnicy drutu. Korozja równomierna atakuje zewnętrzną powierzchnię drutów liny stopniowo zmniejszając ich przekroje, druty zewnętrzne ulegają deformacjom w skutek, czego druty wewnętrzne przejmują ich obciążenie, co w efekcie prowadzi do znacznego obciążenia warstw wewnętrznych.



Rys.1. Widok korozji równomiernej [10]

Korozja wżerowa i punktowa (rys. 2 i 3) to najczęstszy przypadek korozji drutów, podczas której powstają miejscowe głębokie wżery, powodujące zmniejszenie przekroju drutu oraz znaczny spadek wytrzymałości zmęczeniowej. Korozja wżerowa atakuje druty rozwijając się w głąb przekroju. Głę-

bokość wżerów jest kilka lub kilkanaście razy większa od wżerów korozji powierzchniowej. Występuje ona w miejscach pozbawionych warstwy ochronnej. Korozja wżerowa często rozwija się razem z korozją punktową. Korozja punktowa (rys. 2) różni się od wżerowej średnicą wżerów, które wynoszą 0,1÷1,0 mm.



Rys.2. Korozja punktowa [10]

Rys.3. Korozja cierna [10]

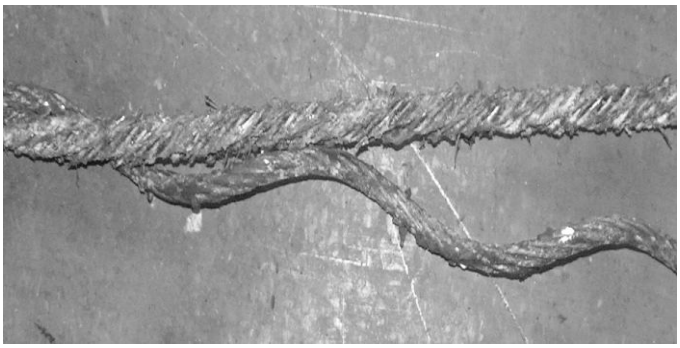
Korozja naprężeniowa występuje przy nadmiernych naprężeniach statycznych rozciągających druty z równoczesnym działaniem środowiska korozyjnego.

Korozja cierna (rys. 3) występuje w miejscach styku drutów przy niedostatecznym smarowaniu. W wyniku tarcia powstają włoskowe szczeliny i pęknięcia drutów.

Korozja międzykrystaliczna to połączenie korozji wżerowej i punktowej. Powstaje ona na granicach ziaren w metalu ukierunkowanych równolegle do osi drutu, ponieważ charakter korozji określony jest przez kierunek ciągnienia drutów.

Korozja zmęczeniowa **(**rys. 4), zachodząca przy cyklicznych naprężeniach metalu w środowisku agresywnym polega na spadku wytrzymałości drutów na zmęczenie w skutek działania korozji. Naprężenia działające na drut w środowisku korozyjnym powodują niszczenie materiału w wyniku rozprzestrzenienia się pęknięć międzykrystalicznych, co obniża trwałość zmęczeniową. Zmienne naprężenia powodują zniszczenie warstwy cynku na drutach liny.

Rys.4. Korozja zmęczeniowa [10]



Rys.5. Korozja biologiczna [10]

Korozja biologiczna (rys. 5) jest to korozja spowodowana działalnością mikroorganizmów, które rozwijają się w środowisku beztlenowym. Korozja biologiczna występuje w rdzeniach organicznych lin. Stosowanie lin wyrównawczych stalowych płaskich i okrągłych z rdzeniami organicznymi nie jest wskazane, gdyż przyczynia się to do szybszego rozwoju korozji drutów nośnych. Szczególnie niebezpieczne jest występowanie korozji w linach wyrównawczych wielowarstwowych.

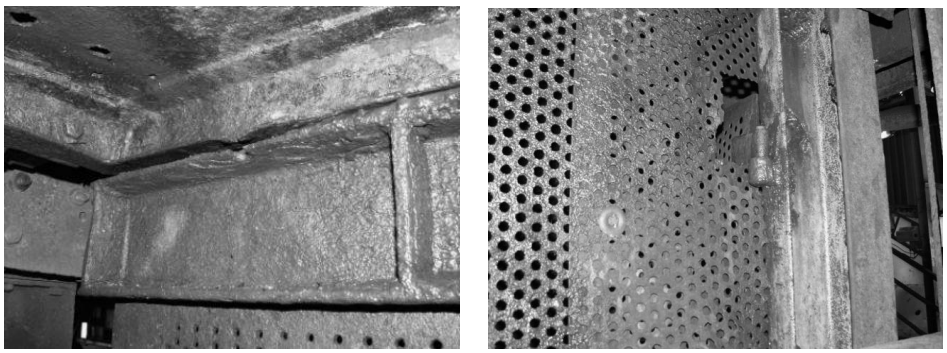
6.2. Naczynia wyciągowe

Konserwacja naczynia wyciągowego polega na regularnym czyszczeniu i malowaniu elementów konstrukcji i innych części metalowych, które przez cały czas poddawane są bezlitosnemu działaniu korozji. Z każdym miesiącem użytkowania naczynia wyciągowego jego elementy narażone są na intensywne i niszczące działanie czynników przyrody jak woda, czynników chemicznych jak sól występująca w wodach gruntowych np. z wysypywania zimą na drogi, jak i na urazy mechaniczne. Łatwo jest znaleźć widoczne gołym okiem zadrapania i uszkodzenia elementów konstrukcji skipów powstałe na skutek uderzeń „przepadu" podczas wydobycia i uszkodzenia elementów klatek powstałych podczas opuszczania materiałów oraz jazdy ludzi. Zbagatelizowanie ubytków lakieru to najgorsze, co możemy zrobić. Długotrwałe działanie agresywnej wody szybowej zamieni niewielkie uszkodzenie w rozległe ognisko rdzy. W naczyniach wyciągowych mamy do czynienia z wieloma rodzajami korozji działającymi na poszczególne elementy konstrukcji naczynia.

W węzłach konstrukcyjnych występuje korozja szczelinowa (rys. 6), która objawia się w szczelinie między metalami o niedostatecznym dostępie powietrza i tlenu, co uniemożliwia samoodnawianie się warstewki tlenkowej na stali. Woda dostająca się między elementy połączone za pomocą nitów, śrub pasowanych czy łączników sprężających typu Huckbolt powoduje tzw. pęcznienie materiału rodzimego powodując deformację danego węzła.

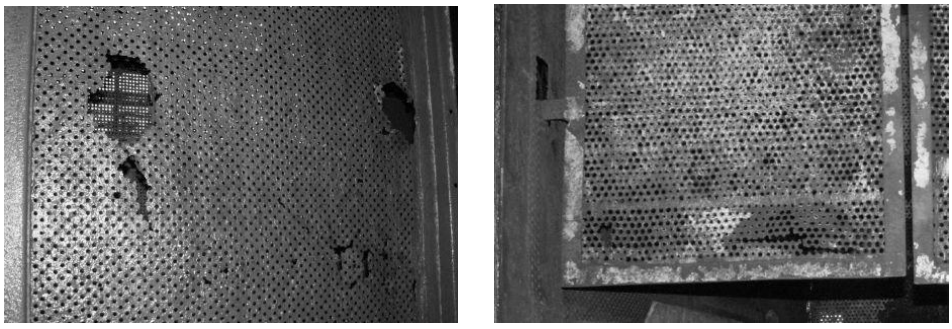
Przeprowadzając badania ekspertyzowe i 3-letnie naczynia wyciągowego, należy uważnie przyglądać się miejscom, w których wykonano otwory technologiczne. Ramy pomostów wysuwnych i uchylnych w klatkach oraz skipoklatkach w miejscach ich łączenia, jak również zawiasy drzwi pięter i inne elementy ruchome w naczyniach to miejsca, w których ogniska korozji występują bardzo często (rys. 7). Jest to spowodowane uszkodzeniami mechanicznymi tych miejsc, co powoduje uszkodzenie powłoki antykorozyjnej w wyniku czego dane połączenie ruchome ulega korozji.

⬅ Rys.6. Korozja szczelinowa [10]



Rys.7. Elementy ruchome naczyń wyciągowych narażone na korozję [10]

Ogromne znaczenie na wielkość i szybkość powstania korozji naczyń wyciągowych ma cyrkulacja powietrza w szybie.

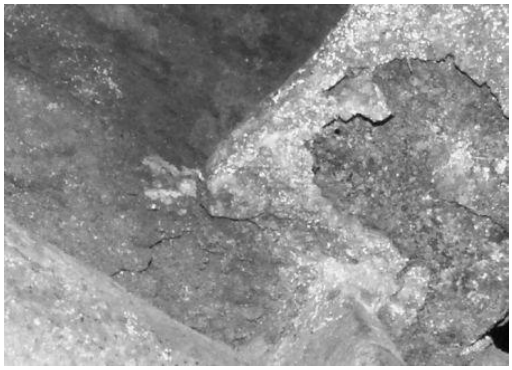


Rys.8. Korozja blach perforowanych ścian bocznych i drzwi pięter [10]

Bardzo częstym przypadkiem jest korodowanie blach perforowanych ścian bocznych naczyń i drzwi pięter w klatkach (rys. 8). W dużej mierze jest to

spowodowane ściekaniem wody po całej konstrukcji naczynia w mokrym szybie i wysuszaniem ich w wieży szybowej, lunetach wentylacyjnych i na poziomach technologicznych.

Często też niejako „pomagamy" w powstawaniu ognisk korozji np. na dnie pojemnika skipu materiałowego poprzez „ochronę" blach podestowych za pomocą arkuszy gumy. Guma amortyzuje uderzenia podczas załadunku materiałów długich do pojemnika jednak wilgotna guma i nadmiar „okorków" z drewna to źródło wilgoci, pierwszego czynnika, który powoduje powstawanie ognisk korozji (rys. 9).

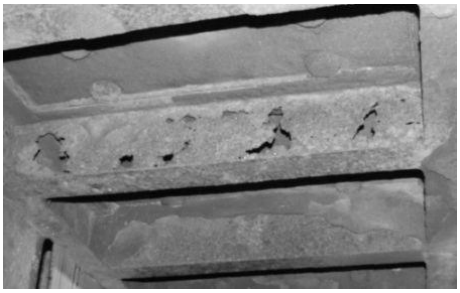


Rys.9. Korozja płatowa i wżerowa dna pojemnika skipu materiałowego [10]

Korozja wżerowa (rys. 10) występująca na uchu pod belką do opuszczania materiałów może przekształcić się w korozję w postaci kropek.

Długotrwałe działanie korozji wżerowej w miejscu pozbawionym farby ochronnej może spowodować korozje punktową na wskroś, co widzimy na ceownikach belek pomostu (rys. 11).

Rys.10. Korozja wżerowa [10]



Rys.11. Korozja punktowa na wskroś [10]

Na dużych elementach np. na ścianach bocznych pojemników skipów występuje korozja płatowa, może być ona spowodowana złym przygotowaniem blachy przed położeniem warstwy farby ochronnej (rys. 12).

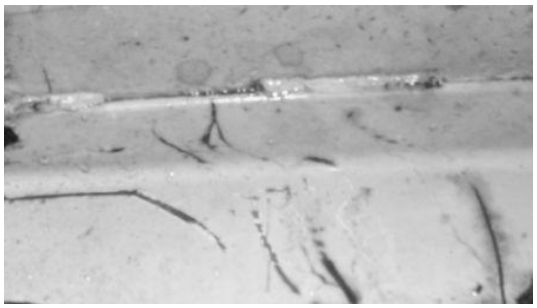
W szybach wilgotnych - wydechowych, gdzie naczynia są narażone cały czas na działanie wód szybowych występuje bardzo często korozja równomierna (rys. 13). Korozja równomierna jest najmniej niebezpieczną ze wszyst-

kich rodzajów korozji, wpływa na obniżenie wytrzymałości konstrukcji tylko na zasadzie zmniejszenia przekroju poprzecznego danego elementu naczynia, a nie obniża wytrzymałości materiału.

Rys.12. Korozja płatowa [10]

Rys.13. Korozja równomierna [10]

W miejscach łączenia elementów za pomocą spoin możemy zauważyć korozję przyspoinową, spowodowaną źle oczyszczoną spoiną podczas procesu spawania, co widzimy na rysunku 14.



Rys.14. Korozja przyspoinowa [10]

Rys.15. Korozja cierna [10]

Bardzo niekorzystną dla elementów współpracujących ze sobą jest korozja cierna ściśle dopasowanych płaszczyzn metali, spowodowana drganiami lub przesunięciami oscylacyjnym tychże elementów podczas eksploatacji naczynia wyciągowego.

Na rysunku 15 przedstawiono elementy zawieszenia z łapadłami wraz z klinem zabezpieczającym.

Ogromne znaczenia na szybkość korozji elementów górniczego wyciągu szybowego ma zróżnicowana temperatura powietrza w szybie

i w wolnych drogach przejazdu w połączeniu z wodami szybowymi, co może dać bardzo szybko znać o sobie, jeśli w porę nie dostrzeżemy uszkodzeń konstrukcji naczyń wyciągowych czy innych elementów. Najbardziej niekorzystne warunki pracy naczyń wyciągowych występują na szybach wdechowych mokrych, gdzie naczynia w szybie „mokną", a wyjeżdżając powyżej zrębu szybu są osuszane.

7. Zabezpieczenie lin i naczyń wyciągowych przed korozją

Do ochrony drutów w linach stalowych przed korozją stosuje się galwaniczne powłoki cynkowe. Są łatwe do stosowania, charakteryzują się niewielkimi kosztami wytwarzania, oraz stosunkowo wysokimi właściwościami ochronnymi. Należy pamiętać, iż wartość ochronna powłok zwiększa się wraz ze wzrostem ich grubości. Gorsze właściwości ochronne cynku obserwuje się w środowisku o dużej wilgotności lub dużym zasoleniu.

Naczynia wyciągowe eksploatowane w górniczych wyciągach szybowych powinny być w okresach 3-letnich lub krótszych w zależności od stopnia korozji czyszczone i malowane [2].

Uszkodzone i zardzewiałe podczas eksploatacji miejsca na konstrukcji naczynia należy oczyścić do czystego stalowego podłoża i zabezpieczyć takimi samymi farbami, jakie zastosował producent naczynia. Jeżeli naczynie wykazuje występowanie korozji przekraczające wzorzec R4 według normy PN-71/H-97053 należy je oczyścić przez piaskowanie lub w inny skuteczny sposób do podłoża metalu [6].

Zagadnienia związane z zabezpieczeniem konstrukcji stalowych kompleksowo omówione zostały w normie PN-EN ISO 12944:2001 „Farby i lakiery [7]. Ochrona przed korozją konstrukcji stalowych za pomocą ochronnych systemów malarskich".

8. Warunki prowadzenia prac malarskich

- Prace malarskie mogą być wykonywane przy temperaturze > 5^{o}C i wilgotności względnej > 90%.
- Temperatura powierzchni malowanej powinna być > 3^{o}C od temperatury punktu rosy.
- Niedopuszczalne jest malowanie powierzchni ogrzanych > 40^{o}C.

Znajomość agresywności korozyjnej środowiska niezbędna jest zarówno do doboru właściwego zestawu malarskiego, jak i do zaprojektowania odpowiedniego programu badań potwierdzającego przydatność wytypowanego zestawu do określonych warunków eksploatacji.

9. Podsumowanie i wnioski

Z przeprowadzonej analizy rozważanego zagadnienia wynikają następujące wnioski:

- W polskim górnictwie węglowym prawie wszystkie szyby powyżej 500 m głębokości charakteryzują się agresywną wodą szybową.
- Oddziaływanie korozji na stan liny nasila się szczególnie, gdy korozji ulegają druty wewnętrzne w splotkach liny. Korozja drutów lin występuje w szybach mokrych ze szczególnym nasileniem agresywnych wód szybowych.
- Stosowanie w szybach mokrych, lin wyrównawczych płaskich stalowych ze splotkami osadzonymi na rdzeniach sizalowych nie jest wskazane, gdyż przyczynia się to do szybszego rozwoju korozji biologicznej rdzenia, a co za tym idzie korozji drutów nośnych.
- Długotrwałe działanie agresywnej wody szybowej na liny i naczynia wyciągowe zamieni niewielkie uszkodzenie w rozległe ognisko rdzy.
- Znajomość agresywności korozyjnej środowiska niezbędna jest zarówno do doboru właściwego zestawu malarskiego, jak i do zaprojektowania odpowiedniego programu badań potwierdzającego przydatność wytypowanego zestawu do określonych warunków eksploatacji.

Literatura

1. Doilido J.: Chemia wody. Arkady, Warszawa 1987.
2. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa naczyń wyciągowych.
3. Justatowa J.: Technologia wody i ścieków. PWN, Warszawa-Łódź 1980.
4. Kowal A.L. Świderska-Bróż M.: Oczyszczanie wody. PWN, Warszawa-Wrocław, 1997.
5. Norma PN-EN ISO 8044:2002 „Korozja Metali i stopów”.
6. Norma PN-71/H-97053 Ochrona przed korozją. Malowanie konstrukcji stalowych. Ogólne wytyczne.
7. Norma PN-EN ISO 12944:2001 „Farby i lakiery. Ochrona przed korozją konstrukcji stalowych za pomocą ochronnych systemów malarskich”.
8. Sprawozdania z badania wód szybowych w Zakładach Górniczych - ZG Sobieski, KWK Chwałowice, ZG Piekary.
9. Strona internetowa „http://pl.wikipedia.org/wiki/Korozja”.
10. Szulc P.: Ekspertyzy z badań lin i naczyń wyciągów szybowych z lat 2005÷2011.
11. Załącznik nr 1 do rozporządzenia Ministra Zdrowia z dnia 19 listopada 2002 r. (Dz.U. Nr 203, poz. 1718).

Nowe maszyny wyciągowe przeznaczone do stosowania w górniczych wyciągach szybowych

Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz, Hanna Barańska, Piotr Helmrich – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wprowadzenie

Wieloletnia współpraca ITG KOMAG z firmą MWM Elektro sp. z o.o. zaowocowała w ostatnich dwóch latach opracowaniem projektów i wykonaniem dwóch nowych maszyn wyciągowych przeznaczonych do stosowania w górniczych wyciągach szybowych podziemnych zakładów górniczych. Jedna z nich to maszyna jednobębnowa B-4300/DC-8m/s, a druga to maszyna z ciernym sprzężeniem liny z linopędnią (typu Koepe) K-6000/DC-16m/s.

Zakład Transportu Pionowego w swoim zakresie realizacji zadania zaprojektował część mechaniczną obu maszyn natomiast firma MWM Elektro sp. z o.o. opracowała projekty w zakresie części elektrycznej zasilania i sterowania maszyn.

W niniejszym rozdziale przedstawiono budowę obu maszyn w zakresie części mechanicznej.

2. Maszyna wyciągowa B-4300/DC-8m/s

2.1. Założenia do projektu maszyny

Podstawowym założeniem projektowym maszyny wyciągowej jednokońcowej było jej przeznaczenie głównie do głębienia szybów. Maszyna ta może zastąpić dotychczas stosowane maszyny tego typu, tj. maszynę B-5000/ 2×1000 zaprojektowaną w latach 60. XX w. w KOMAG-u i wykonaną w kilkudziesięciu egzemplarzach na rynek krajowy jak i zagraniczny, głównie do Indii. Maszyna wyciągowa jednobębnowa B-5000/2×1000 z dwoma silnikami o mocy 1000 kW każdy, o maksymalnej sile w linie 226 kN, głębokości ciągnienia do 1000 m i prędkości ciągnienia 8 m/s, wyposażona była w hamulce bębnowe szczękowe, z dwoma napędami pneumatyczno-obciążnikowymi typu HOP-V.

W projekcie nowej maszyny założono, że maksymalna głębokość ciągnienia wyniesie 1500 m, masa udźwigu maszyny 240 kN, a prędkości ciągnienia 8 m/s. Maszyna wyposażona będzie w dwa silniki prądu stałego o mocy 1000 kW.

Analiza rynku wskazuje, że tak przyjęte parametry gwarantują na polskim rynku wykonanie kilku a nawet kilkunastu egzemplarzy maszyny z możliwością wykorzystania ich do głębienia nowych lub też pogłębiania istniejących szybów.

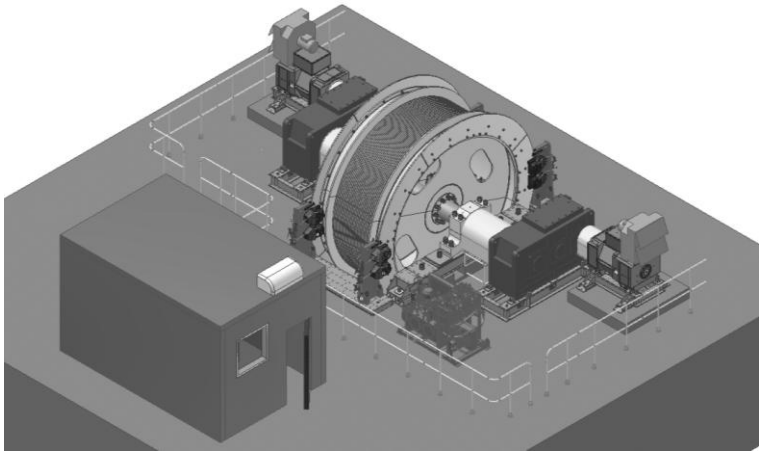
Rys.1. Maszyna wyciągowa B-5000/2×1000 [5]

2.2. Budowa maszyny i podstawowe parametry

Maszyna wyciągowa jednobębnowa B-4300/DC-8m/s składa się z następujących podzespołów:

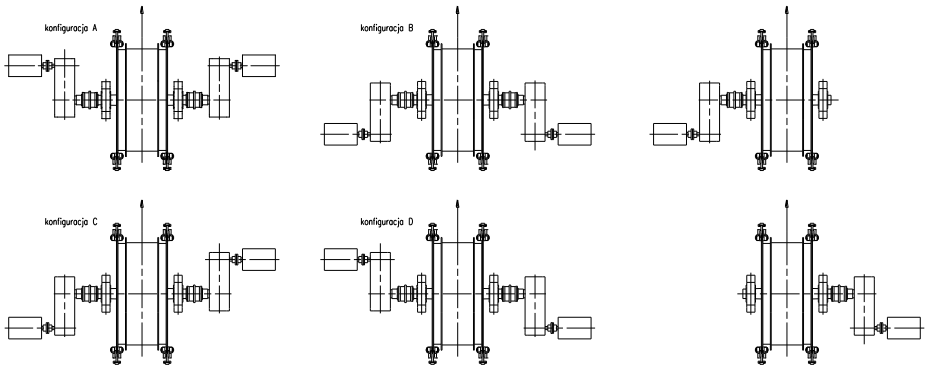
- wału głównego z bębnem i łożyskami,
- dwóch jednostek napędowych,
- hydraulicznego hamulca tarczowego,
- wyposażenia dodatkowego,
- zespołu ram i osłon.

Model maszyny wyciągowej przedstawiono na rysunku 2.



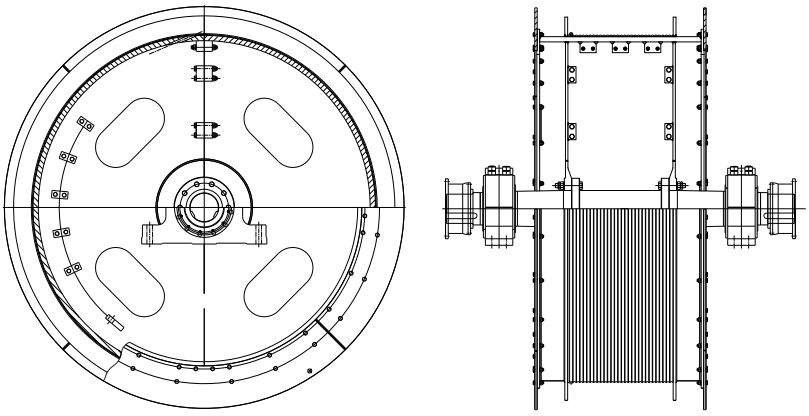
Rys.2. Model maszyny wyciągowej B-4300/DC-8m/s [5]

W zależności od miejsca zabudowy maszyna może być wykonana w przedstawionym poniżej (rys. 3) układzie rozmieszczenia silników napędowych, jak również w zależności od potrzeb w wykonaniu z pojedynczym napędem.

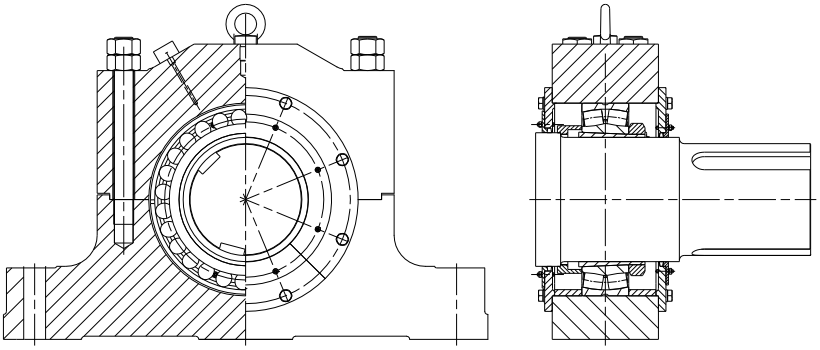


Rys.3. Rozmieszczenie jednostek napędowych w zależności od warunków zabudowy na obiekcie [5]

Zespół wału głównego (rys. 4) stanowi bęben nawojowy, wał główny i dwa łożyska. Bęben nawojowy konstrukcji dzielonej, którego połówki są skręcane śrubami, mocowany jest do dwóch kołnierzy wału i przykręcany śrubami pasowanymi. Na płaszczu bębna zamocowana jest wykładzina stalowa LEBUS, która gwarantuje prawidłowe nawijanie się liny w zakładanych czterech warstwach. Na obu skrajniach płaszcza bębna znajdują się tarcze, do których przykręcane są tarcze hamulcowe. Wał główny maszyny posadowiony jest w dwóch łożyskach tocznych baryłkowych dwurzędowych, zabudowanych w korpusach mocowanych do ramy maszyny. Na obu końcach wału osadzone są połówki sprzęgieł zębatych, które przenoszą ruch obrotowy poprzez połączenia wpustowe.



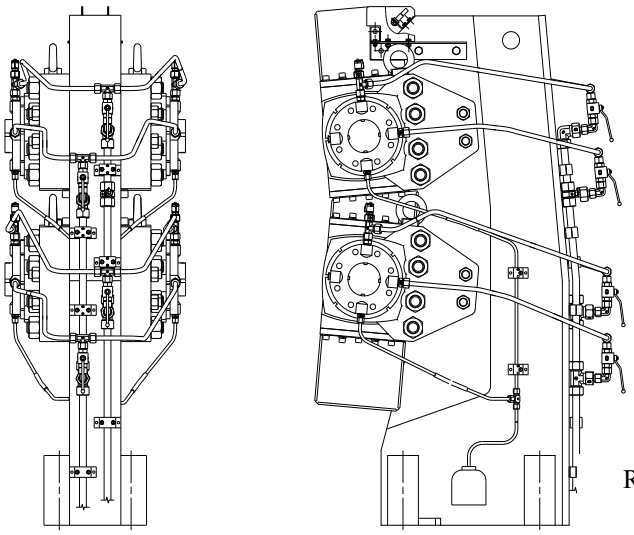
Rys.4. Zestaw wału głównego [5]



Rys.5. Łożysko główne [5]

Każdy z zespołów napędowych składa się z silnika prądu stałego o mocy 1040 kW i prędkości obrotowej 1016 obr/min. Silnik, poprzez sprzęgło podatne, połączony jest z przekładnią zębatą walcową H3SH wielkość 22 o przełożeniu nominalnym 28. Bezpośrednie połączenie zespołu napędowego z wałem głównym realizowane jest poprzez sprzęgło zębate.

Hamulec maszyny wyciągowej stanowi zespół 8 par siłowników typu BSFG 408-A00-02-00-S z okładziną MICKE 1203, rozmieszczonych na czterech stojakach hamulcowych (rys. 6). Zasilanie i sterowanie hamulca zapewnia agregat hydrauliczny typu HC-MWM-4/VER.II-D, który umożliwia hamowanie bezpieczeństwa z różnymi wartościami siły hamującej w zależności od kierunku ruchu i wielkości nadwagi. Układ hamulcowy wyposażony jest w czujniki kontroli temperatury tarcz hamulcowych oraz w czujniki wyboczenia tarcz. Każdy z siłowników wyposażony jest w czujniki zbliżeniowe indukcyjne, które umożliwiają kontrolę odhamowania hamulca oraz zużycia okładzin hamulcowych.



Rys.6. Stojak hamulca z siłownikami BSFG-408 [5]

Dodatkowe wyposażenie maszyny stanowią przetworniki inkrementalne zintegrowane z silnikami napędowymi maszyny wyciągowej, które umożliwiają kontrolę ruchu i są wykorzystywane w układzie sterowania maszyny wyciągowej. Maszyna posiada osłony elementów wirujących w tym: bębna, sprzęgieł zębatych i elastycznych.

Podstawowe charakterystyczne parametry maszyny wyciągowej B-4300 /DC-8m/s są następujące:

- średnica nawojowa liny w pierwszej warstwie na bębnie 4300 mm
- maksymalna liczba warstw liny nośnej nawiniętej na bęben 4
- nominalna średnica liny nośnej 41 mm*)
- maksymalna siła zrywająca linę nośną 1900 kN
- maksymalna siła statyczna w linie nośnej obciążająca bęben maszyny 240 kN
- dopuszczalne ciśnienie wywierane na płaszcz bębna przez linę nośną 4,5 MPa
- głębokość ciągnienia 1500 m
- maksymalna prędkość jazdy 8 m/s
- hamulec tarczowy hydrauliczny o maksymalnym ciśnieniu zasilania 16 MPa
- liczba siłowników w hamulcu zamontowanych na 4-stojakach 8 par (4×2 pary)
- całkowita masa maszyny 84500 kg
- wymiary maszyny 6250×11400 mm
- odległość maszyny od koła linowego na wieży min. 30 m, max. 110 m
- kąt nabiegu liny na bęben nawojowy w płaszczyźnie pionowej 0-90^{o}

Uwaga:

*) Dopuszcza się zastosowanie liny nośnej o innej średnicy, indywidualnie dobranej do konkretnego zastosowania w określonym górniczym wyciągu szybowym, z zachowaniem wyżej wymienionych ograniczeń. Zastosowanie liny o innej średnicy niż 41 mm wymaga dostosowania wybranych elementów maszyny m.in. wykładziny oraz dopasowania do niej obrzeży strefy nawojowej bębna, zacisków linowych, końcówki stożkowej.

2.3. Analiza wytrzymałościowa bębna nawojowego maszyny wyciągowej

Do przeprowadzenia analizy wytrzymałościowej bębna nawojowego zastosowano oprogramowanie MSC Patran/Nastran oparte o metodę elementów skończonych (MES). Analizę wykonano na powłokowo-bryłowym modelu linopędni w zakresie do obciążeń odpowiadających warunkom ruchowym oraz warunkom obciążenia, jakie może wystąpić podczas zerwania liny nośnej.

Do wyznaczenia obciążenia bębna nawojowego w odniesieniu do warunków ruchowych zastosowano wzór na nacisk, jaki wywiera lina nośna nawijana na płaszcz bębna [4].

$$P_{s(i)} = \frac{S_{s(i)}}{R_{(i)} \cdot s} \tag{1}$$

gdzie:

$S_{s(i)}$ – średnia siła w warstwie, N,

$$S_{s(i)} = \frac{S_{pw(i)} + S_{kw(i)}}{2} \tag{2}$$

$S_{pw(i)}$ – siła w linie na początku warstwy, N,

$S_{kw(i)}$ – siła w linie na końcu warstwy (zmniejszona o ciężar nawiniętej liny w warstwie), N,

$R_{(i)}$ – promień nawijania liny w pierwszej warstwie, m,

I – warstwa (i = 1, 2, 3, 4),

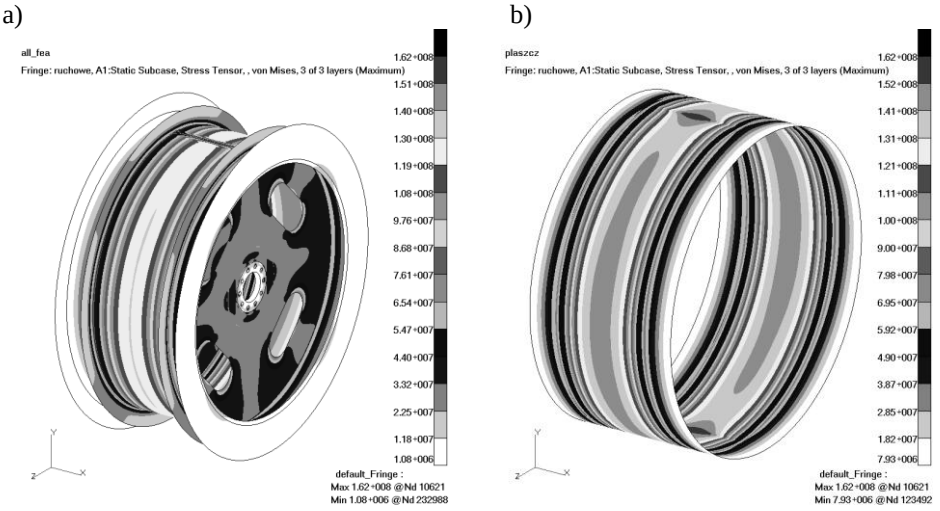
S – skok zwojów nawijanej liny, m.

Ponadto, każda kolejna nawijana warstwa liny powoduje dodatkowe obciążenie płaszcza bębna. Szacuje się, że udział w obciążeniu płaszcza kolejnej warstwy wynosi około 55% obciążenia wywołanego przez tą warstwę [1]. W związku z powyższym, całkowity nacisk na płaszcz bębna nawojowego wynosi:

$$P_{w(i)} = P_{s(i)} \cdot 0{,}55^{i-1} \tag{3}$$

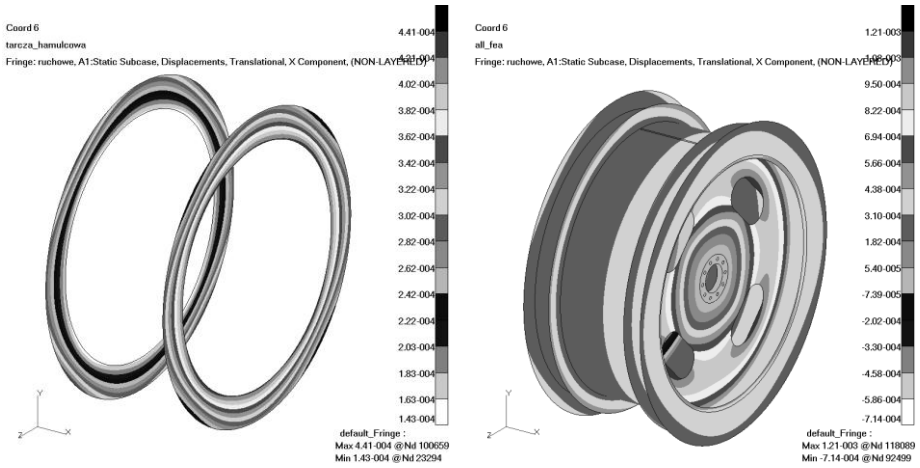
Mapy naprężeń i odkształceń bębna nawojowego w odniesieniu do warunków ruchowych przedstawiono na rysunkach 7 i 8.

a) b)



Rys.7. Mapy naprężeń bębna nawojowego, Pa [5]: a) bęben – całość, b) płaszcz bębna

a) b)



Rys.8. Mapy przemieszczeń wzdłuż osi wału, mm [5]: a) przemieszczenia tarczy hamulcowej, b) przemieszczenia w bębnie

W odniesieniu do warunków awaryjnych bęben nawojowy oprócz obciążeń, jakie wynikają z obciążeń ruchowych (tj. ciśnienia wywieranego na płaszcz wynikającego od nawijającej się liny), bęben obciążony jest siłą wynikającą z napięcia liny przy jej zerwaniu (siły zrywającej linę). Obciążenie to ma czysto charakter lokalny i oddziaływuje na kilka zwojów, zmieniając liniowo swoją wartość od siły zrywającej linę do siły obciążającej linę podczas ruchu.

Liczbę zwojów (kąt opasania), na jakie oddziaływuje zwiększona wartość siły można wyznaczyć z zależności według wzoru Eulera:

$$\alpha = \frac{ln\frac{S_z}{S_r}}{2 \cdot \pi \cdot \mu} \cdot 360^o \ \ [^o] \tag{4}$$

gdzie:

S_z – siła zrywająca linę, N,

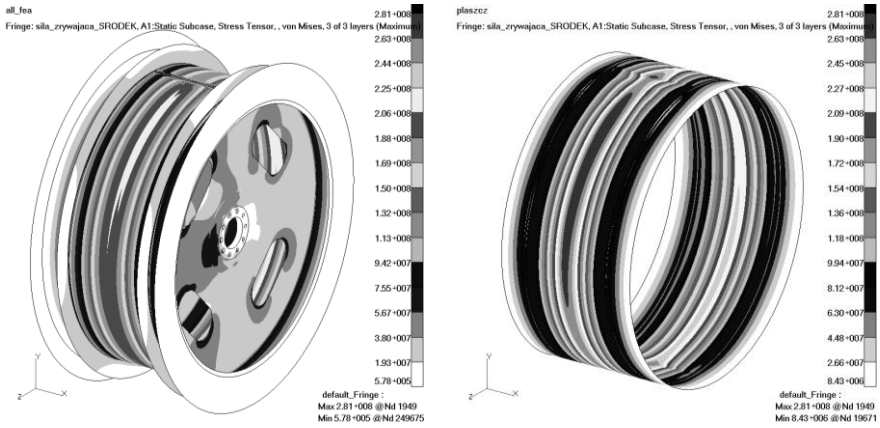
S_r – siła w linie w warunkach ruchowych, N,

μ – współczynnik tarcia pomiędzy liną, a wykładziną bębna.

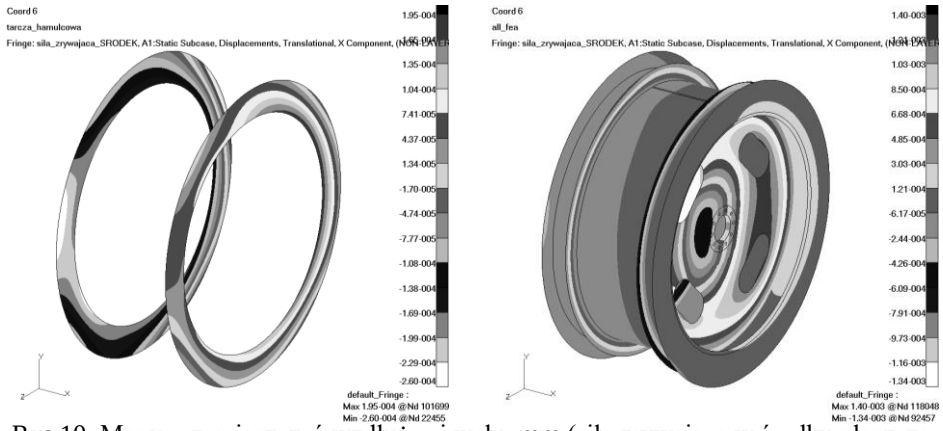
Mapy naprężeń i odkształceń bębna nawojowego w odniesieniu do warunków awaryjnych, tj. przy zakładanym zerwaniu liny przedstawiono na rysunkach 8 do 11.

Wyniki analiz zestawiono w tabeli 1. Bęben nawojowy wykonany będzie ze stali S335J2G3 o parametrach wytrzymałościowych*:* $R_m = 450\ MPa$, $R_e = 295\ MPa$, $Z_{go} = 230\ MPa$ [6].

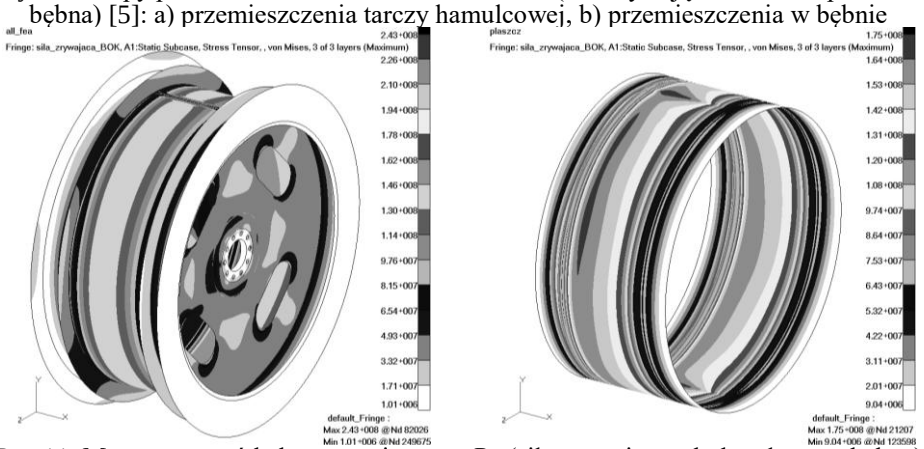
a) b)



Rys.9. Mapy naprężeń bębna nawojowego, Pa (siła zrywająca w środku płaszcza bębna) [5]: a) bęben – całość, b) płaszcz bębna

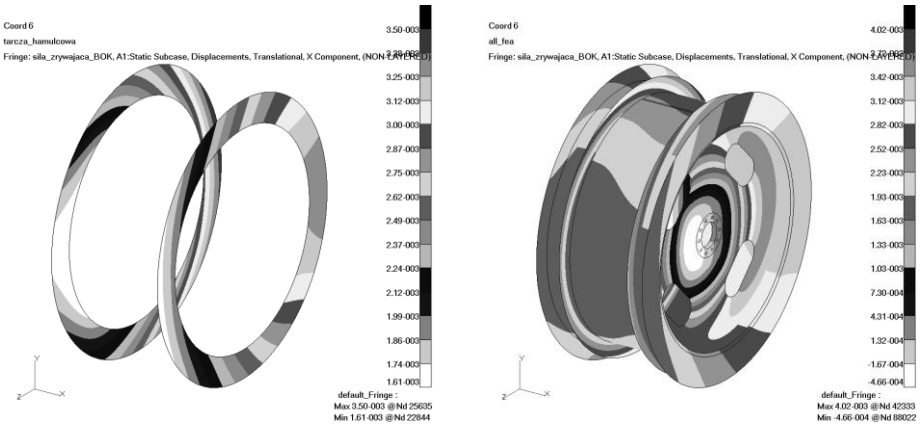


Rys.10. Mapy przemieszczeń wzdłuż osi wału, mm (siła zrywająca w środku płaszcza bębna) [5]: a) przemieszczenia tarczy hamulcowej, b) przemieszczenia w bębnie



Rys.11. Mapy naprężeń bębna nawojowego, Pa (siła zrywająca z boku płaszcza bębna) [5]: a) bęben – całość, b) płaszcz bębna

a) b)



Rys.12. Mapy przemieszczeń wzdłuż osi wału, mm (siła zrywająca w środku płaszcza bębna) [5]: a) przemieszczenia tarczy hamulcowej, b) przemieszczenia w bębnie

Tabela 1

Element	Naprężenia w MPa		
	Warunki ruchowe	Warunki awaryjne siła w środku	Warunki awaryjne siła z boku
Całość bębna	162	281	243
Obrzeże strefy nawojowej	77,5	73,5	78,6
Piasta bębna	54,5	236	242
Pierścień do mocowania tarczy hamulcowej	14,4	25,8	30,5
Płaszcz bębna	162	281	175
Pobocznica bębna	93,3	182	243
Tarcza hamulcowa	13,7	22,9	28,3
	Przemieszczenia wzdłuż osi wału w mm		
Tarcza hamulcowa	0,44	0,20	3,5
Bęben	1,21	1,40	4,02

Współczynnik bezpieczeństwa w odniesieniu do warunków ruchowych wynosi:

$$n = \frac{R_m}{\sigma} = \frac{450}{162} = 2{,}8 \qquad n = \frac{Z_{go}}{\sigma} = \frac{230}{162} = 1{,}4$$

Współczynnik bezpieczeństwa w odniesieniu do warunków awaryjnych wynosi:

$$n = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{295}{281} = 1{,}05$$

Wyniki analiz wytrzymałościowych, przy założonych warunkach obciążenia wykazują, że linopędnia spełnia wymagania określone przepisami dla warunków ruchowych i dla zerwania liny.

Rys.13. Zestaw wału głównego po montażu
w Zakładzie Wytwórczym [5]

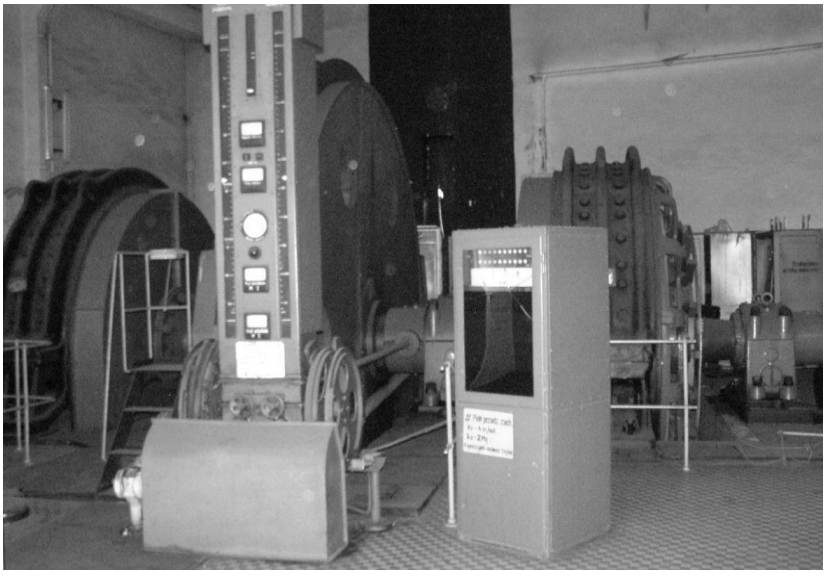
Rys.14. Maszyna B-4300/DC-8m/s zainstalowana na obiekcie [5]

3. Maszyna wyciągowa K-6000/DC-16m/s

3.1. Założenia projektowe

Maszyna wyciągowa typu K-6000/DC-16m/s przewidziana jest do zabudowy w górniczym wyciągu szybowym szybu Piotr KWK „Mysłowice-Wesoła”.

Nowa maszyna zastąpi wcześniej eksploatowaną, a później wyłączoną z ruchu maszynę produkcji CKD (rys. 15). Maszyna CKD z kołem pędnym typu Koepe K-6000, wyposażona była w dwa silniki prądu stałego. Posiadała skręcany trzyczęściowy wał główny osadzony w czterech łożyskach ślizgowych i była wyposażona w pneumatyczno-obciążnikowy napęd hamulcowy z dźwigniowym układem sterowania.



Rys.15. Maszyna wyciągowa K-6000 produkcji CKD [5]

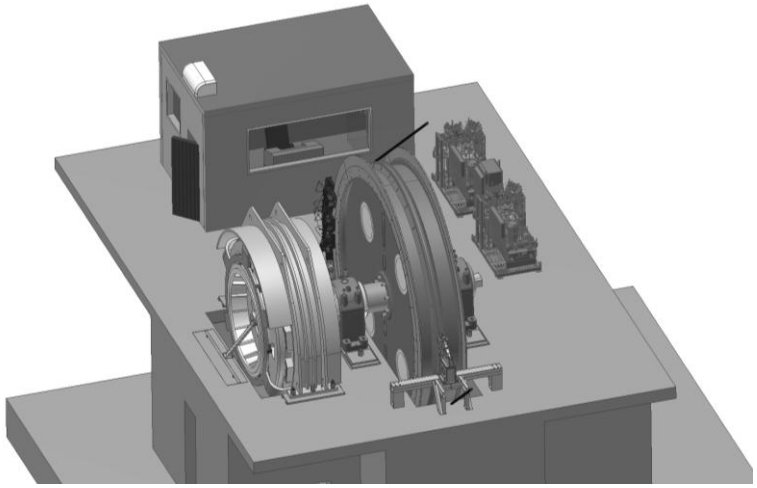
Nowa maszyna będzie osadzona w istniejącym zarysie fundamentu budynku maszyny i będzie wyposażona w pojedynczy wolnoobrotowy silnik prądu stałego PW-114/01, będący na stanie kopalni. Maszyna będzie wyposażona w hamulec tarczowy z nowoczesnym zespołem zasilająco-sterującym. Zakładana głębokość ciągnienia wynosi 865 m, a maksymalna masa użyteczna w klatce 10000 kg.

3.2. Budowa maszyny i podstawowe parametry

Maszyna wyciągowa jednolinowa K-6000/DC-16m/s z napędem bezpośrednim (wirnik silnika osadzony bezpośrednio na wale maszyny) składa się z następujących podzespołów:

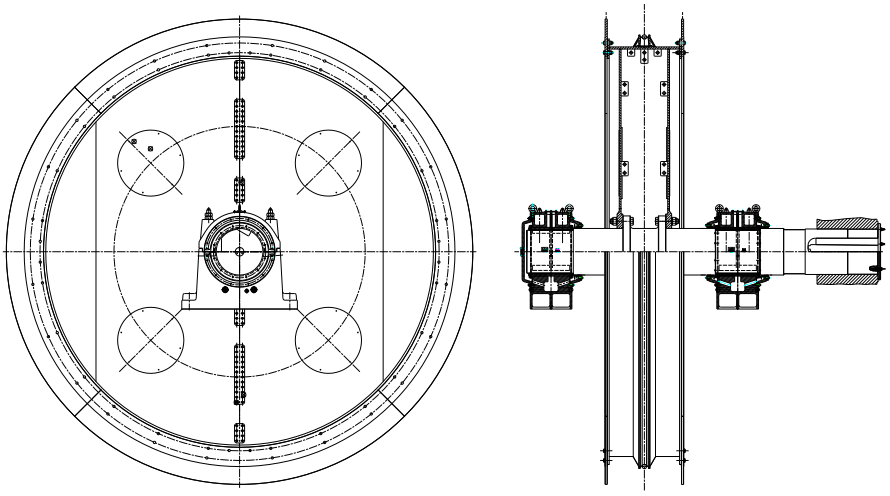
- wału głównego z linopędnią i łożyskami,
- hydraulicznego hamulca tarczowego,
- wyposażenia dodatkowego,
- zespołu ram, barierek i osłon.

Model nowej maszyny wyciągowej przedstawiono na rysunku 16.

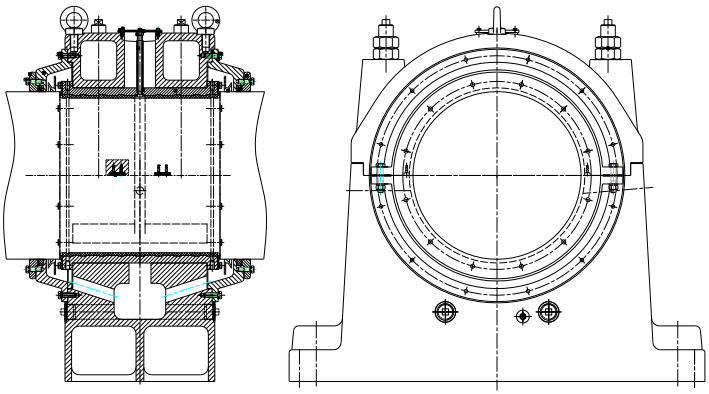


Rys.16. Model maszyny wyciągowej K-6000/DC-16m/s [5]

Zespół wału głównego (rys. 17) stanowi koło pędne typu Koepe, wał główny i dwa łożyska. Koło pędne konstrukcji dzielonej, którego połówki są skręcane śrubami, mocowane jest do dwóch kołnierzy wału i przykręcane śrubami pasowanymi. Na płaszczu linopędni znajduje się koryto do zamocowania wykładziny ciernej typu Modar. Na obu skrajniach płaszcza bębna przymocowane są tarcze, do których przykręcane są segmenty tarcz hamulcowych. Wał główny maszyny posadowiony jest w dwóch łożyskach ślizgowych z obiegowym, wymuszonym smarowaniem olejowym, mocowanych do zakotwionej w fundamencie ramy maszyny. Na jednym końcu wału zawieszony jest wirnik silnika prądu stałego typu PW-104/01 o mocy 2000 kW i nominalnej prędkości obrotowej 51 obr/min.

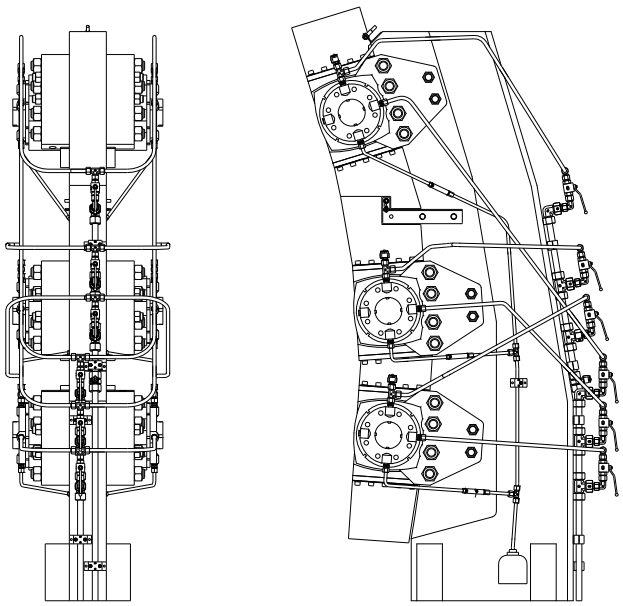


Rys.17. Zestaw wału głównego [5]



Rys.18. Łożysko główne [5]

Hamulec maszyny wyciągowej stanowi zespół 6 par siłowników typu BSFG 408-A00-02-00 z okładziną MICKE 1203, rozmieszczonych na dwóch stojakach hamulcowych (rys. 19). Zasilanie i sterowanie hamulca realizowane za pomocą agregatu hydraulicznego typu H-C MWM-4/VER.II, który umożliwia hamowanie bezpieczeństwa z różnymi wartościami siły hamującej w zależności od kierunku ruchu i wielkości nadwagi. Układ hamulcowy wyposażony jest w czujniki kontroli temperatury tarcz hamulcowych oraz w czujniki wyboczenia tarcz. Każdy z siłowników wyposażony jest w czujniki zbliżeniowe indukcyjne, które umożliwiają kontrolę odhamowania hamulca oraz zużycia okładzin hamulcowych.



Rys.19. Stojak hamulca z siłownikami BSFG-408 [5]

Dodatkowe wyposażenie stanowią przetworniki inkrementalne podłączone do obu końców wału, które umożliwiają kontrolę ruchu maszyny wyciągowej i wykorzystywane są w układzie sterowania maszyny wyciągowej. Oprócz barierek i osłon maszyna wyposażona jest w urządzenie do toczenia i korekty rowka linowego.

Podstawowe charakterystyczne parametry maszyny wyciągowej K-6000/ DC-16m/s są następujące:

- nadwaga statyczna 110 kN
- siła statyczna w linie nośnej 420 kN
- maksymalna siła w obu gałęziach liny 720 kN
- średnica liny nośnej 60 mm
- maksymalna siła zrywająca linę nośną 2800 kN
- nominalna siła zrywająca linę nośna 2345 kN
- liczba lin nośnych 1
- prędkość ciągnienia i transport materiałów 16 m/s
- prędkość jazdy ludzi 12 m/s
- hamulec tarczowy hydrauliczny o max. ciśnieniu zasilania 16 MPa
- całkowita masa maszyny około 95000 kg
- wymiary maszyny 7500x6210 mm

3.3. Analiza wytrzymałościowa koła pędnego maszyny wyciągowej

Do przeprowadzenia analizy wytrzymałościowej koła pędnego zastosowano oprogramowanie MSC Patran/Nastran oparte o metodę elementów skończonych (MES). Analizę wykonano na powłokowo-bryłowym modelu linopędni, w zakresie do obciążeń odpowiadających warunkom ruchowym oraz zakładanym warunkom obciążenia, jakie mogą wystąpić podczas zerwania liny nośnej.

W odniesieniu do linopędni typu Koepe, w której lina przewija się przez koło pędne, siła pochodząca od liny nośnej obciąża płaszcz w miejscu bezpośrednio pod wykładziną. Wyznaczone wartości sił w linach w zakresie do warunków ruchowych oraz awaryjnych, po jednej, jak i po drugiej stronie linopędni pozwalają na wyznaczenie nacisków na płaszcz według zależności:

$$P_{A,B} = \frac{S_{A,B}}{R \cdot d} \quad \text{lub} \quad P = \frac{S_A + S_B}{D \cdot d}, \text{ N/m}^2 \tag{5}$$

gdzie:

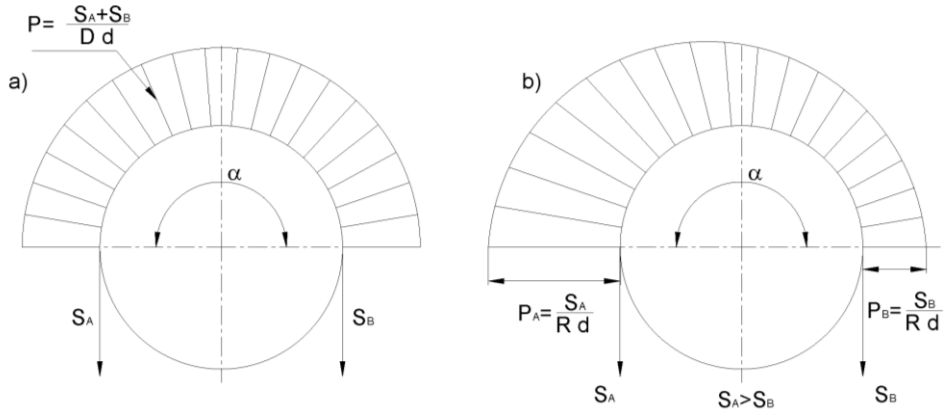
$S_{A,B}$ – siła w linie w gałęzi A i gałęzi B, N,

R – promień płaszcza linopędni, m,

D – średnica płaszcza linopędni, m,

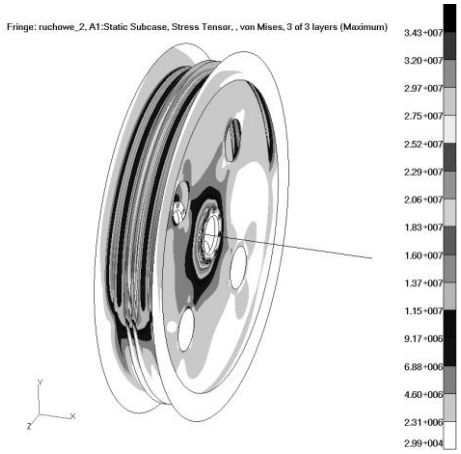
d – szerokość okładziny, m.

Po wyznaczeniu wartości nacisków zadawane jest obciążenie na kącie opasania liny, na szerokości posadowienia wykładziny. Nacisk ten, w zależności od modelu obciążeń, może być stały lub liniowo zmienny (rys. 20).

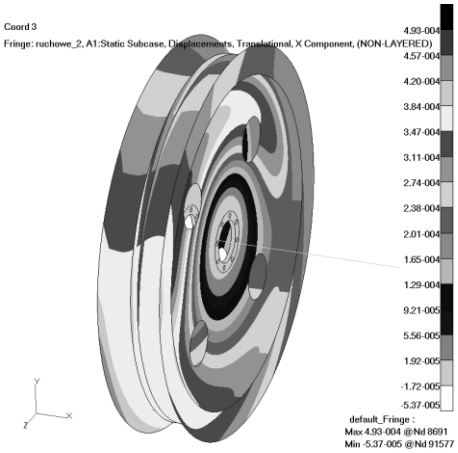


Rys.20. Schemat obciążeń linopędni typu Koepe [5]

Wyniki analiz wytrzymałościowych linopędni K-6000 w postaci mapy naprężeń i odkształceń, dla warunków ruchowych przedstawiono na rysunkach 21 i 22.



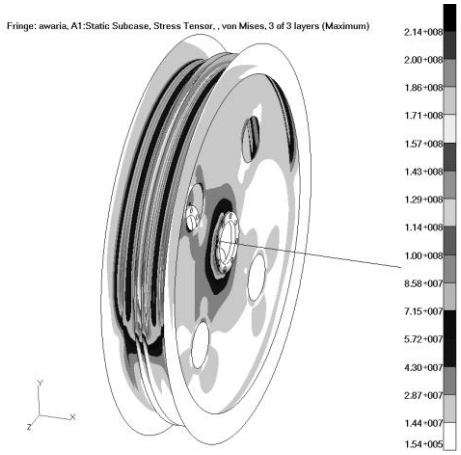
Rys.21. Mapa naprężeń koła pędnego, Pa [5]



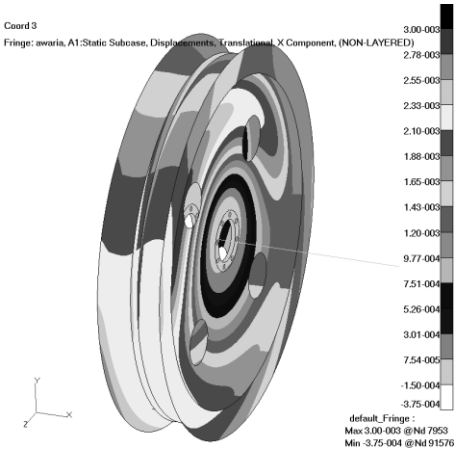
Rys.22. Mapa przemieszczeń w kole pędnym, m [5]

Mapy naprężeń i odkształceń bębna nawojowego w odniesieniu do warunków awaryjnych, tj. przy zakładanym zerwaniu liny przedstawiono na rysunkach 23 i 24.

Wyniki analiz zestawiono w tabeli 2. Bęben nawojowy wykonany jest ze stali S335J2G3 o parametrach wytrzymałościowych: $R_m = 450\ MPa$, $R_e = 295\ MPa$, $Z_{go} = 230\ MPa$ [6].



Rys.23. Mapa naprężeń koła pędnego, Pa [5]



Rys.24. Mapa przemieszczeń w kole pędnym, m [5]

Tabela 2

	Naprężenia w MPa	
Element	Warunki ruchowe	Warunki awaryjne
Całość koła pędnego	34,3	214
Płaszcz koła pędnego	34,3	214
Pobocznica koła pędnego	28,4	123
	Przemieszczenia wzdłuż osi wału w mm	
Całość koła pędnego	0,492	3,00
Tarcza hamulcowa	0,4	2,55
Tarcza hamulcowa w miejscu współpracy z siłownikami	0,27	1,65

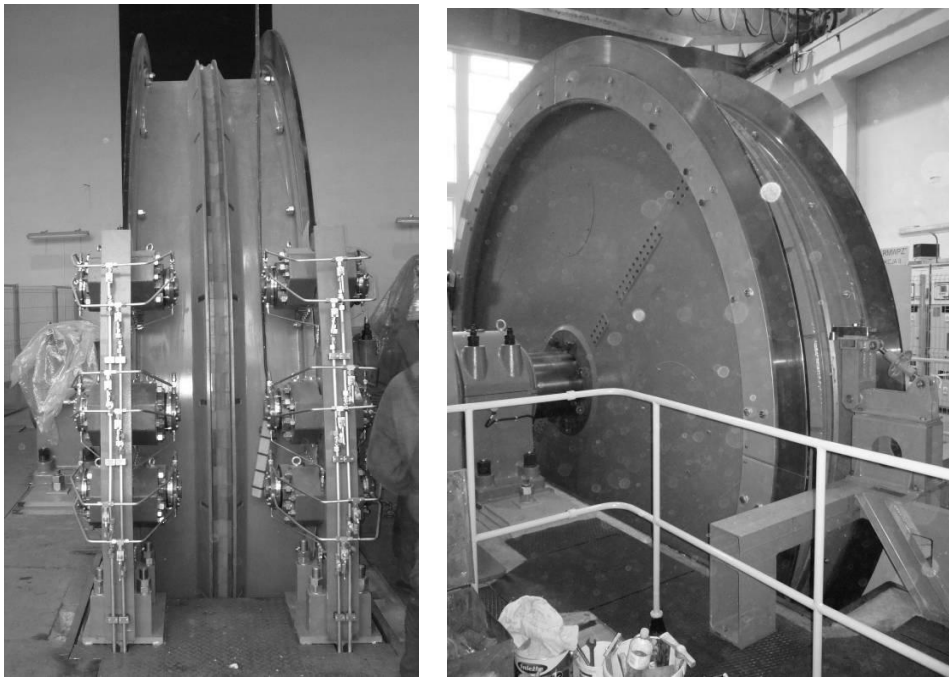
Maksymalne naprężenie zredukowane wynosi: $\sigma = 34{,}3$ MPa

$$X_{zg} = \frac{Z_{go}}{\beta_g \cdot \gamma_g \cdot \sigma} = \frac{250}{1{,}79 \cdot 1{,}8 \cdot 34{,}3} = 2{,}26 > X_{zw} = 1{,}70 \qquad (6)$$

Współczynnik bezpieczeństwa w odniesieniu do warunków awaryjnych wynosi:

$$n = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{275}{214} = 1{,}29$$

Wyniki analiz wytrzymałościowych, przy założonych warunkach obciążenia wykazują, że linopędnia spełnia wymagania określone przepisami w zakresie wytrzymałości linopędni, jak i dla warunków ruchowych oraz zerwania liny nośnej.



Rys.25. Maszyna K-6000/DC-16m/s podczas montażu na obiekcie [5]

4. Podsumowanie

Omówione w opracowaniu dwie maszyny wyciągowe B-4300/DC-8/ms, K-6000/DC-16m/s są nowymi rozwiązaniami wykorzystującymi wieloletnie doświadczenie projektowe ITG KOMAG. W trakcie ich projektowania, wykorzystano nowoczesne metody projektowe oparte na projektowaniu 3D oraz nowoczesne metody obliczeniowe stosowane w obliczeniach złożonych konstrukcji mechanicznych, tj. metodę elementów skończonych zastosowaną do obliczeń przede wszystkim linopędni maszyn wyciągowych.

W konfigurowaniu struktury obu zaprezentowanych nowych maszyn wyciągowych wykorzystano wysokiej klasy elementy handlowe, do których można zaliczyć w przypadku maszyny bębnowej przekładnie zębate oraz sprzęgła, jak i powszechnie stosowane w maszynach wyciągowych hydrauliczne siłowniki hamulcowe.

Oba rozwiązania maszyn stanowią wysoki poziom techniczny odpowiadający rozwiązaniom innych światowych producentów maszyn wyciągowych. Przewiduje się, zwłaszcza w odniesieniu do maszyny typu B-4300/DC-8/ms, że znajdzie ona szerokie zastosowanie, w związku z czym przewiduje się co najmniej kilka jej wykonań.

Literatura

1. Dawydow B.Ł.: Rasczjet i konstrirowanije szachtnych podjemnych maszin. Uglietiehizdat, 1949.
2. Kowal L., Nyga K., Turewicz K.: Nowoczesne metody obliczeniowe wspomagające projektowanie bezpiecznych konstrukcji maszyn wyciągowych na przykładzie prac ITG KOMAG. III Międzynarodowa Konferencja „Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego. CBiDGP, Ustroń 06.2011.
3. Niezgodziński M.E., Niezgodziński T.: Wzory wykresy i tablice wytrzymałościowe. WNT, Warszawa 1996.
4. Popowicz O.: Transport kopalniany. Część 4 „Wyciągi szybowe". Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Katowice 1957.
5. Dokumentacja techniczna ITG KOMAG.
6. Polska Norma nr PN-EN 10025-2:2007 – Wyroby walcowane na gorąco ze stali konstrukcyjnych. Część 2: Warunki techniczne dostawy stali konstrukcyjnych niestopowych.

Modernizacje maszyn wyciągowych i urządzeń zainstalowanych w górniczych wyciągach szybowych zrealizowane przez MWM Elektro sp. z o.o. w latach 2009-2011

Jarosław Długaj, Piotr Ryndak – MWM Elektro sp. z o.o.

1. Wprowadzenie

Począwszy od stycznia 2009 r. do września 2011 r. firma MWM Elektro sp. z o.o. z siedzibą w Trzebini zrealizowała następujące projekty związane z górniczymi wyciągami szybowymi:

1. Modernizacja maszyny wyciągowej BB-3000 górniczego wyciągu szybowego szybu III KW S.A. oddział KWK „Jankowice".
2. Modernizacja maszyny wyciągowej B-5000/2x1000 górniczego wyciągu szybowego awaryjno-rewizyjnego szybu „R-VIII" KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Rudna".
3. Modernizacja maszyny wyciągowej BB-3000 górniczego wyciągu szybowego szybu „Daniłowicz" KS „Wieliczka" S.A.
4. Modernizacja maszyny wyciągowej 2L-6000/2400 oraz zabudowa urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu 1.2 LW „Bogdanka" S.A.
5. Zabudowa urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Kinga" KS „Wieliczka" S.A.
6. Zabudowa maszyny wyciągowej B-4300/DC-8m/s oraz urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej w przedziale południowym szybu VI JSW S.A. Oddział KWK „Budryk".
7. Zabudowa części elektrycznej z uwzględnieniem zespołów sterowniczo-zasilających hamulca maszyny wyciągowej 4L-5000/2x3600 oraz urządzenia sterowniczo-sygnałowego górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 LW „Bogdanka" S.A.

Wyżej wymienione realizacje zadań przeprowadzane były ze szczególnym uwzględnieniem poprawy jakości współpracy człowieka z systemem urządzeń jakim jest maszyna wyciągowa, urządzenie sygnalizacji szybowej lub w niektórych przypadkach górniczy wyciąg szybowy w całości.

Podczas modernizacji częściowych – zabudowy zespołów urządzeń do danego obiektu, pomimo braku zmiany parametrów eksploatacyjnych celem było polepszenie bezpieczeństwa i warunków pracy wyciągu poprzez zastosowanie ergonomicznych stanowisk sterowniczych zabudowanych w klimatyzowanych, dźwiękoszczelnych kabinach oraz zastosowanie nowoczesnych systemów sterowania, zabezpieczeń i wizualizacji procesów.

Projekt nr 1: Modernizacja maszyny wyciągowej BB-3000 górniczego wyciągu szybowego szybu III KW S.A., oddział KWK „Jankowice”

Maszyna wyciągowa BB-3000, w której zastosowano przedmiotowy zespół została wyprodukowana przez Rybnicką Fabrykę Maszyn RYFAMA. Jest to dwubębnowa maszyna wyciągowa z możliwością wzajemnego przestawiania bębnów nawojowych.

Po zastosowaniu przedmiotowego zespołu urządzeń w maszynie wyciągowej zmianie nie uległ zestaw wału głównego wraz z bębnami nawojowymi oraz zespół roboczy i zespół napędowy hamulca, natomiast nowa jest część elektryczna, łącznie ze sterowaniem hamulca.

Zespół urządzeń składa się z następujących zespołów funkcjonalnych realizujących:

a) zasilanie elektryczne w skład którego wchodzą:
   - transformator przekształtnikowy – 315kVA/6kV/0,5kV,
   - transformator wzbudzenia – 7,5kVA/0,5kV/0,5kV,
   - przekształtnik tyrystorowy nawrotny typu DCS800-S02-0520-05 dla zasilania twornika silnika prądu stałego typu DMI 250V,
   - przekształtnik tyrystorowy typu DCF504-0050 dla zasilania uzwojenia wzbudzenia silnika prądu stałego typu DMI 250V.
b) napęd maszyny wyciągowej, w skład którego wchodzą:
   - silnik prądu stałego typu DMI 250V produkcji firmy ABB Drives and Motors, zamocowany do fundamentu z zastosowaniem ramy,
   - sprzęgło elastyczne RUPEX typu RWN, produkcji firmy FLENDER AG, łączące wał wirnika silnika z wałem szybkobieżnym przekładni,
   - zębata przekładnia walcowa typu H3SH, o przełożeniu 1 : 40, produkcji firmy FLENDER AG, zamocowana do fundamentu z zastosowaniem ramy,
   - sprzęgło zębate ZAPEX typu ZWN, produkcji firmy FLENDER AG, łączące wał wolnobieżny przekładni z łącznikiem wału głównego,
   - łącznik wału głównego, którego kołnierz połączony jest z kołnierzem wału głównego 12 śrubami pasowanymi.
c) sterowanie maszyny wyciągowej, w skład którego wchodzą:
   - cyfrowy regulator jazdy oparty o rozwiązanie GRZ-08 i dwa sterowniki AC800M,
   - stanowisko sterownicze do ręcznego sterowania maszyny wyciągowej, w którym zabudowano elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do sterowania maszyną wyciągową,
   - elektropneumatyczny zespół sterowania hamulca EPZSH-3a, zabudowany w instalacji pneumatycznej hamulca maszyny wyciągowej.
d) zabezpieczenia maszyny wyciągowej w skład których wchodzą:
   - obwód bezpieczeństwa, zrealizowany w technice przekaźnikowej,

- cyfrowy układ zabezpieczeń, zrealizowany w oparciu o redundantny zespół sterowników logicznych PLC typu AC800M,
- bezpieczniki szybkie prądu stałego w obwodzie głównym silnika napędowego stanowiące zabezpieczenie od zwarć,

e) odwzorowanie ruchu maszyny wyciągowej wykorzystywane w układach sterowania i zabezpieczeń, w skład których wchodzą:
- przetwornik inkrementalny (B1) i tachoprądnica (B3) napędzane od końca wału głównego maszyny wyciągowej,
- przetwornik inkrementalny (B2) napędzany od końca wału wirnika silnika napędowego.

Po zabudowaniu przedmiotowego zespołu urządzeń w maszynie wyciągowej parametry eksploatacyjne prowadzenia ruchu tego górniczego wyciągu szybowego nie uległy zwiększeniu i przedstawiają się następująco:

Charakterystyka techniczna:

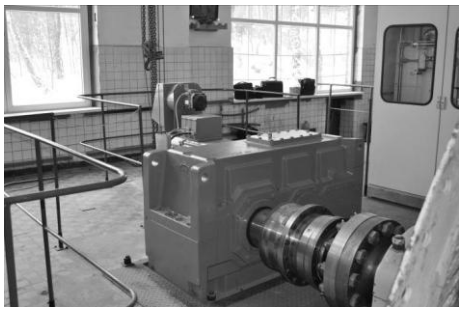
– typ maszyny	BB-3000
– usytuowanie maszyny	na zrębie szybu
– rodzaje sterowania	sterowanie ręczne
– rodzaje pracy:	- wydobycie - jazda ludzi - jazda osobista - rewizja szybu - rewizja kół linowych - prace szybowe
– droga jazdy	397,6 m
– prędkości jazdy:	- 4,0 m/s dla wydobycia - 2,0 m/s dla jazdy ludzi - 1,0/0,5 m/s dla rewizji szybu
– przyspieszenia/opóźnienia:	przyspieszenie 0,5 m/s^2 opóźnienie 0,5 m/s^2
– obciążenie użyteczne przy transporcie materiałów	1,0 Mg
– obciążenie użyteczne przy jeździe ludzi	0,75 Mg
– średnica bębnów nawojowych	3000 mm
– średnica lin nośnych	34 mm
– zasilanie przekształtnika obwodu głównego	transformator 315 kVA 6,0/0,5 kV
– zasilanie obwodów pomocniczych	500VAC, 230 VAC, 24 VDC
– podstawowe parametry silnika napędowego:	
- typ	DMI 250V
- moc	P_n = 232 kW
- napięcie	U_n = 520 VDC
- prąd silnika	I_n = 499 A
- obroty	n_n = 628 obr/min
- napięcie wzbudzenia	U_{nw} = 310 VDC
- prąd wzbudzenia	I_{nw} = 14 A
- moment znamionowy	M_n = 3524 Nm

Równocześnie z zabudową przedmiotowego zespołu górniczy wyciąg szybowy został wyposażony w aparat rejestrujący typu RG-3 (posiadający indywidualne dopuszczenie do stosowania w zakładach górniczych).

Rys.1. Widok maszyny wyciągowej BB-3000 przed modernizacją i po modernizacji [Źródło: opracowanie własne]

a)

c)



b)

Rys.2. Widok wybranych elementów składowych zespołu urządzeń: a) elektropneumatyczny zespół sterowania hamulca EPZSH-3a, b) szafa przekształtników tyrystorowych, c) przekładnia walcowa wraz ze sprzęgłem ZAPEX i łącznikiem wału głównego [Źródło: opracowanie własne]

Wyciąg górniczy, w którym zabudowana jest opisywana maszyna wyciągowa BB-3000 jest wyciągiem dwubębnowym, dwunaczyniowym bez lin wy-

równawczych. W tym wyciągu występuje specyficzne zjawisko zmiany kierunku ruchu nadwagi podczas jazdy naczyń w czasie jednego cyklu, tzn. podczas ciągnienia pustej klatki z poziomu do nadszybia w początkowej fazie cyklu napęd podnosi nadwagę, a w końcowej fazie cyklu napęd opuszcza nadwagę. Fakt ten musiał zostać przez inżynierów MWM Elektro uwzględniony w algorytmach sterowania elektropneumatycznego zespołu sterowania hamulca w celu realizacji dwuwariantowego hamowania bezpieczeństwa z wykorzystaniem dwóch wartości ciśnień wyprzedzenia i resztkowych wybieranych w zależności od kierunku ruchu nadwagi. Konkludując przy wykorzystaniu zespołu EPZSH-3a użytkownik dysponuje urządzeniem, które kontroluje kierunek ruchu nadwagi i potrafi zapewnić hamowanie z ciśnieniem właściwym dla danego przypadku ruchu wyciągu.

W opisywanym zespole urządzeń maszyny wyciągowej zastosowany został napęd silnikiem prądu stałego. Silnik obcowzbudny prądu stałego zasilany jest z przekształtników tyrystorowych. Przekształtniki tyrystorowe (obwodu głównego i obwodu wzbudzenia) oprócz możliwości zasilania z dwóch źródeł 500 V zostały dobrane i skonfigurowane w taki sposób, że zmiana kierunku wirowania silnika wyciągowego może być realizowana w wybranym przez Użytkownika obwodzie, rewers napięcia następuje w obwodzie głównym, bądź po przeprowadzeniu procedur wyboru z wykorzystaniem tylko interaktywnego systemu wizualizacji w obwodzie wzbudzenia. Funkcja ta może być wykorzystana w przypadku uszkodzenia jednego z mostków tyrystorowych rewersyjnych przekształtników.

Projekt nr 2: Modernizacja maszyny wyciągowej B-5000/2x1000 górniczego wyciągu szybowego awaryjno-rewizyjnego szybu „R-VIII" KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Rudna"

Maszyna wyciągowa B-5000/2x1000, w której zastosowano przedmiotowy zespół została wyprodukowana w części mechanicznej przez ZUT „Zgoda", natomiast silniki napędowe wytworzone zostały przez „Dolmel" Wrocław.

Opisywany zespół urządzeń realizuje funkcje zasilania elektrycznego, napędu, sterowania, regulacji i zabezpieczeń maszyny wyciągowej B-5000/ 2x1000.

Zmianie nie uległ zestaw wału głównego wraz z bębnem nawojowym, przekładnia zębata, układ smarowania łożysk oraz zespół roboczy i zespół napędowy hamulca, natomiast nowa jest cała część elektryczna, łącznie ze sterowaniem hamulca.

Zespół urządzeń składa się z następujących zespołów funkcjonalnych realizujących:

a) zasilanie elektryczne, w skład którego wchodzą:
   - przemiennik częstotliwości typu ACS800-17-0580-5 dla zasilania silników napędowych maszyny wyciągowej,

- transformator przekształtnikowy typu TZAM 600/6, 6000/500V 600 kVA zasilający przemiennik częstotliwości,

b) sterowanie maszyny wyciągowej, w skład którego wchodzą:
   - cyfrowy regulator jazdy oparty o rozwiązanie GRZ-08-A (z dwoma redundantnymi sterownikami 07KT97),
   - stanowisko sterownicze do ręcznego sterowania maszyny wyciągowej, w którym zabudowano elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do sterowania maszyną wyciągową,
   - elektropneumatyczny zespół sterowania hamulca EPZSH-a,
c) zabezpieczenia maszyny wyciągowej w skład których wchodzą:
   - obwód bezpieczeństwa, zrealizowany w technice przekaźnikowej,
   - cyfrowy układ zabezpieczeń, zrealizowany w oparciu o redundantny zespół sterowników logicznych PLC typu 07KT97,
d) odwzorowanie ruchu maszyny wyciągowej wykorzystywane w układach sterowania i zabezpieczeń, w skład których wchodzą:
   - przetwornik inkrementalny (B1) napędzany od końca wału głównego maszyny wyciągowej,
   - przetwornik inkrementalny (B2) napędzany od końca wału silnika napędowego,
e) w pozostałym zakresie:
   - instalacja rurowa sprężonego powietrza pomiędzy EPZSH-a, UWDWP, napędami hamulca HOP V i zbiornikiem sprężonego powietrza.

W układzie instalacji pneumatycznej hamulca zastosowano urządzenie UWDWP umożliwiające udrożnienie dodatkowej drogi wypływu powietrza z cylindrów hamulca obciążnikowego powodując bezpieczne zatrzymanie wyciągu, niezależnie od podstawowego układu sterowania hamulcem pneumatyczno-obciążnikowym.

Parametry eksploatacyjne maszyny wyciągowej po modernizacji:

- typ maszyny — B-5000/2x1000
- usytuowanie maszyny — na zrębie szybu
- rodzaj sterowania — sterowanie ręczne
- droga jazdy — 952,0 m
- prędkości jazdy: — 2,0 m/s
1,0 m/s dla rewizji szybu i jazdy bez regulatora jazdy
0,5 m/s dla jazdy manewrowej
- przyspieszenia/opóźnienia: — przyspieszenie: 0,2 m/s^2
opóźnienie 0,2 m/s^2
- obciążenie użyteczne — 2,0 Mg
- średnica bębna nawojowego — 5000 mm
- średnica liny nośnej — 32 mm

- maksymalna, rzeczywista siła zrywająca linę nośną 1350 kN
- maksymalna siła statyczna w linie nośnej 140 kN
- zasilanie główne 6 kV
- zasilanie pomocnicze 500 V
- przeznaczenie wyciągu szybowego - wyciąg szybowy awaryjno- rewizyjny przeznaczony jest do prowadzenia robót w szybie oraz dokonywania kontroli obudowy i wyposażenia szybu.

Podstawowe parametry konstrukcyjne silników napędowych zastosowane zespole urządzeń maszyny wyciągowej B-5000/2x1000:

- moc znamionowa 1000 kW
- napięcie znamionowe stojana 6kV/√3, 50 Hz (połączenie w trójkąt)
- prąd znamionowy stojana 127x√3 A (połączenie w trójkąt)
- znamionowa prędkość obrotowa 295 obr/min
- napięcie znamionowe wirnika 925 V
- prąd znamionowy wirnika 675 A
- moment znamionowy 32,5 kNm

Maszyna wyciągowa B-5000/2x1000 zaprojektowana została do pracy z prędkością 8 m/s, ze względu na funkcję, którą pełni w wyciągu szybu R-VIII – wyciąg awaryjno-rewizyjny, prędkość jazdy została ograniczona do 2 m/s. Fakt ten został wykorzystany podczas projektowania zmian w układzie napędowym. Instalacja wykorzystująca rezystory wtrącane w obwody wirników silników asynchronicznych pierścieniowych wraz z układem hamowania dynamicznego zostały zastąpione regeneratywnym przemiennikiem częstotliwości zasilanym napięciem 500 V. Przemiennik wykorzystując technologię DTC (bezpośredniego sterowania momentem) zasila połączone równolegle dwa silniki wyciągowe (w których w celu dopasowania do warunków pracy producent silników zmienił układ połączeń uzwojeń z gwiazdy w trójkąt).

Rys.3. Elementy starego układu napędowego: szafy stycznikowe, rezystory rozruchowe [Źródło: opracowanie własne]

Rys.4. Nowy układ napędowy: transformator przekształtnikowy oraz przemiennik częstotliwości [Źródło: opracowanie własne]

Rys.5. Widok maszyny B-5000/2x1000 po modernizacji [Źródło: opracowanie własne]

Efektem tej zmiany w układzie napędowym jest możliwość precyzyjnej regulacji prędkości w zakresie od 0,1 do 2,0 m/s. Dodatkowym atutem przeprowadzonej modernizacji jest oszczędność energii wynikająca z braku strat cieplnych wydzielanych na rezystorach (układ poprzedni) oraz możliwość zwrotu energii do sieci podczas opuszczania nadwagi – przypadku pracy charakterystycznego dla wyciągów jednokońcowych. Zespół urządzeń po przeprowadzeniu prób w warunkach ruchu zakładu górniczego uzyskał decyzję

Prezesa WUG uprawniającą do stosowania w zakładach górniczych, a w chwili obecnej trwają prace nad wdrożeniem podobnego zespołu urządzeń w maszynie wyciągowej B-5000/2x1000 zainstalowanej w wyciągu szybowym szybu R-V.

Projekt nr 3: Modernizacja maszyny wyciągowej BB-3000 górniczego wyciągu szybowego szybu „Daniłowicz" KS „Wieliczka" S.A.

Maszyna wyciągowa BB-3000, w której zastosowano zespół urządzeń została wyprodukowana przez ZUT „ZGODA" w Świętochłowicach. Podobnie jak w opisywanym projekcie nr 1 jest to dwubębnowa maszyna wyciągowa z możliwością wzajemnego przestawiania bębnów nawojowych.

W odróżnieniu od maszyny opisanej wcześniej maszyna wyciągowa wyposażona jest w osobny napęd awaryjny, który stanowi silnik indukcyjny prądu przemiennego o mocy 11 kW połączony poprzez przekładnię ślimakową z wałkiem szybkobieżnym przekładni głównej.

Przedmiotowy zespół urządzeń realizuje funkcje zasilania elektrycznego, napędu, sterowania, regulacji i zabezpieczeń maszyny wyciągowej BB-3000.

Po zastosowaniu przedmiotowego zespołu urządzeń w maszynie wyciągowej zmianie nie uległ zestaw wału głównego wraz z bębnami nawojowymi, przekładnia zębata wraz z przekładnią napędu awaryjnego, układ smarowania przekładni głównej oraz zespół roboczy i zespół napędowy hamulca, natomiast zabudowana została cała część elektryczna, łącznie ze sterowaniem hamulca oraz urządzenie hamujące EBS-200 oddziaływujące na tarczę hamulcową nowego sprzęgła elastycznego zabudowanego pomiędzy silnikiem, a istniejącą przekładnią.

Zespół urządzeń składa się z następujących zespołów funkcjonalnych realizujących:

a) zasilanie elektryczne, w skład którego wchodzą:
   - rozdzielnia 500 V, zasilana z dwóch istniejących transformatorów TZE 250/3 o mocy 250 kVA GN 3000 V DN 525 V, z której zasilane będą:
     - przemiennik częstotliwości silnika głównego ACS1 - podstawowy,
     - przemiennik częstotliwości silnika głównego ACS2 - rezerwowy,
     - silnik wentylatora silnika głównego (MWS),
     - silnik sprężarki nr 1 (MSP1),
     - silnik sprężarki nr 2 (MSP2),
     - silnik pompki olejowej układu smarowania (MPO),
     - transformator napięć sterowniczych TS 500/230 V,
   - przemiennik częstotliwości podstawowy typu ACS800-17-0260-5 budowy szafowej,
   - przemiennik częstotliwości rezerwowy typu ACS800-17-0260-5 budowy szafowej,
   - przełącznica obwodu zasilania silnika napędowego wraz z filtrem du/dt typu FOCH-0260-70,

- agregat prądotwórczy trójfazowy o mocy 75 kVA 3x400/230 V do zasilania silnika jazdy awaryjnej (MJA), sprężarki (MSP2) i pompki olejowej (MPO) oraz obwodów sterowniczych maszyny wyciągowej 230 V,

b) napęd maszyny wyciągowej, w skład którego wchodzą:
   - silnik MG prądu przemiennego typu M3BP 355 MLB 12 produkcji firmy ABB o mocy 160 kW, 494 obr/min, 500 V, zamocowany do fundamentu z zastosowaniem ramy,
   - silnik jazdy awaryjnej MJA o mocy 11 kW 960 obr/min, 400 V zasilany z agregatu prądotwórczego,
   - sprzęgło tarczowe typu 8300-630x30-163-100/210-120/210-112-ASD, łączące wał wirnika silnika z wałem szybkobieżnym przekładni,
   - urządzenie hamujące EBS 200 oddziaływujące na tarczę hamulcową sprzęgła tarczowego zabudowanego pomiędzy silnikiem, a istniejącą przekładnią,

c) sterowanie maszyny wyciągowej, w skład którego wchodzą:
   - cyfrowy regulator jazdy oparty o rozwiązanie GRZ-08 i dwa sterowniki AC800M,
   - stanowisko sterownicze do ręcznego sterowania maszyny wyciągowej, w którym zabudowano elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do sterowania maszyną wyciągową,
   - elektropneumatyczny zespół sterowania hamulca EPZSH-3a, zabudowany w instalacji pneumatycznej hamulca maszyny wyciągowej,

d) zabezpieczenia maszyny wyciągowej w skład których wchodzą:
   - obwód bezpieczeństwa, zrealizowany w technice przekaźnikowej,
   - cyfrowy układ zabezpieczeń, zrealizowany w oparciu o redundantny zespół sterowników logicznych PLC typu AC800M,
   - urządzenie UWDWP-D umożliwiające udrożnienie dodatkowej drogi wypływu powietrza z cylindra hamulca obciążnikowego, powodując bezpieczne zatrzymanie wyciągu, niezależnie od podstawowego układu sterowania hamulcem pneumatyczno-obciążnikowym,

e) elementy odwzorowania ruchu maszyny wyciągowej wykorzystywane w układach sterowania i zabezpieczeń w skład których wchodzą:
   - przetwornik inkrementalny (B1) i tachoprądnica (B3) napędzane od końca wału głównego maszyny wyciągowej,
   - przetwornik inkrementalny (B2) napędzany od końca wału wirnika silnika napędowego.

Parametry eksploatacyjne maszyny wyciągowej po modernizacji:

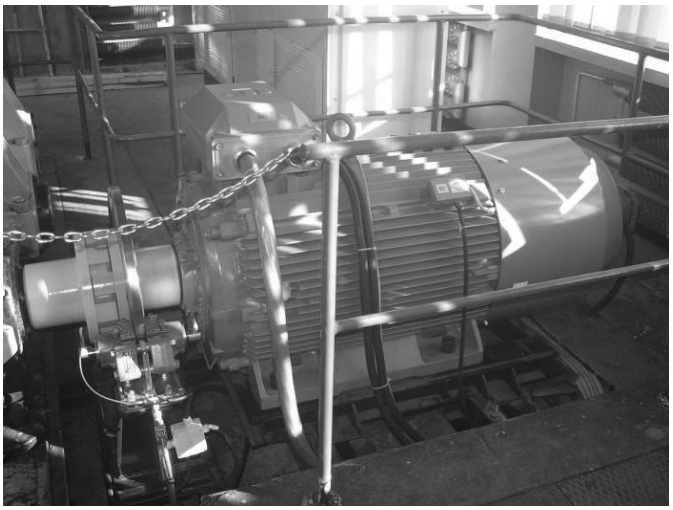
– typ maszyny	BB-3000
– usytuowanie maszyny	na zrębie szybu
– rodzaje sterowania	sterowanie ręczne
– rodzaje pracy:	- jazda ludzi - jazda osobista - rewizja szybu - rewizja wieży - prace szybowe

- droga jazdy 211 m
- prędkości jazdy: - 4,0 m/s dla jazdy ludzi
  - 1,0/0,5 m/s dla rewizji szybu
  - 0,5 m/s dla jazdy awaryjnej
- przyspieszenia/opóźnienia: przyspieszenie 0,4 m/s^2
  opóźnienie 0,4 m/s^2
- obciążenie użyteczne przy transporcie materiałów 2,7 Mg
- obciążenie użyteczne przy jeździe ludzi 3,24 Mg
- średnica bębnów nawojowych 3000 mm
- średnica lin nośnych 28 mm
- zasilanie przemiennika częstotliwości silnika głównego rozdzielnica 500 VAC
- zasilanie silnika jazdy awaryjnej agregat prądotwórczy 400/230 VAC
- zasilanie obwodów pomocniczych 500VAC, 230 VAC, 24 VDC
- podstawowe parametry głównego silnika napędowego:
  - typ M3BP 355 MLB12
  - moc P_n = 160 kW
  - napięcie U_n = 500 VAC
  - prąd silnika I_n = 264 A
  - obroty n_n = 494 obr/min
  - moment znamionowy M_n = 3093 Nm

Równocześnie z zabudową przedmiotowego zespołu górniczy wyciąg szybowy został wyposażony w aparat rejestrujący typu RG-3. Aparat RG-3, jak już wcześniej zostało wspomniane, posiada indywidualne dopuszczanie do stosowania w zakładach górniczych. Aparat rejestrujący oprócz własności określonych przepisami posiada możliwość podglądu ze stanowiska zdalnego rejestrowanych przebiegów w trybie „online". Dodatkowo zastosowano zewnętrzny układ do korekcji czasu urządzenia.

Rys.6. Widok części czołowej pulpitu maszynisty wyciągowego maszyny BB-3000 i aparatu rejestrującego RG-3 [Źródło: opracowanie własne]

Rys.7. Zespół przemienników tyrystorowych wraz z przełącznicą [Źródło: opracowanie własne]



Rys.8. Nowy silnik napędowy maszyny BB-3000 wraz z częścią wykonawczą urządzenia EBS 200 [Źródło: opracowanie własne]

Jednostka centralna aparatu rejestrującego wyposażona jest w moduł czasu rzeczywistego, do którego jest podłączony przetwornik sygnału GPS na DCF77. Czas aparatu rejestrującego jest synchronizowany z globalnym wzorcem czasu. Czas aparatu rejestrującego jest korygowany po wykryciu różnicy między czasem wewnętrznym aparatu, a czasem pochodzącym z wzorca o wartość większą niż 5 s. Z tego względu aparat rejestrujący w sposób samoczynny dokonuje zmiany czasu z letniego na zimowy oraz odwrotnie. Dysponowanie zewnętrznym wzorcem czasu zostało wykorzystane do zsynchronizowania czasu nie tylko aparatu rejestrującego, ale również czasu komputera wizualizacji (posia-

dającego własny system rejestracji obsługiwanych sygnałów) w celu ułatwienia analizy ewentualnych zdarzeń zaistniałych podczas pracy górniczego wyciągu.

W skład zespołu urządzeń wchodzi urządzenie hamujące EBS 200, które przeznaczone jest do zatrzymania górniczego wyciągu szybowego w przypadku nieskuteczności działania hamulca głównego maszyny wyciągowej. Źródłem siły hamującej urządzenia EBS 200 są pakiety sprężyn talerzowych hydraulicznie odwodzonych siłowników hamulcowych, działających na tarczę sprzęgła umieszczonego pomiędzy silnikiem napędowym a przekładnią maszyny wyciągowej. Uruchomienie urządzenia hamującego następuje podczas uruchomienia urządzenia umożliwiającego wymuszającego wypływ powietrza z cylindra hamulca obciążnikowego. Źródłem ciśnienia odwodzenia sprężyn siłowników jest zębata pompa hydrauliczna napędzana jednofazowym silnikiem indukcyjnym. Do kontroli stanu odhamowania urządzenia EBS 200 wykorzystano łącznik ciśnieniowy kontrolujący wartość ciśnienia oleju, niezbędnego do odhamowania siłowników oraz łączniki położeniowe stanu odwodzenia klocków hamulcowych, zabudowane bezpośrednio na siłownikach hamulcowych. Stwierdzenie braku odhamowania urządzenia EBS 200 skutkuje awaryjnym zatrzymaniem maszyny wyciągowej za pomocą jej napędu.

W celu umożliwienia ewakuacji ludzi uwięzionych w naczyniach wyciągowych w przypadku uszkodzenia napędu głównego lub braku zasilania elektrycznego wyposażono maszynę wyciągową w oddzielny napęd awaryjny. Napęd awaryjny składa się z silnika indukcyjnego prądu przemiennego połączonego poprzez przekładnię ślimakową z wałkiem szybkobieżnym przekładni głównej. Energię elektryczną do napędu i układu zabezpieczeń i sterowania dostarcza spalinowy agregat prądotwórczy. Aktualnie trwają prace projektowe związane z zastosowaniem agregatu prądotwórczego do zasilania wszystkich obwodów maszyny wyciągowej z napędem głównym włącznie.

Projekt nr 4: Modernizacja maszyny wyciągowej 2L-6000/2400 oraz zabudowa urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu 1.2 LW „Bogdanka" S.A.

Maszyna wyciągowa typu 2L-6000/2400 jest 2-linową maszyną wyciągową z kołem pędnym o średnicy 6000 mm, zabudowaną na zrębie szybu.

Modernizacja obejmowała urządzenia realizujące funkcje zasilania elektrycznego, napędu, sterowania, regulacji i zabezpieczeń maszyny wyciągowej 2L-6000/2400, a także sterowania i zabezpieczeń hydraulicznego hamulca tarczowego, oraz smarowania obiegowego łożysk ślizgowych wału głównego.

W trakcie modernizacji maszyny zabudowano również drugą (prawą) tarczę hamulcową wraz ze stojakiem hamulcowym i czterema parami siłowników typu BSFG 408-A00-02, istniejący, tylny stojak hamulcowy tarczy lewej zlikwidowano.

Równolegle do modernizacji maszyny wyciągowej przebiegała wymiana urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej na nowe.

Po zastosowaniu zespołu urządzeń w maszynie wyciągowej zmianie nie uległ zestaw wału głównego wraz z kołem pędnym i łożyskami ślizgowymi, transformatory przekształtnikowe zasilania napędu i część siłowa przekształtników tyrystorowych.

Wprowadzony zespół urządzeń składa się z następujących układów funkcjonalnych, które realizują:

a) zasilanie elektryczne, w skład którego wchodzą:
   - mikroprocesorowy system DML-V produkcji MMB Drives sp. z o.o. dla sterowania impulsowego istniejących czterech zespołów tyrystorowych typu TP-3, zasilania obwodu głównego silnika napędowego maszyny wyciągowej,
   - dwa przekształtniki tyrystorowe typu DCS-800-S02-0260-51 (jeden w gorącej rezerwie), dla zasilania obwodu wzbudzenia silnika napędowego maszyny wyciągowej,
   - dwa układy ochronne typu DCF-506 dla ochrony od przepięć przekształtników wzbudzenia,
   - nowy wyłącznik szybki typu HPB 60 82 S E220 1 DS2 610 1 B 1111 produkcji Firmy Secheron, zastępujący dotychczas stosowany tandem wyłączników szybkich WSz 3000 produkcji Firmy Apena,
b) sterowanie maszyny wyciągowej, w skład którego wchodzą:
   - cyfrowy regulator jazdy oparty o rozwiązanie GRZ-08-B (z dwoma redundantnymi sterownikami AC800M),
   - stanowisko sterownicze do ręcznego sterowania maszyny wyciągowej, w którym zabudowano elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do sterowania maszyną wyciągową,
   - hydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający H-C MWM-4/VER.II,
c) zabezpieczenia maszyny wyciągowej w skład których wchodzą:
   - obwód bezpieczeństwa, zrealizowany w technice przekaźnikowej,
   - cyfrowy układ zabezpieczeń, zrealizowany w oparciu o redundantny zespół sterowników logicznych PLC typu AC800M,
d) odwzorowanie ruchu maszyny wyciągowej wykorzystywane w układach sterowania i zabezpieczeń, w skład których wchodzą:
   - przetwornik inkrementalny (B1) i tachoprądnica kontrolna (B3), napędzane od strony koła pędnego maszyny wyciągowej,
   - przetwornik inkrementalny (B2) i zespół pierścieni ślizgowych układu pomiaru temperatury wirnika silnika, napędzane od końca wału silnika napędowego,
e) w pozostałym zakresie:
   - olejowa instalacja hydrauliczna dla połączenia zespołu sterowniczo-zasilającego H-C MWM-4/VER.II ze stojakami hamulcowymi i zabudowanymi na nich siłownikami hamulcowymi,

- urządzenie UWDSO, zapewniające dodatkową drogę spływu z instalacji hydraulicznej hamulca,
- olejowa instalacja smarowania obiegowego łożysk głównych, wraz z agregatem smarującym AS-10 oraz elementami pomiarowymi zabudowanymi na instalacji i na łożyskach wału głównego.

Koło pędne maszyny wyciągowej napędzane jest bezpośrednio obcowzbudnym silnikiem prądu stałego o mocy 2400 kW.

Maszyna wyposażona została w hamulce tarczowe z hydraulicznym zespołem sterowniczo-zasilającym, sterowanym elektrycznie typu H-C MWM-4/VER.II.

Silnik napędowy zasilany jest z dwóch nienawrotnych przekształtników tyrystorowych połączonych szeregowo, przy czym na jeden przekształtnik składają się 2 szafy 3-piętrowe, Tp3 połączone równolegle. Obwód wzbudzenia silnika zasilany jest z rewersyjnego przekształtnika wzbudzenia typu DCS-800.

Opisywana maszyna przystosowana jest do zasilania z sieci 6000 V przez dwa transformatory przekształtnikowe 6000 V/400V, o grupach połączeń Yd5 i YNy0. Zasilanie to umożliwia pracę z 12–pulsowym oddziaływaniem napędu na sieć zasilającą 6 kV. Obwód wzbudzenia zasilany jest z sieci 500 V poprzez transformator przekształtnikowy.

W przypadku awarii w torze zasilania jednego z przekształtników tyrystorowych istnieje możliwość pracy awaryjnej z wykorzystaniem drugiego przekształtnika wchodzącego w skład ww. układu zasilającego. W tym stanie następuje ograniczenie prędkości rozwijanej przez maszynę o połowę, nie występuje natomiast ograniczenie, co do udźwigu.

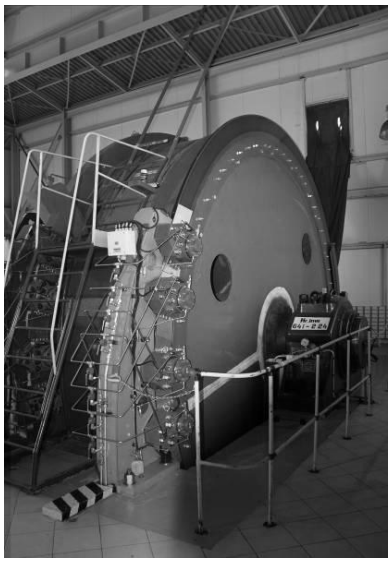
Dla rezerwacji zasilania obwodu wzbudzenia szafa wzbudzenia wyposażona jest w rezerwowy przekształtnik o identycznych parametrach i ręczną przełącznicę umożliwiającą zasilanie obwodu wzbudzenia z dowolnie wybranego przekształtnika.

W maszynie wyciągowej zastosowano cyfrowy regulator jazdy GRZ-08-B, pełniący równocześnie funkcję kompletnego układu kontroli prędkości.

Całość układów sterowania, regulacji i zabezpieczeń zrealizowano w oparciu o sterowniki programowalne i inne podzespoły firmy ABB. Wszystkie ważne funkcje odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej objęte są układem wizualizacji ekranowej.

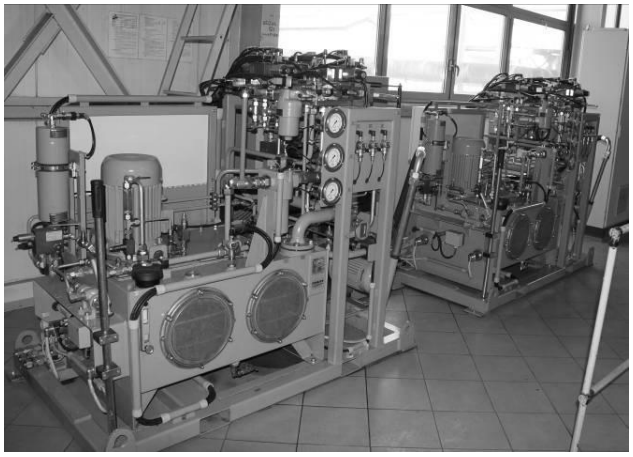
Układ sterowania przekształtników tyrystorowych wykonano w oparciu o cyfrowy układ sterujący DML-V produkcji MMB Drives sp. z o.o.

Maszyna przystosowana jest do współpracy z cyfrowym aparatem rejestrującym RG-3.



⬅ Rys.9. Widok koła pędnego maszyny wyciągowej 2L-6000/2400 z nową tarczą i stojakiem hamulcowym [Źródło: opracowanie własne]

⬇ Rys.10. Zespół sterowniczo-zasilający H-C MWM-4/VER.II [Źródło: opracowanie własne]



Rys.11. Ergonomiczne stanowisko sterownicze maszyny wyciągowej 2L-6000/2400 [Źródło: opracowanie własne]

Parametry prędkościowe i masowe wyciągu nie uległy zmianie:

- typ maszyny — 2L-6000/2400
- usytuowanie maszyny — na zrębie szybu
- przeznaczenie maszyny — maszyna stanowi część składową górniczego wyciągu szybowego przeznaczonego do ciągnienia urobku, transportu materiałów, jazdy ludzi oraz rewizji szybu
- rodzaj wyciągu — dwunaczyniowy, klatkowy
- rodzaje pracy: — wydobycie
  jazda ludzi
  transport materiałów nietypowych, (odbywający się w klatce po zdemontowaniu podłóg pięter, obrys klatki pozostaje nienaruszony)
  rewizje
- prędkości jazdy: do 15 m/s dla wydobycia i transportu materiałów w klatce
  do 12 m/s dla jazdy ludzi
  do 1 m/s dla transportu materiałów nietypowych
  do 1 m/s dla rewizji szybu
  0-0,5 m/s; 0-1 m/s dla rewizji lin nośnych, wyrównawczych i kół linowych
  do 0,3 m/s dla rewizji naczyń
  do 1 m/s dla jazdy bez regulatora jazdy
- przyspieszenie/opóźnienie: — przyspieszenie 0,8 m/s^2
  opóźnienie 1,0 m/s^2
- zasilanie główne — 6 kV
- zasilanie pomocnicze — 500 V
- silnik napędowy:
  - typ — PW-105/1
  - moc — P_{nM} = 2400 kW
  - obroty znamionowe — n_{nM} = 47 min^{-1}
  - napięcie znamionowe — U_{nM} = 800 V
  - prąd znamionowy — I_{nM} = 3310 A
  - napięcie wzbudzenia — U_{nW} = 182/91 V
  - prąd wzbudzenia — I_{nW} = 108/216 A

W skład zespołu urządzeń wykorzystanego podczas modernizacji maszyny wyciągowej wszedł prototypowy hydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający hamulca H-C MWM-4/VER II. Zespół przeznaczony jest do stosowania w maszynach wyciągowych z hydraulicznie odwodzonym hamulcem tarczowym. W jego budowie można wyróżnić podstawowe elementy:

- dwa niezależne agregaty hydrauliczne LA i LB,
- przełącznicę hydrauliczną LP,
- szafy wyposażenia elektrycznego L1 i L2,
- zespół elementów kontrolnych i pomiarowych rozmieszczonych na siłownikach hydraulicznych i stojakach hamulcowych oraz w ich pobliżu.

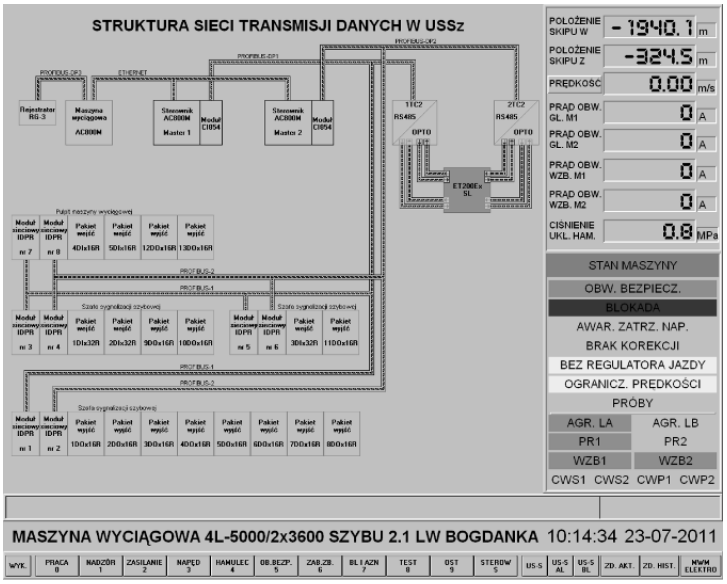
W trakcie produkcji, zabudowy oraz uruchomienia wykorzystano doświadczenie firmy zdobyte podczas ponad dziesięcioletniej eksploatacji całej serii zespołów sterowniczo-zasilających hamulców odwodzonych hydraulicznie począwszy od H-C MWM-1 do H-C MWM-5, który uzyskał indywidualne dopuszczenie Prezesa WUG do stosowania w górniczych wyciągach szybowych. Podstawową różnicą w stosunku do poprzednich wersji jest możliwość przeprowadzenia hamowania bezpieczeństwa z jedną z dwóch różnych wartości momentu hamującego, w zależności od wartości i kierunku ruchu nadwagi. Początkowa wartość momentu hamującego utrzymywana jest podczas wytracania prędkości w trakcie hamowania bezpieczeństwa, zapewniając bezpoślizgowe wyhamowanie wyciągu. Instalacja hamulca hydraulicznego dzięki wykorzystaniu opisywanego zespołu H-C MWM-4/VER.II podczas zahamowania maszyny wyciągowej jest przepłukiwana olejem, co zapobiega zapowietrzaniu się instalacji oraz „zaleganiu" oleju w „ślepych" odcinkach instalacji (jak to ma miejsce w instalacjach hamulców hydraulicznych, w których zastosowano rozwiązanie bez możliwości przepłukiwania). Zastosowanie H-C MWM-4/VER.II daje Użytkownikowi dodatkowo możliwość skorzystania z zabudowanego agregatu filtracyjno-pompującego, chłodnicy oleju oraz szeregu funkcji kontrolnych uruchamianych z poziomu systemu wizualizacji, takich jak: test poprawności pracy zespołu sterowania, rejestracji charakterystyk tarciowo-ciśnieniowych, testu czystości oleju etc. Zespół H-C MWM-4/VER.II został zaprojektowany ze szczególnym uwzględnieniem pełnej rezerwacji nie tylko na poziomie komponentów elektrohydraulicznych, ale również na poziomie elementów sterowania elektrycznego. Komponenty stanowiące o strukturze sterowania zostały tak pogrupowane, aby zapewnić jak największą niezależność pracujących agregatów LA i LB.

Równolegle do modernizacji maszyny przebiegał proces wymiany urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej. Zadanie obejmowało wymianę wszystkich stałych stanowisk sygnałowych na wieży szybowej i w szybie, zastosowanie ruchomego stanowiska sygnałowego zlokalizowanego w jednym z naczyń wyciągowych, zabudowę szybowego systemu łączności telefonicznej, uruchomienia przyciskowego sterowania maszyną wyciągową w trybie zdalnego uruchomienia ze stanowisk rewizyjnych stałych i ruchomego. W odróżnieniu od poprzednich realizacji, do transmisji danych z poziomów technologicznych zastosowano nie łącza światłowodowe, lecz klasyczne połączenia przewodami z żyłami miedzianymi.

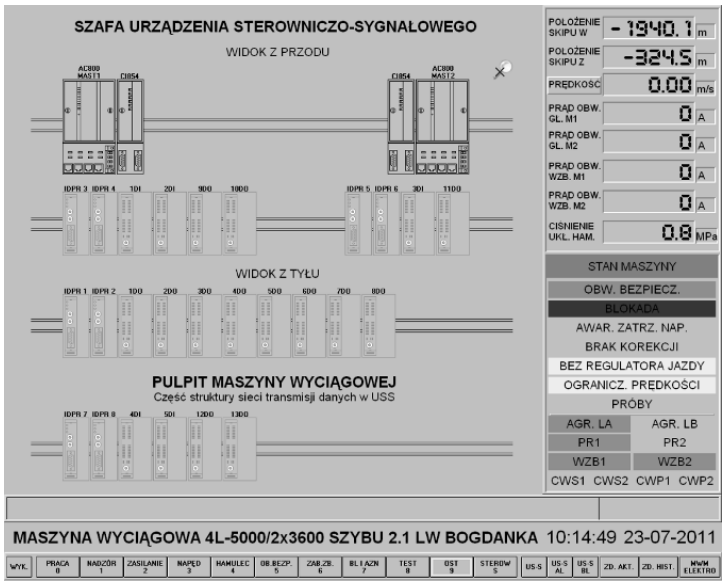
Jest to sygnalizacja łączona, część pobierająca sygnały z szybu została wykonana jako iskrobezpieczna, natomiast jako elementy aktywne (lampy, dzwony, buczki itp.) wykorzystano urządzenia budowy przeciwwybuchowej.

W omawianym urządzeniu podobnie jak w innych aplikacjach MWM Elektro sp. z o.o. wykorzystano wiele przydatnych funkcji użytkowych, w tym

np. kontrola działania części sprzętowej urządzenia sygnalizacji szybowej. Jej wynikiem jest pełna identyfikacja działania sieci PROFIBUS (rys. 12), oraz jej poszczególnych elementów (rys. 13) oraz przejrzysty podgląd stanu wejść/ wyjść układu (rys. 14).



Rys.12. Schemat strukturalny transmisji danych w urządzeniu sygnalizacji szybowej [Źródło: opracowanie własne]



Rys.13. Rozmieszczenie i stan modułów komunikacyjnych oraz wejść/wyjść w urządzeniu sygnalizacji i łączności szybowej [Źródło: opracowanie własne]

Rys.14. Stan wejść wyjść poszczególnych modułów w urządzeniu sygnalizacji i łączności szybowej [Źródło: opracowanie własne]

Projekt nr 5: Zabudowa urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Kinga" KS „Wieliczka" S.A.

Kolejnym zrealizowanym przez MWM Elektro sp. z o.o. projektem była wymiana urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej w górniczym wyciągu szybu „Kinga". Szyb ten jest szybem jednoprzedziałowym, materiałowym z jazdą ludzi. Maszyna wyciągowa pracująca w tym szybie jest maszyną bębnową, sterowaną ręcznie z mechanicznym ryglem dźwigni hamulca manewrowego. Inwestor zakłada wymianę maszyny wyciągowej, co zostało uwzględnione podczas realizacji przedmiotowego zadania. Po wymianie maszyny wyciągowej zakłada się, że będzie sterowana ręcznie i w trybie zdalnego uruchamiania z elektrycznym blokowaniem hamulca manewrowego.

Górniczy wyciąg szybowy z dwiema klatkami dwupiętrowymi obsługuje następujące poziomy technologiczne: nadszybie (+248,41 m.n.p.m), zrąb, (+243,56 m.n.p.m.), poziom I (+186,45 m.n.p.m.), poziom II Braci Markowskich (+159,50 m.n.p.m), poziom II Geramp (+140,43 m.n.p.m), poziom II Kazanów (+127,06 m.n.p.m.), poziom III (+114,39 m.n.p.m.), poziom IV (+73,61 m.n.p.m.), poziom V (+45,3 m.n.p.m.), poziom VI (+7,70 m.n.p.m.), poziom VII (-10,93 m.n.p.m.), poziom VIII (-43,28 m.n.p.m.).

Możliwe jest prowadzenie jazdy ludzi z nadszybia lub ze zrębu do wszystkich poziomów obiema klatkami, z nadszybia do poziomu II Kazanów i do poziomu III możliwa jest jednostronna jazda ludzi z pomocniczymi stanowiskami sygnałowymi. Jazda osobista z nadszybia lub zrębu może być prowadzona do wszystkich poziomów obiema klatkami.

Prowadzenie transportu materiałów, materiałów długich pod klatką możliwe jest ze zrębu do wszystkich poziomów obiema klatkami.

Nowe urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej przygotowane jest do prowadzenia rewizji z wykorzystaniem zdalnego przyciskowego sterowania maszyną wyciągową z możliwością regulacji prędkości (w związku z planami inwestycyjnymi dotyczącymi wymiany maszyny wyciągowej).

Jazda osobista i rewizja szybu prowadzona jest z wykorzystaniem urządzenia ECHO-S-D.

Urządzenie sygnalizacji szybowej zainstalowane w szybie „Kinga" realizuje następujące wybierane przełącznikiem PD rodzaje pracy:

- jazda ludzi – uprawnienie nadszybia,
- transport materiałów – uprawnienie zrębu,
- transport materiałów długich pod klatką,
- jazdy z urządzeniem ECHO-S-D:
  - jazda osobista,
  - rewizja szybu,
- prace szybowe wybierane przełącznikiem prac szybowych PPrSz:
  - rewizja kół linowych,
  - rewizja naczyń,
  - rewizja lin nośnych.

Rewizje mogą być prowadzone z wykorzystaniem sygnalizacji jednouderzeniowej bezpośredniej. Po przeprowadzeniu modernizacji układu napędowego rewizje kół, lin i naczyń będą mogły być prowadzone z wykorzystaniem zdalnego przyciskowego sterowania maszyną wyciągową lub wykorzystaniem sygnalizacji jednouderzeniowej bezpośredniej z ręcznym sterowaniem maszyny wyciągowej. Przez wzgląd na dużą liczbę obsługiwanych poziomów technologicznych w celu ograniczenia osprzętu zabudowanego w szybie – w szczególności łączników magnetycznych obecności i ustawienia naczyń zastosowano urządzenie do wyznaczania stref, które jest rozwiązaniem powstałym na bazie doświadczeń z eksploatacji regulatorów jazdy serii GRZ.

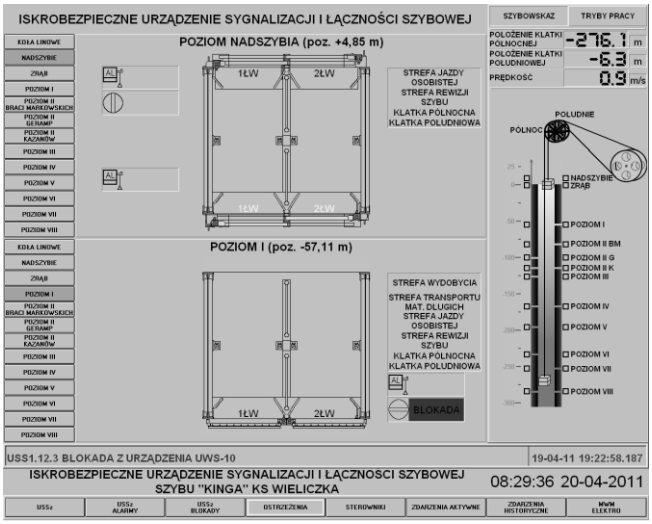
Podstawową funkcją urządzenia do wyznaczania stref jest czytelne odwzorowywanie i wskazywanie chwilowego położenia naczynia w szybie (wyświetlanie położenie odbywa się na ekranie monitora LCD).

Urządzenie to umożliwia:

- wyliczanie odpowiednich stref w zależności od położenia naczynia w szybie dla urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej,
- wyliczanie i wyświetlanie położenia naczyń w szybie,
- wyliczanie i wyświetlanie prędkości naczyń w szybie – funkcja informacyjna.

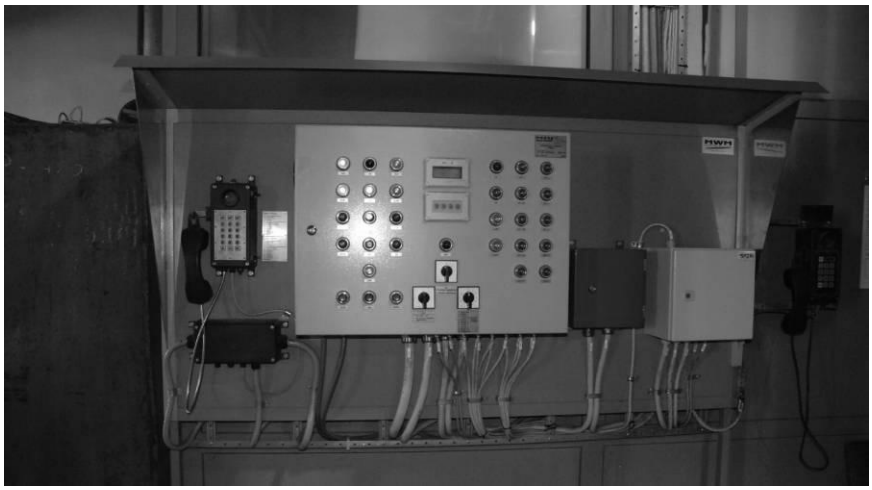
Urządzenie do wyznaczania stref stanowią:

- dwa sterowniki logiczne AC 500 posiadające szybkie wejścia licznikowe w celu pozyskiwania sygnałów z przetworników inkrementalnych,
- zestaw modułów peryferyjnych, takich jak: moduły wejść-wyjść cyfrowych, moduły komunikacyjne,
- przetworniki impulsowo-obrotowe do określenia aktualnego położenia naczynia,
- dwa łączniki magnetyczne zabudowane w szybie przeznaczone do korekcji stanu elementów odwzorowania drogi.



Rys.15. Widok jednego z ekranów wizualizujących stanu pracy urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej szybu „Kinga” [Źródło: opracowanie własne]

Rys.16. Widok pulpitu urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej szybu „Kinga” [Źródło: opracowanie własne]



Rys.17. Widok stanowiska sygnałowego [Źródło: opracowanie własne]

W celu zapewnienia bezpieczeństwa, urządzenie do wyznaczania stref posiada:

- zdublowany układ określania położenia, który wykonuje niezależne odwzorowanie położenia naczynia,
- moduł kontrolny oprogramowania sterowników logicznych sprawujący nadzór nad łączami wiążącymi ze sobą główne urządzenia do wyznaczania stref UWS-10 w celu kontroli zgodności ich pracy.

Projekt nr 6: Zabudowa maszyny wyciągowej B-4300/DC-8m/s oraz urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej w przedziale południowym szybu VI JSW S.A. Oddział KWK „Budryk"

Maszyna wyciągowa typu B-4300/DC-8m/s przeznaczona jest do napędu górniczych wyciągów szybowych jednokońcowych w szybach o głębokości do 1500 m i posiada bęben nawojowy o średnicy 4300 mm.

Bęben nawojowy maszyny wyciągowej napędzany jest z dwóch stron poprzez przekładnie zębate o przełożeniu 28,877, dwoma silnikami prądu stałego typu DMI 400 R o mocy 1043 kW.

Maszyna wyposażona jest w hamulec tarczowy z hydraulicznym zespołem sterowniczo-zasilającym, sterowanym elektrycznie typu H-C MWM-4/VER.IID".

W układzie hamulcowym zastosowano urządzenie UWDSO umożliwiające udrożnienie dodatkowej drogi spływu oleju i wywołanie spadku ciśnienia w instalacji hydraulicznej hamulca, powodując bezpieczne zatrzymanie wyciągu.

Wirniki silników napędowych zasilane są z dwóch nierewersyjnych przekształtników tyrystorowych DCS800-S01-2000-07, w 12-pulsowym układzie szeregowym ze sterowaniem jednoczesnym. Uzwojenia wzbudzenia obu

silników połączone szeregowo, zasilane są z rewersyjnego przekształtnika tyrystorowego DCS800-S02-0075-05. Specjalne oprogramowanie „Multidrive" umożliwia pracę silników na wspólny wał, zapewniając równowagę momentów elektrycznych rozwijanych przez każdy z silników, zarówno w stanie ustalonym, jak i w przejściowych stanach dynamicznych.

Przedmiotowa maszyna przystosowana jest do zasilania z sieci SN 3-30kV (w zależności od warunków lokalnych) przez dwa transformatory przekształtnikowe (3-30)kV/0,69kV, o grupach połączeń Yy0 i Dyn5. Zasilanie to umożliwia pracę z 12-pulsowym oddziaływaniem napędu na sieć zasilającą SN. W przypadku awarii w torze zasilania jednego z przekształtników tyrystorowych istnieje możliwość pracy awaryjnej z wykorzystaniem drugiego przekształtnika wchodzącego w skład opisanego powyżej układu napędowego. W tym stanie następuje ograniczenie prędkości rozwijanej przez maszynę wyciągową, nie występuje natomiast ograniczenie co do udźwigu.

W maszynie wyciągowej zastosowano cyfrowy regulator jazdy GRZ-08-A (w wersji dla jednego naczynia), pełniący równocześnie funkcję układu kontroli prędkości.

Całość układów sterowania, regulacji i zabezpieczeń zrealizowano w oparciu o sterowniki programowalne i inne podzespoły firmy ABB. Wszystkie ważne funkcje odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej objęte są układem wizualizacji ekranowej.

Maszyna przystosowana jest do współpracy z cyfrowym aparatem rejestrującym RG-3.

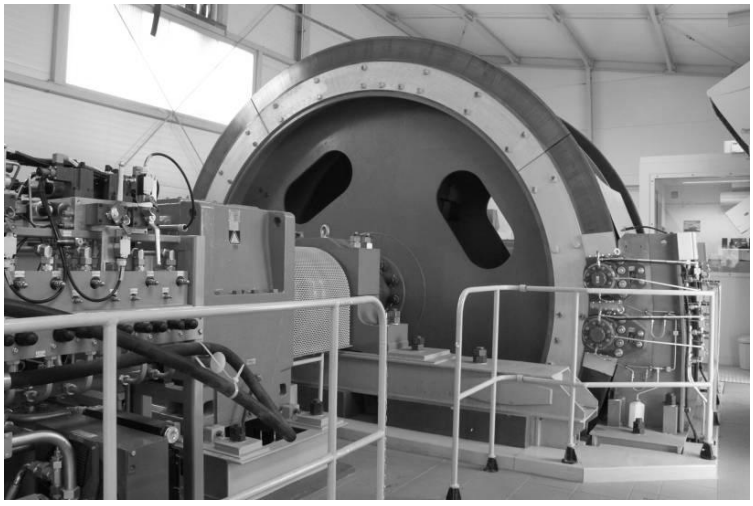
Charakterystyka techniczna

- typ maszyny — B-4300/DC-8m/s
- usytuowanie maszyny — na zrębie
- rodzaje sterowania — sterowanie ręczne
- rodzaje pracy: — wydobycie
transport materiałów
jazda ludzi
jazda osobista
rewizje
- prędkości jazdy: — 8 m/s dla wydobycia i transportu materiałów
6 m/s dla jazdy ludzi
1 m/s dla rewizji szybu
0-0,5 m/s; 0–1 m/s dla rewizji liny nośnej i koła linowego
1 m/s dla jazdy bez regulatora jazdy
0,5 m/s dla transportu materiałów pod naczyniem
- przyspieszenie/opóźnienie: — przyspieszenie 0,6 m/s^2
opóźnienie 0,8 m/s^2
- zasilanie główne — 3-30 kV
- zasilanie pomocnicze — 500 V

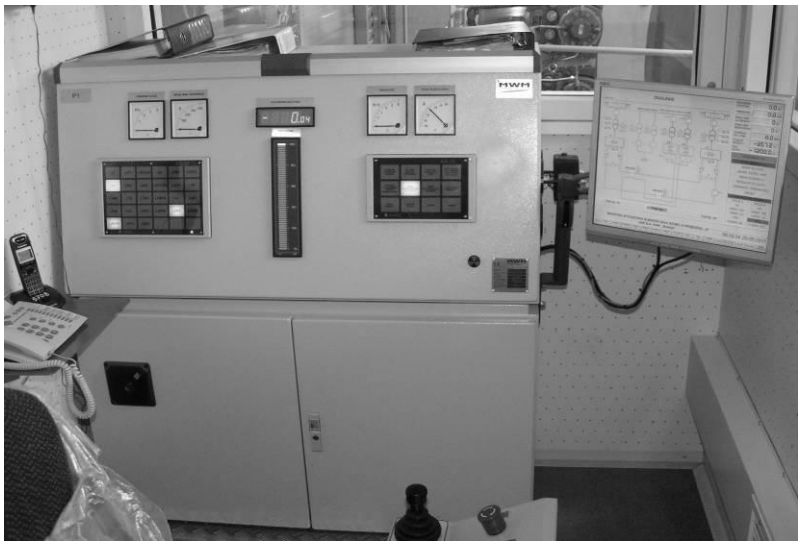
–	napęd	przekształtnikowy
–	producent silników	ABB
–	dane znamionowe silników:	
	- typ	DMI 400R
	- moc	P_n = 1043 kW
	- prąd obwodu głównego	I_n = 1459 A
	- napięcie obwodu głównego	U_n = 750 V
	- prędkość obrotowa	n_n = 1016 obr/min
	- prąd wzbudzenia	I_w = 55 A
	- napięcie obw. wzbudzenia	U_w = 110 V
–	maksymalna siła statyczna w linie	240 kN
–	maksymalna siła zrywająca linę nośną	1900 kN

Dane konstrukcyjne maszyny wyciągowej:

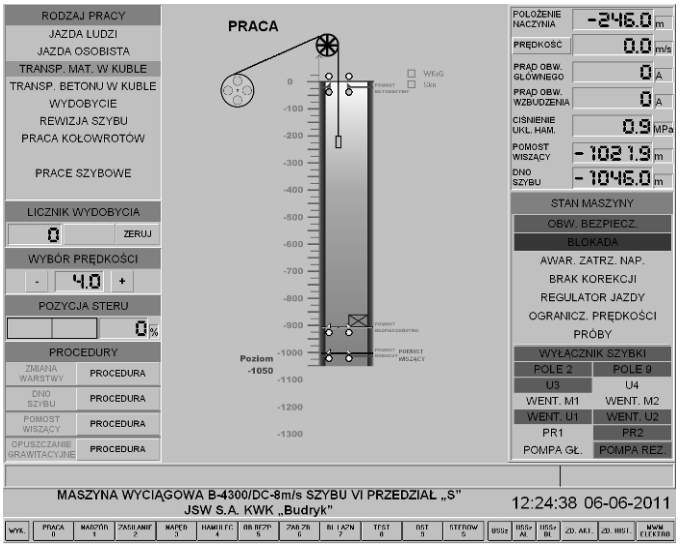
–	średnica bębna nawojowego	Dn = 4300 mm
–	ilość lin nośnych	1
–	średnica liny nośnej	41 mm
–	ilość warstw	4
–	łożyska wału głównego	toczne, baryłkowe
–	hamulec	tarczowy odwodzony hydraulicznie dwie tarcze hamulcowe cztery stojaki hamulcowe
–	ilość siłowników	osiem par, po dwie pary na każdym stojaku siłowniki hamulcowe BSFG 408-A00-02-00-S (producent: SVENDBORG BRAKES)
–	zespół sterowniczo-zasilający hamulca	H-C MWM-4/VER.IID (producent: MWM Elektro sp. z o.o.)



Rys.18. Widok maszyny wyciągowej B-4300/DC-8m/s [Źródło: opracowanie własne]



Rys.19. Widok pulpitu sterowniczego maszyny wyciągowej B-4300/DC-8m/s [Źródło: opracowanie własne]



Rys.20. Widok podstawowego ekranu systemu wizualizacji maszyny wyciągowej B-4300/DC-8m/s [Źródło: opracowanie własne]

Maszyna B-4300/DC-8m/s oprócz standardowych rozwiązań stosowanych przez MWM Elektro sp. z o.o. doposażona została w kilka dodatkowych funkcji użytkowych. W celu zapewnienia możliwości ewakuacji załogi w przypadku uszkodzenia elementu napędu, wprowadzono funkcję grawitacyjnego opuszczania nadwagi, w której zadanie prędkości odbywa się drążkiem zadania prędkości i kierunku jazdy, a regulacja wartości prędkości (ograniczonej do 1 m/s)

realizowana jest przy wykorzystaniu hamulca. Funkcjonalność regulatora jazdy GRZ-08-A wzbogacona została o możliwość kształtowania diagramu jazdy przez obsługę w zależności od warunków panujących w szybie. Obsługa ma możliwość: programowego ograniczenia wartości prędkości zadanej, ustawienia punków, w których wyciąg powinien przemieszczać się z ograniczoną prędkością przez wzgląd na zabudowane w szybie pomosty stałe i ruchome lub w czasie dojazdu do zmieniającego się dna szybu.

Wraz z nową maszyną wyciągową w pogłębianym szybie VI zbudowano iskrobezpieczne urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej. Zadanie to było nietypowe, ponieważ pogłębianie odbywa się przy czynnym sąsiednim przedziale zachodnim.

Urządzenie sygnalizacji szybowej dostosowane zostało do opracowanej technologii prowadzenia robót z jednoczesnym zachowaniem pełnej funkcjonalności pracy i zapewnieniem wymogów dotyczących bezpieczeństwa układu.

Urządzenie sygnalizacji szybowej zbudowane zostało w oparciu o dwa sterowniki programowalne firmy ABB typu AC500, iskrobezpieczne moduły zdalne, czujniki kontroli położenia elementów zabudowanych w szybie.

Komunikacja sterowników PLC (podstawowego i dodatkowego) z modułami iskrobezpiecznymi 1,2SL typu ET2000Ex produkcji MDJ zabudowanymi na zrębie szybu i poziomie roboczym 1050 m oraz modułami we/wy w szafie sterowniczej i pulpicie sterowniczym odbywa się przez dwie niezależne sieci PROFIBUS-DP1 i PROFIBUS-DP2 (rys. 24). Dla celów komunikacyjnych w szybie zostały wyłożone kable światłowodowe.

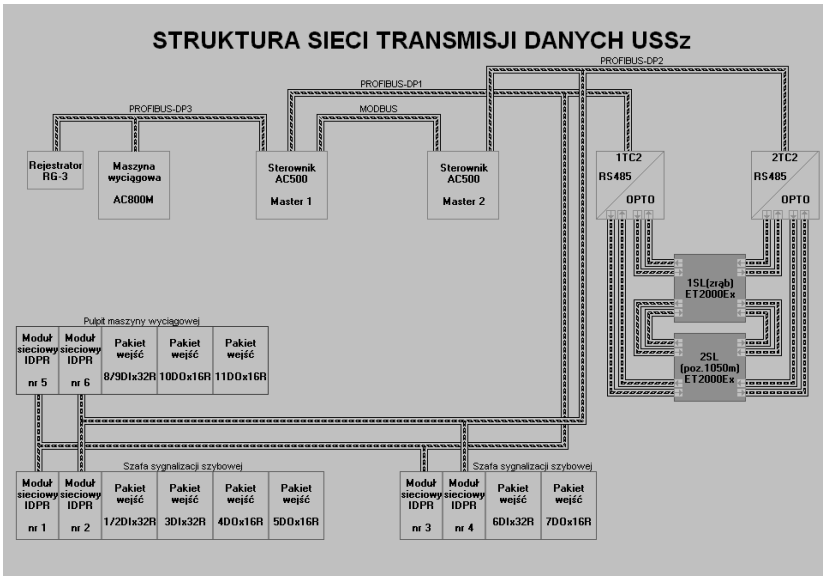
Sterownik podstawowy i dodatkowy komunikują się ze sterownikiem układu maszyny wyciągowej AC800.

W urządzeniu zastosowano następujące układy:

- zasilanie,
- sygnalizacja jednouderzeniowa bezpośrednia,
- sygnalizacja alarmowa,
- sygnalizacja jazdy ludzi,
- sygnalizacja jazdy osobistej,
- sygnalizacja rewizji szybu,
- sygnalizacja rewizji liny wyciągowej,
- sygnalizacja rewizji koła linowego,
- sygnalizacja wydobycia,
- sygnalizacja transportu materiałów w kuble i na haku zawiesia kubłowego,
- sygnalizacja ruchu kołowrotów pomostu wiszącego,
- sygnalizacja ruchu kołowrotów odeskowania stalowego,
- blokowanie maszyny wyciągowej,
- łączność telefoniczna stanowiskowa.

Układy zewnętrzne, z którymi powiązane jest urządzenie sygnalizacji szybowej:

- układ sterowania maszyny wyciągowej do pogłębiania i zbrojenia szybu,
- układ sygnalizacji szybowej szybu VI przedziału zachodniego,
- układ sterowania wciągarkami wolnobieżnymi WBW 35T,
- układ sterowania urządzeń przyszybowych.



Rys.21. Schemat strukturalny transmisji danych w urządzeniu sygnalizacji szybowej [Źródło: opracowanie własne]

Projekt nr 7: Zabudowa części elektrycznej z uwzględnieniem zespołów sterowniczo-zasilających hamulca maszyny wyciągowej 4L-5000/ 2x3600 oraz urządzenia sterowniczo-sygnałowego górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 LW „Bogdanka" S.A.

Maszyna wyciągowa typu 4L-5000/2x3600 jest czterolinową maszyną wyciągową z bębnem pędnym o średnicy 5000 mm, zabudowaną na zrębie szybu.

Jest ona elementem skipowego wyciągu szybowego przewidzianego do prowadzenia następujących prac:

- wydobycia,
- rewizji szybu i rewizji elementów wyciągu szybowego,
- jazd manewrowych,
- jazd niewydobywczych.

Maszyna jest sterowana:

a) automatycznie:

- przy wydobyciu – zdalne uruchomienie,

- przy rewizji kół linowych, lin, naczyń ze sterowaniem przyciskowym,
- przy rewizji szybu z użyciem urządzenia radiowego ECHO-S,

b) ręcznie:

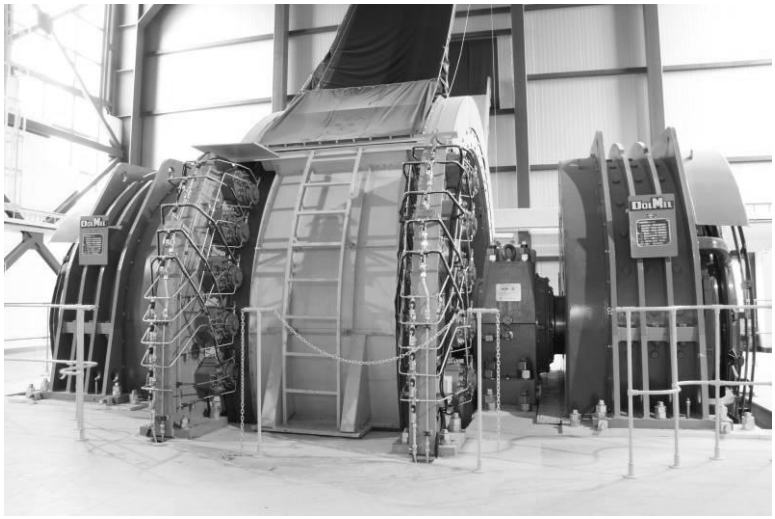
- przy wydobyciu – sygnalizacja startowa,
- przy wydobyciu – sygnalizacja jednouderzeniowa,
- przy jazdach niewydobywczych – sygnalizacja jednouderzeniowa,
- przy rewizji kół linowych, lin, naczyń – ze sterowaniem ręcznym,
- przy rewizji szybu,
- przy jeździe manewrowej.

Głównymi członami części mechanicznej (wyprodukowanymi i zamontowanymi w budynku maszyny wyciągowej przez ZAMET Budowa Maszyn S.A.) są:

- bęben pędny,
- wał główny wraz z łożyskami,
- silniki napędowe -M1 i -M2,
- hamulec tarczowy,
- agregat obiegowego smarowania łożysk wału głównego wraz z orurowaniem.

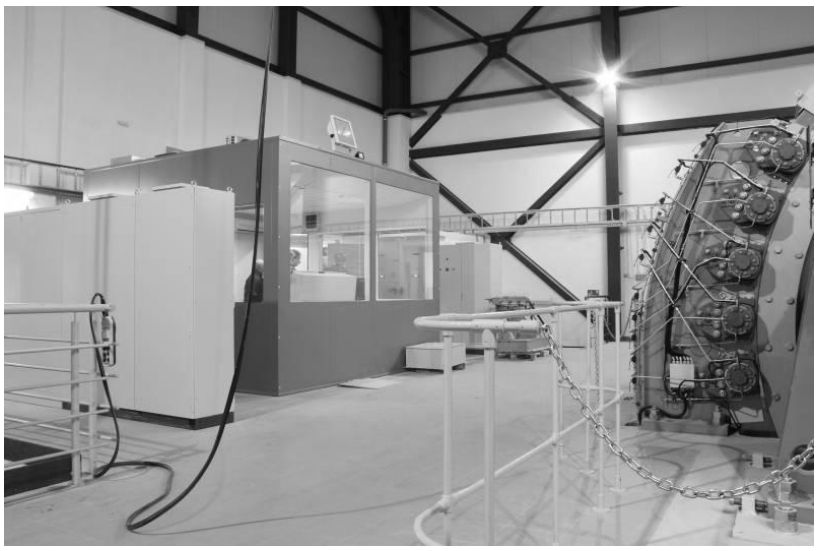
Głównymi członami części elektrycznej są:

- przekształtnikowy układ zasilający, wraz z transformatorami zasilającymi,
- układ sterowania i regulacji,
- układy zabezpieczeń,
- zespół sterowniczo-zasilający hamulca,
- układ sygnalizacyjny stanów pracy poszczególnych podzespołów maszyny.



Rys.22. Widok maszyny wyciągowej 4L-5000/2x3600 [Źródło: opracowanie własne]

Rys.23. Widok pulpitu sterowniczego maszyny wyciągowej 4L-5000/2x3600
[Źródło: opracowanie własne]



Rys.24. Widok kabiny maszynisty wyciągowego maszyny 4L-5000/2x3600
[Źródło: opracowanie własne]

Bęben pędny maszyny wyciągowej napędzany jest bezpośrednio dwoma obcowzbudnymi silnikami prądu stałego o mocy 3600 kW każdy.

Maszyna wyposażona jest w hamulec tarczowy z hydraulicznym zespołem sterowniczo-zasilającym, sterowanym elektrycznie, typu H-C MWM-4 VER.II.

Każdy z silników napędowych zasilany jest z dwóch nienawrotnych przekształtników tyrystorowych połączonych szeregowo, przy czym na jeden prze-

kształtnik składają się 3 szafy połączone równolegle (2 szafy czteropiętrowe Tp4 i 1 szafa trzypiętrowa Tp3). Obwody wzbudzenia silników zasilane są z dwóch rewersyjnych przekształtników wzbudzenia.

Przedmiotowa maszyna przystosowana jest do zasilania z sieci 6 kV, poprzez cztery transformatory przekształtnikowe 6kV/400V, o grupach połączeń Yy0 i Dyn5. Zasilanie to umożliwia pracę z 12–pulsowym oddziaływaniem napędu na sieć zasilającą 6 kV. Obwody wzbudzenia zasilane są z sieci 500 V poprzez dwa transformatory przekształtnikowe 500V/500V, o grupach połączeń Yy0 i Dyn5.

W przypadku awarii w torze zasilania jednego z przekształtników tyrystorowych istnieje możliwość pracy awaryjnej z wykorzystaniem drugiego przekształtnika wchodzącego w skład ww. układu zasilającego. W tym stanie następuje ograniczenie prędkości rozwijanej przez maszynę o połowę, nie występuje natomiast ograniczenie, co do udźwigu.

W przypadku awarii w torze zasilania jednego z przekształtników wzbudzenia istnieje możliwość pracy z wykorzystaniem drugiego przekształtnika przy połączeniu szeregowym uzwojeń wzbudzenia obu silników z zachowaniem pełnej prędkości i pełnego udźwigu maszyny wyciągowej.

W maszynie wyciągowej zastosowano cyfrowy regulator jazdy GRZ-08-B, pełniący równocześnie funkcję kompletnego układu kontroli prędkości.

Całość układów sterowania, regulacji i zabezpieczeń zrealizowano w oparciu o sterowniki programowalne i inne podzespoły firmy ABB.

Zastosowano dwa niezależne sterowniki typu AC800M, współpracujące z dodatkowymi modułami wejścia/wyjścia i kartami licznikowymi. Jednostki centralne (-U100 i -U200) komunikują się między sobą poprzez magistralę Ethernet. Sterowniki obsługują również zespół sterowania hamulca.

Wszystkie ważne funkcje odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej objęte są układem ekranowej wizualizacji stanów pracy górniczego wyciągu szybowego.

Układ wyzwalania impulsowego szaf tyrystorowych przekształtników głównych wykonano w oparciu o sterownik przemysłowy LOGIDYN-D2 produkcji firmy Converteam.

Maszyna przystosowana jest do współpracy z cyfrowym aparatem rejestrującym RG-3.

Charakterystyka techniczna:

- typ maszyny 4L-5000/2x3600
- usytuowanie maszyny na zrębie szybu
- rodzaj wyciągu dwuskibowy

– rodzaje pracy — wydobycie, rewizje, jazda niewydobywcza, jazda manewrowa
– prędkości jazdy:
  do 18 m/s dla wydobycia
  do 1 m/s dla rewizji szybu
  4 m/s dla jazdy brygad szybowych
  0-0,5 m/s; 0-1 m/s dla rewizji lin nośnych, wyrównawczych i kół linowych
  0,3 m/s dla rewizji naczyń
  do 1 m/s dla jazdy bez regulatora jazdy
  do 1 m/s dla rewizji szybu
– przyspieszenie/opóźnienie: przyspieszenie 1,0 m/s^2, opóźnienie 1,2 m/s^2
– zasilanie główne — 6 kV
– zasilanie pomocnicze — 500 V
– silniki napędowe:
  - typ — PW-106/01
  - moc — P_{nM} = 3600 kW
  - obroty znamionowe — n_{nM} = 70 min^{-1}
  - napięcie znamionowe — U_{nM} = 800 V
  - prąd znamionowy — I_{nM} = 4820 A
  - napięcie wzbudzenia — U_{nW} = 170/85 V
  - prąd wzbudzenia — I_{nW} = 100/200 A

Górniczy wyciąg szybowy w tym zadaniu inwestycyjnym został wyposażony w urządzenie sterowniczo-sygnałowe. Struktura sprzętowa tego układu jest identyczna jak omówiona przy realizacji sygnalizacji szybowej szybu 1.2 LW „Bogdanka" S.A.

Podstawowymi funkcjami urządzenia sterowniczo-sygnałowego są:

– prowadzenie wydobycia (sygnalizacja startowa, zdalne uruchamianie, sygnalizacja jednouderzeniowa),
– jazdy niewydobywcze, manewrowe,
– rewizja szybu, rewizja urządzeń przyszybowych (sterowanie za pomocą sygnalizacji i jednouderzeniowej, jak i w trybie zdalnego uruchamiania).

Zabudowano układ górniczej łączności szybowej firmy Telvis.

Urządzenie zapewnia pełną współpracę z wybudowanym układem sterowania maszyną wyciągową, wykorzystując połączenia sieci komunikacyjnej oraz stykowo. Natomiast dla potrzeb układu urządzeń przyszybowych zabudowano na każdym poziomie zestaw separatorów z wydzielonymi stykami.

2. Podsumowanie

W omawianym okresie, czyli niespełna 3 lat powstała największa liczba projektów i wdrożeń w historii działalności spółki MWM Elektro.

Wierzymy, że zmodernizowane urządzenia będą bezawaryjnie eksploatowane w górniczych wyciągach szybowych przez wiele lat, a zaprojektowane rozwiązania znajdą zastosowanie w przyszłych modernizacjach elementów górniczych wyciągów szybowych.

Literatura

1. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania zespołu urządzeń maszyny wyciągowej BB-3000 górniczego wyciągu szybowego szybu III KW S.A. Oddział KWK „Jankowice" nr MWM-05-09, MWM Elektro sp. z o.o., Trzebinia 2009.
2. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania zespołu urządzeń maszyny wyciągowej B-5000/2x1000 górniczego wyciągu szybowego awaryjno-rewizyjnego szybu R-VIII KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Rudna" nr MWM-08-09, MWM Elektro sp. z o.o., Trzebinia 2009.
3. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania zespołu urządzeń maszyny wyciągowej BB-3000 górniczego wyciągu szybowego szybu „Daniłowicz" KS „Wieliczka"S.A. nr MWM-01-10, MWM Elektro sp. z o.o., Trzebinia 2010.
4. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania zespołu urządzeń maszyny wyciągowej 2L-6000/2400 górniczego wyciągu szybowego szybu 1.2 LW „Bogdanka" S.A. nr MWM-11-09, MWM Elektro sp. z o.o., Trzebinia 2009.
5. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu 1.2 LW „Bogdanka" S.A. nr PRO-10-07, Proel sp. z o.o., Gliwice 2009.
6. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Kinga" KS „Wieliczka" S.A. nr PRO-10-56, Proel sp. z o.o., Gliwice 2010.
7. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania maszyny wyciągowej B-4300/DC-8m/s dla górniczych wyciągów szybowych nr MWM-03-10, MWM Elektro sp. z o.o., Trzebinia 2010.
8. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego przedziału „S" szybu VI JSW S.A. KWK „Budryk" nr PRO-10-12, Proel sp. z o.o., Gliwice 2010.

9. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania maszyny wyciągowej 4L-5000/2x3600 górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 LW „Bogdanka" S.A. nr MWM-10-09, MWM Elektro sp. z o.o., Trzebinia 2009.
10. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 LW „Bogdanka" S.A. nr PRO-10-01, Proel sp. z o.o., Gliwice 2010.

Modernizacja maszyny wyciągowej o napędzie asynchronicznym z wykorzystaniem falownika średniego napięcia

Andrzej Manczyk, Leszek Gawron – OPA-ROW sp. z o.o.

1. Wstęp

Coraz wyższe wymagania w zakresie bezpieczeństwa i niezawodności działania wymuszają konieczność wprowadzania nowych rozwiązań do eksploatowanych maszyn i urządzeń, w tym także maszyn wyciągowych. Wiele starszych maszyn wyciągowych wyposażona jest w silniki napędowe asynchroniczne na napięcie 6 kV, w przypadku których modernizacja układu napędowego pociąga za sobą wiele problemów. Budowa starszych silników asynchronicznych nie jest przystosowana do zasilania z typowych falowników, a wymiana silnika napędowego znacznie podraża całkowity koszt modernizacji.

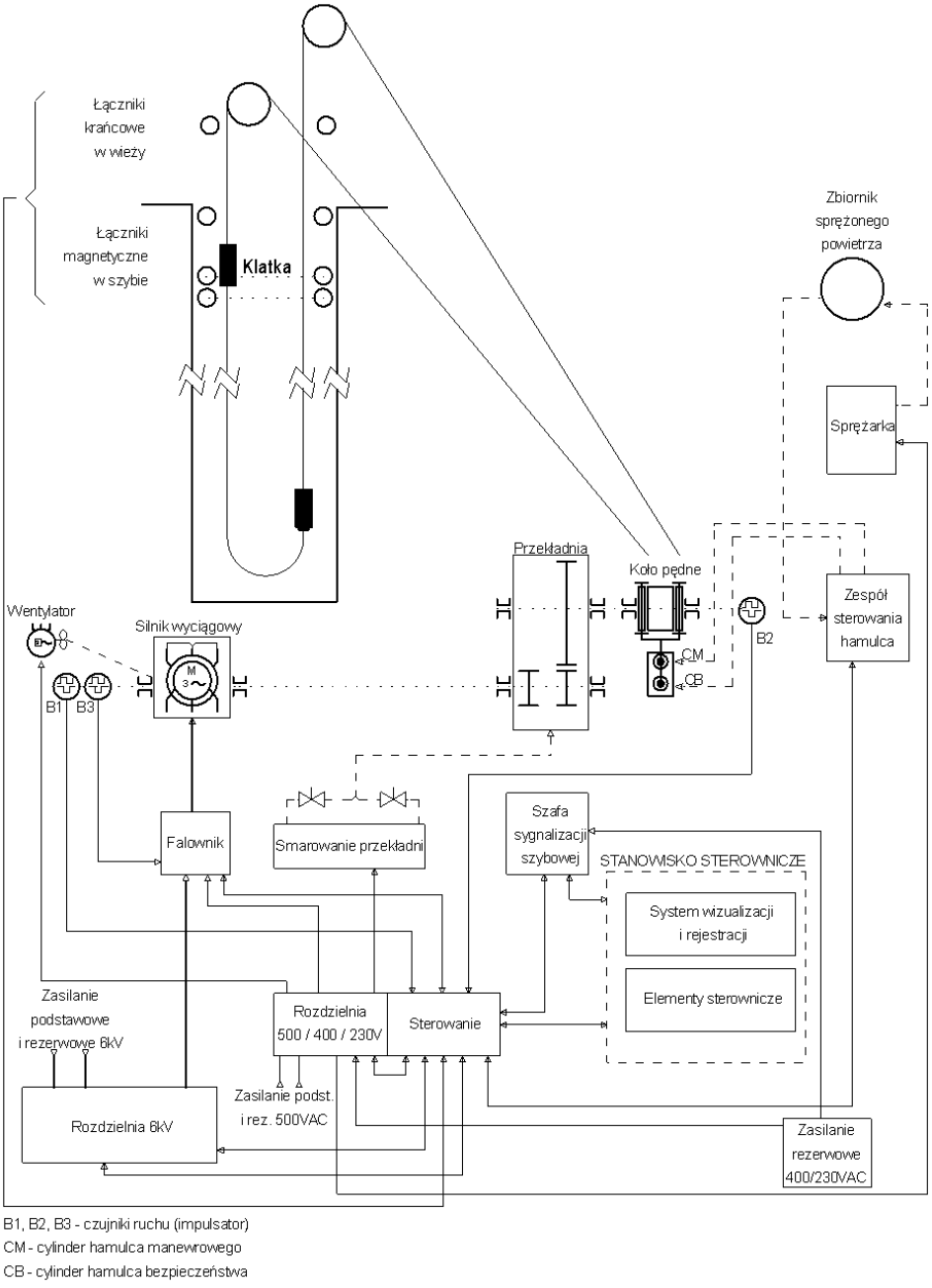
W rozdziale przedstawiono sposób modernizacji dwóch bliźniaczych maszyn wyciągowych pracujących w górniczych wyciągach szybowych przedziału wschodniego i zachodniego szybu P-I Zakładów Górniczych „Polkowice-Sieroszowice" należących do KGHM Polska Miedź S.A przeprowadzonych przez firmę OPA-ROW sp. z o.o. w pierwszym kwartale 2011 r. Maszyny te wyposażone są w jednolinowe koła pędne o średnicach 6,0 m napędzane silnikami asynchronicznymi o mocach 1000 kW na napięcie 6 kV poprzez przekładnie.

Każdy górniczy wyciąg szybowy szybu P-I wyposażony jest w klatkę z przeciwciężarem przeznaczoną do transportu materiałów oraz jazdy ludzi. Modernizacje te polegały, między innymi, na zastąpieniu istniejących układów oporowej regulacji prędkości obrotowej silników wyciągowych nowymi układami umożliwiającymi bezstopniową regulację prędkości jazdy, które zrealizowane zostały w oparciu o bezpośrednie, wielopoziomowe, regeneratywne przemienniki częstotliwości średniego napięcia.

Zmodernizowano także układy zasilania i sterowania maszyn wyciągowych oraz zastosowano elektropneumatyczne układy sterowania hamulców współpracujące z nowymi układami sterowania maszyn wyciągowych.

Zastosowano również komputerowe systemy wizualizacji i rejestracji pracy maszyn umożliwiające kontrolę parametrów pracy maszyn, jak również szybką diagnostykę stanów awaryjnych.

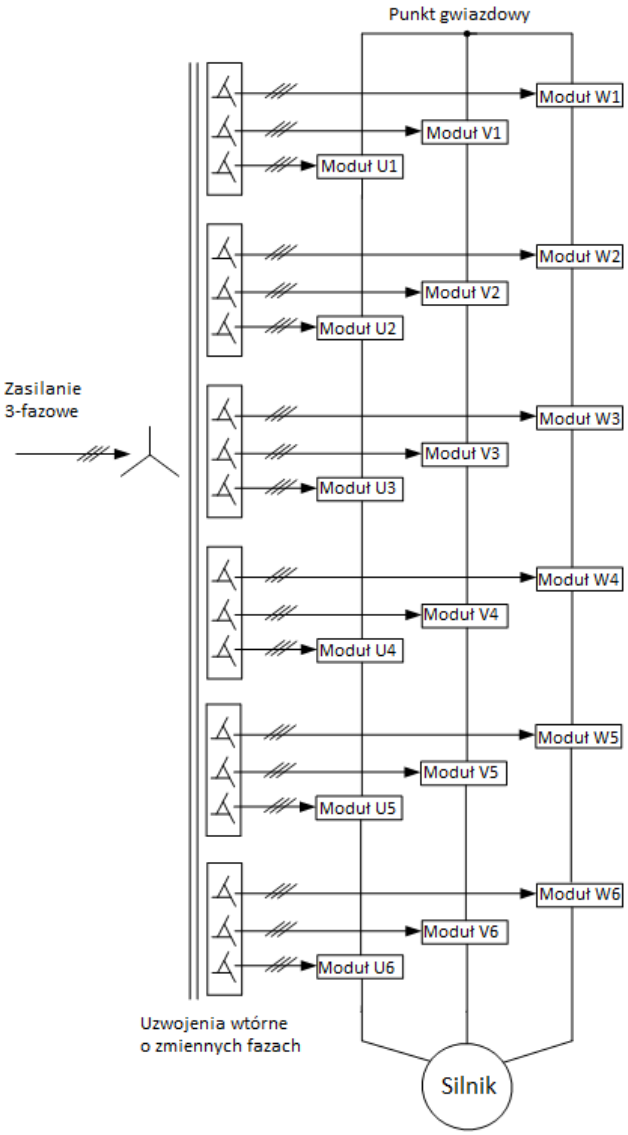
Uproszczony schemat funkcjonalny maszyny wyciągowej przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Schemat funkcjonalny maszyny wyciągowej

1.1. Zasada działania wielopoziomowego falownika średniego napięcia

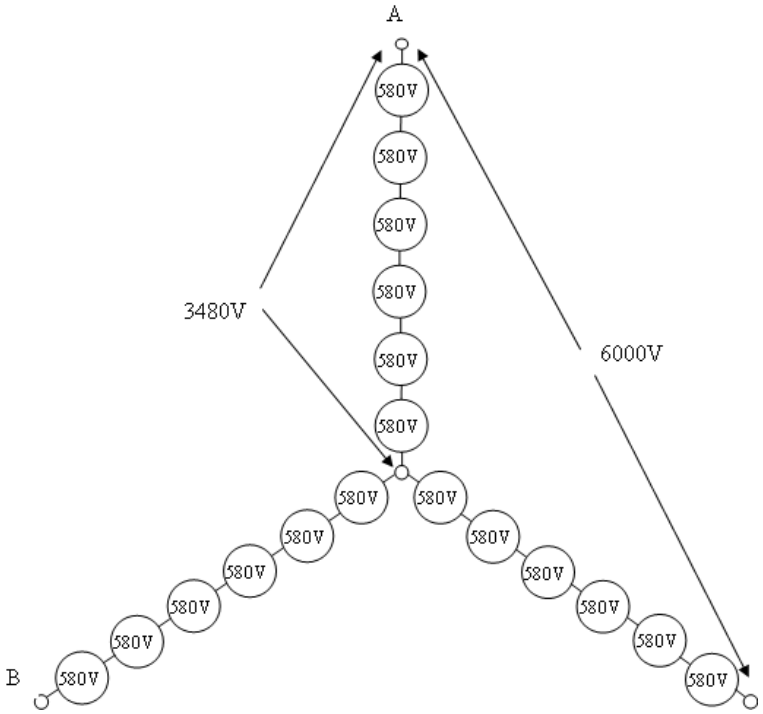
Główny układ falownika pokazano na rysunku 2.



Rys.2. Główny układ falownika

Sześć grup wtórnych uzwojeń transformatora o tym samym napięciu wyjściowym pracuje jako zasilacze do trzech grup modułów mocy. Wyjścia modułów mocy pierwszego poziomu są połączone do tego samego punktu (punkt gwiazdowy) podczas, gdy pozostałe wyjścia są połączone szeregowo pomiędzy poszczególnymi modułami mocy. W ten sposób, wszystkie moduły mocy są połączone szeregowo tworząc 3-fazowe źródło służące do zasilania

silnika. Każdy moduł mocy posiada 3-fazowe wejście oraz jednofazowe wyjście PWM. Napięcie wyjściowe falownika jest kształtowane w superpozycji wielu modułów zasilania. Zasada superpozycji dla falownika 6-stopniowego 6kV jest przedstawiona na rysunku 3.



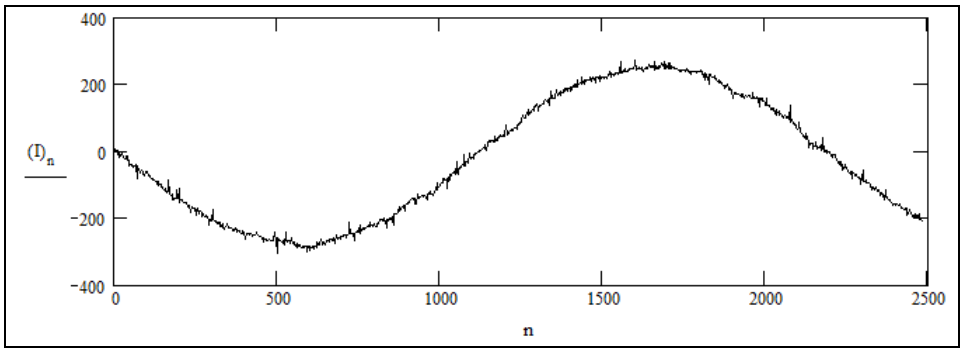
Rys.3. Schemat wektorowy superpozycji napięć

Kiedy napięcie wyjściowe wynosi 6 kV, napięcie wyjściowe modułu mocy ma wartość 580 V. Po połączeniu szeregowym tych napięć o tej samej fazie, napięcie fazowe wynosi 580 V x 6 = 3450 V, co odpowiada 6 kV napięcia międzyprzewodowego. Przy połączeniu szeregowym jednostek mocy sygnał sinusoidalny charakteryzuje się schodkowym kształtem. Dobra jakość sygnału sinusoidalnego z niską wartością zmian du/dt nie stanowi zagrożenia dla izolacji silnika i kabla zasilającego silnik. Mało odkształcony sygnał pozwala użyć standardowych kabli o dowolnej długości do połączenia z silnikiem. Małe zniekształcenia harmoniczne również redukują mechaniczne wibracje oraz odciążają siły działające na wał.

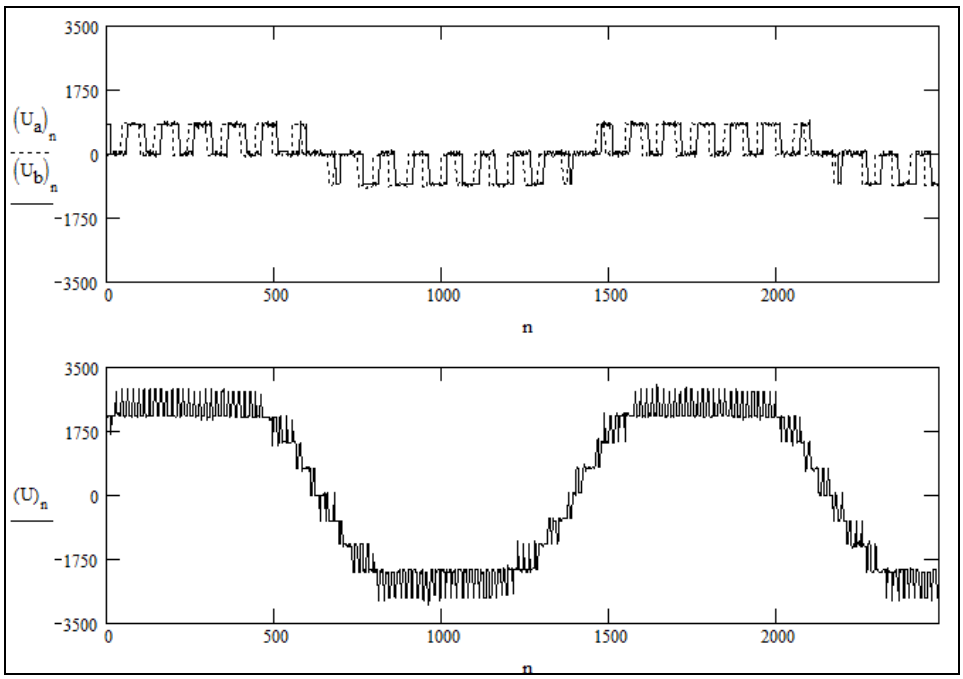
Rysunki 4 i 5 przedstawiają zmierzony prąd wyjściowy falownika oraz napięcia wyjściowe cel mocy i napięcie fazowe.

Układ sterujący jest w pełni cyfrowym urządzeniem przetwarzającym sygnały sterujące. Zawiera on płytę główną, panel CPU, panele PWM, panel wejść cyfrowych, panel wejść analogowych oraz układ wyświetlacza. Układ

sterowania pozwala urządzeniu pracować w trybie otwartej pętli lub zamkniętej pętli systemu regulacji prędkości, generuje on sygnały sterujące PWM, realizuje szybką ochronę urządzenia, komunikuje się przez sieć, itd.



Rys.4. Prąd wyjściowy falownika



Rys.5. Napięcia cel mocy (U_a, U_b) oraz napięcie wyjściowe (U)

Układ cyfrowego sterowania falownika realizuje dodatkowo wszystkie funkcje kontrolne i zabezpieczeniowe służące ochronie przemiennika i silnika, takie jak:

- kontrola nadprądowa i przeciążeniowa wejścia i wyjścia przemiennika,
- kontrola nadnapięciowa wyjścia przemiennika,
- kontrola nierównomierności obciążenia faz wyjścia,

- kontrola przerwy w obwodzie wejściowym lub wyjściowym,
- kontrola przegrzania elementów mocy,
- kontrola przegrzania transformatora wejściowego,
- kontrola komunikacji sterownika centralnego z celami mocy.

Wszystkie zabezpieczenia są szczegółowo sygnalizowane na panelu wyświetlacza.

2. Budowa falownika

Do zasilania przemiennika służy transformator posiadający trójfazowe gwiazdowe uzwojenie pierwotne o napięciu znamionowym 6 kV oraz 18 uzwojeń wtórnych (zasilających 18 modułów mocy) o tych samych napięciach wyjściowych 550 V, lecz przesunięte w fazie względem napięcia zasilania.

Transformator zasilający posiada dodatkowe uzwojenie wtórne o napięciu znamionowym 400 V, które zasilane z obcego napięcia wykorzystywane jest do wstępnego ładowania kondensatorów modułów mocy.

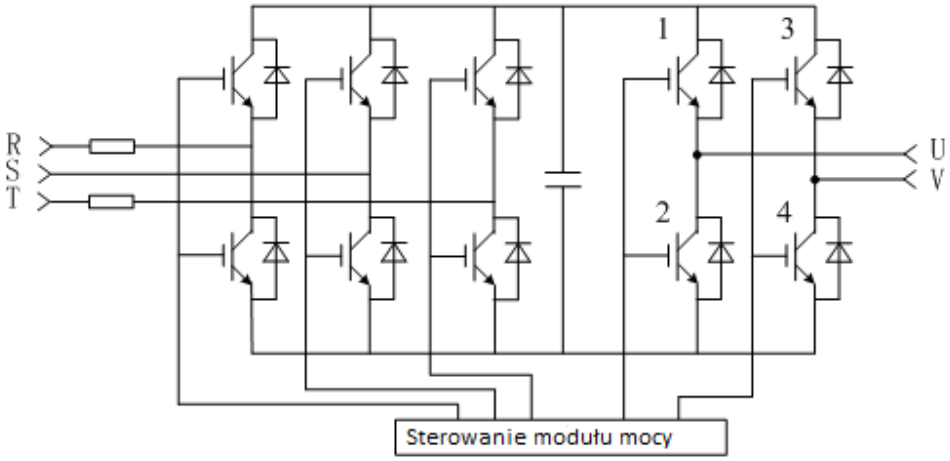
Funkcjonalnie każdy z 18 modułów mocy stanowi kompletny jednofazowy regeneratywny przemiennik częstotliwości niskiego napięcia z trójfazowym wejściem. Każdy moduł jest podłączony do jednego uzwojenia wtórnego transformatora wejściowego poprzez trójfazowy dławik liniowy. Wyjścia modułów są z kolei łączone szeregowo po 6 dla uzyskania napięcia jednej fazy zasilania linii wyjściowej. Taki układ połączeń minimalizuje narażenia elementów mocy i kondensatorów obwodu pośredniczącego na działanie wysokich napięć.

Każdy z modułów mocy jest wyposażony w wejściowy trójfazowy w pełni sterowalny tranzystorowy (IGBT) prostownik z sterowaniem PWM. Sterowanie prostownika umożliwia regulowanie napięcia na obwodzie pośredniczącym DC (kondensatory) oraz korygowanie współczynnika mocy energii pobieranej z sieci (współczynnik mocy > 0,95). Przesunięcie fazowe uzwojeń wtórnych wpływa na zmniejszenie zawartości harmonicznych wprowadzanych do sieci zasilającej. Wykonanie prostownika wejściowego zapewnia możliwość zarówno zasilania falownika wyjściowego z sieci, jak i oddawanie do sieci energii odebranej z falownika wyjściowego (silnika). Sterowanie stopnia wejściowego realizuje także funkcję wstępnego ładowania kondensatorów obwodu pośredniczącego przed załączeniem zasilania 6 kV. Stopień wyjściowy każdego z modułów mocy stanowi jednofazowy falownik napięcia z sterowaniem PWM wykonany w oparciu o w pełni sterowane elementy mocy (IGBT).

Podstawowa struktura modułu zasilania AC-DC-AC 3-fazowego prostownika/inwertora jest przedstawiona na rysunku 6.

Jednostka mocy składa się z prostownika, inwertora, obwodu kontroli, obwodu sterowania bramek, układu diagnostyki błędów, części komunikacyjnej, itd.

Napięcie stałe DC tworzone jest z 3-fazowego napięcia zmiennego w module prostownika, rolą prostownika zbudowanego z 6 tranzystorów IGBT jest utrzymywanie stałego napięcia na bloku kondensatorów mocy. Zbudowany z tranzystorów IGBT moduł prostownika zapewnia dwukierunkowy przepływ energii możliwe jest zarówno doładowywanie baterii kondensatorów napięciem z sieci, jak i przesyłanie energii zgromadzonej w kondensatorze do sieci. Zbudowany z 4 tranzystorów IGBT jednofazowy falownik przekształca napięcie stałe z kondensatorów mocy na zmienne napięcie wyjściowe za pomocą modulacji PWM.



Rys.6. Schemat ideowy modułu mocy 4Q

Układ sterowania falownika jest w pełni cyfrowym urządzeniem przetwarzającym sygnały sterujące. Jego główne elementy to:

- *płyta główna* służąca do zasilania całego urządzenia sterującego, przesyłu danych do wszystkich obwodów i wymiany danych z urządzeniami peryferyjnymi,
- *panele procesora CPU, wejść cyfrowych i wejść analogowych* używane do przetwarzania lokalnych sygnałów oraz realizacji układu regulacji napięcia i prędkości,
- *panele PWM* wykorzystywane do komunikacji optycznej światłowodami między częścią sterowniczą a modułami mocy,
- *panel operatorski* służący do diagnostyki działania przemiennika, lokalizacji uszkodzeń, podglądu parametrów i wielkości zmiennych sterowania.

Falownik pozwala realizować zdalny monitoring oraz sterowanie.

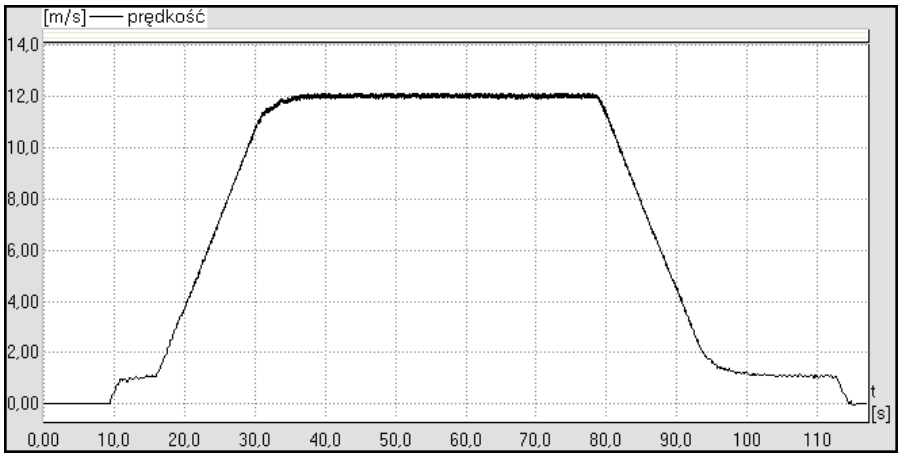
Zastosowana technologia łączy światłowodowych do połączeń między urządzeniem sterującym a modułem mocy (część niskiego napięcia jest odizolowana od części średniego napięcia) nie przenosi zakłóceń elektromagnetycznych i zapewnia dużą niezawodność pracy urządzenia.

3. Własności ruchowe

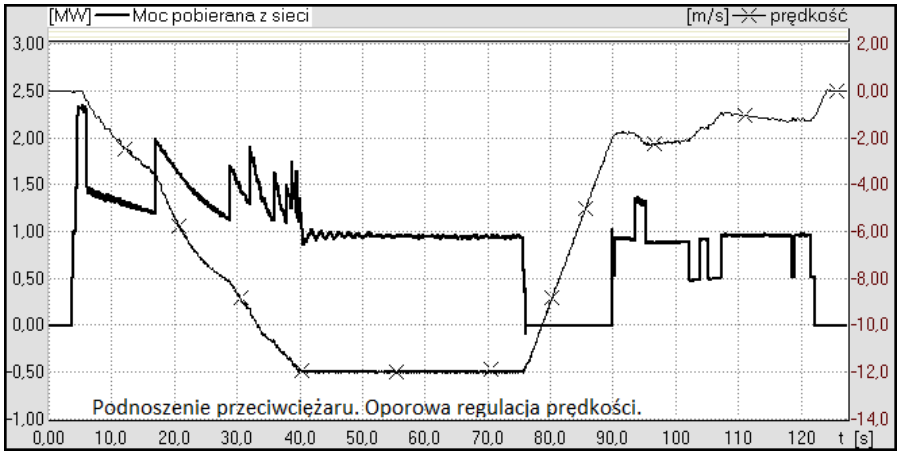
Zastosowanie falownika średniego napięcia do zasilania napędu umożliwia bezstopniowe sterowanie jego prędkością z równoczesnym ograniczeniem oddziaływania na sieć zasilającą.

Sposób generowania napięcia wyjściowego oparty na sumowaniu napięć szeregowo połączonych modułów mocy pozwala na uzyskanie dobrej jakości sinusoidalnego napięcia wyjściowego oraz zminimalizowanie zawartości harmonicznych w prądzie wyjściowym. Zmniejszenie zawartości harmonicznych jest istotne z punktu widzenia wydzielania dodatkowych strat mocy i ciepła w silniku.

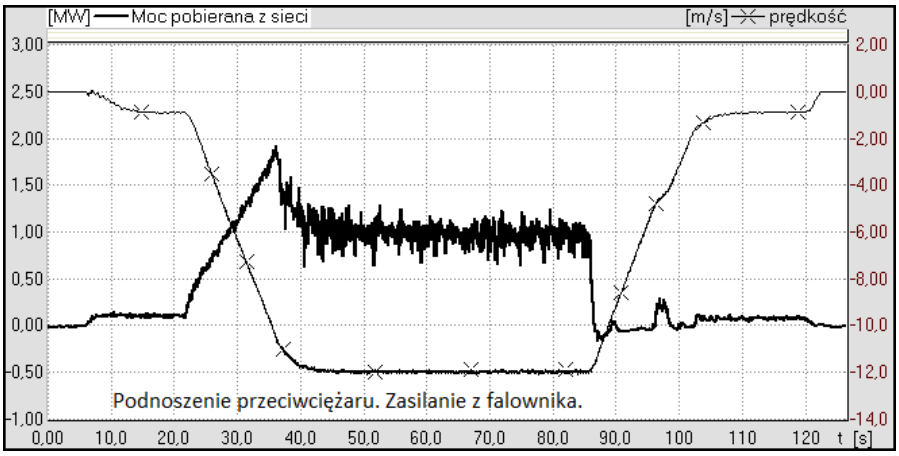
Napęd maszyny wyciągowej zasilany z falownika doskonale realizuje zadany diagram jazdy bez przeregulować i oscylacji. Na rysunku 7 przedstawiono przebieg prędkości podczas cyklu jazdy.



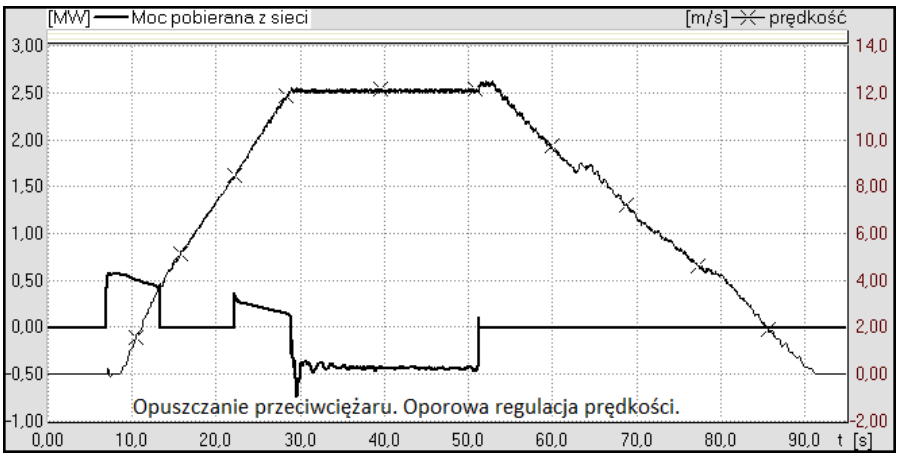
Rys.7. Przebieg prędkości jazdy podczas opuszczania przeciwciężaru



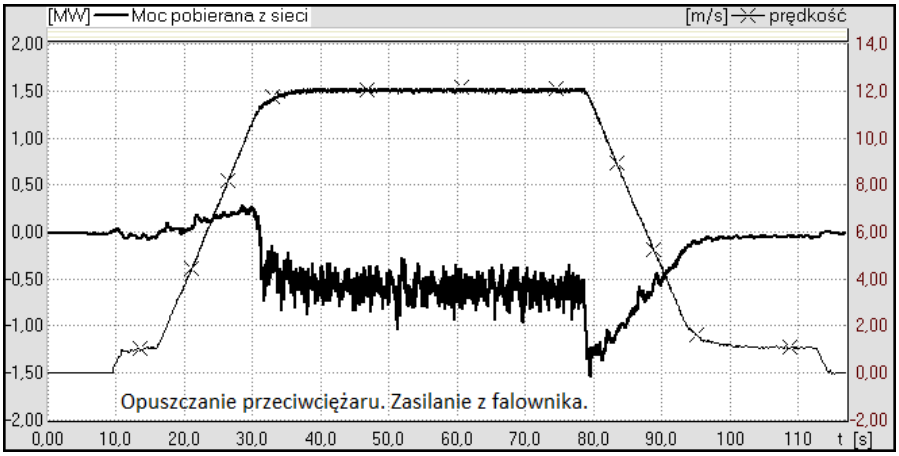
Rys.8. Podnoszenie przeciwciężaru przy oporowej regulacji prędkości



Rys.9. Podnoszenie przeciwciężaru przy zasilaniu z falownika



Rys.10. Opuszczanie przeciwciężaru przy oporowej regulacji prędkości



Rys.11. Opuszczanie przeciwciężaru przy zasilaniu z falownika

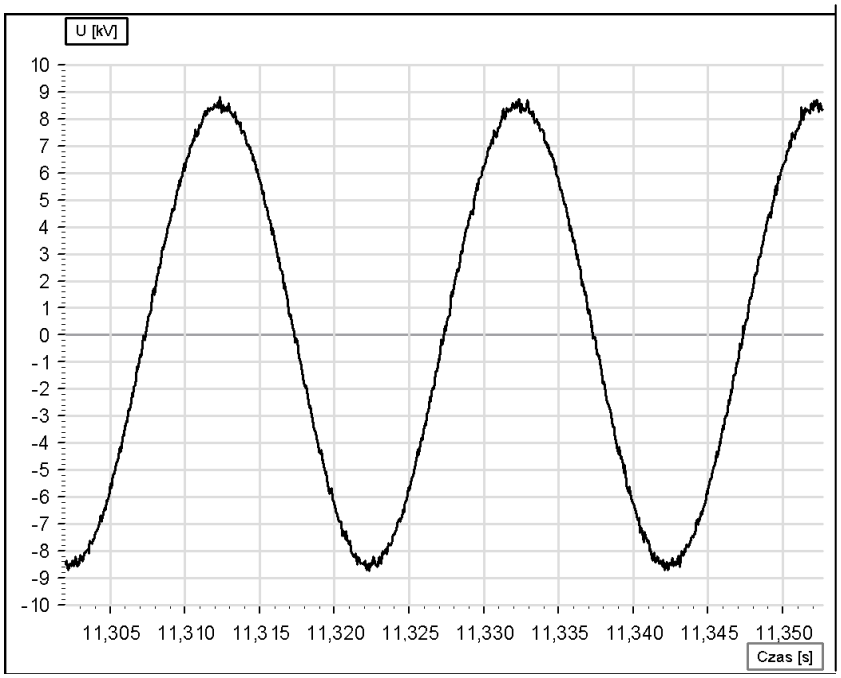
Wyeliminowanie oporowej regulacji prędkości oraz niskie straty własne falownika pozwalają na uzyskanie wysokiej sprawności napędu. Na rysunkach 8, 9, 10 i 11 przedstawiono przebiegi prędkości i mocy pobieranej z sieci podczas podnoszenia i opuszczania przeciwciężaru przy oporowej regulacji prędkości oraz zasilaniu silnika z falownika.

Z powyższych pomiarów wynika, że zużycie energii przy zasilaniu z falownika podczas podnoszenia ciężaru jest o około 40% niższe niż w przypadku oporowej regulacji prędkości, natomiast przy opuszczaniu ciężaru ilość energii oddana do sieci przy zasilaniu z falownika jest o około 85% większa.

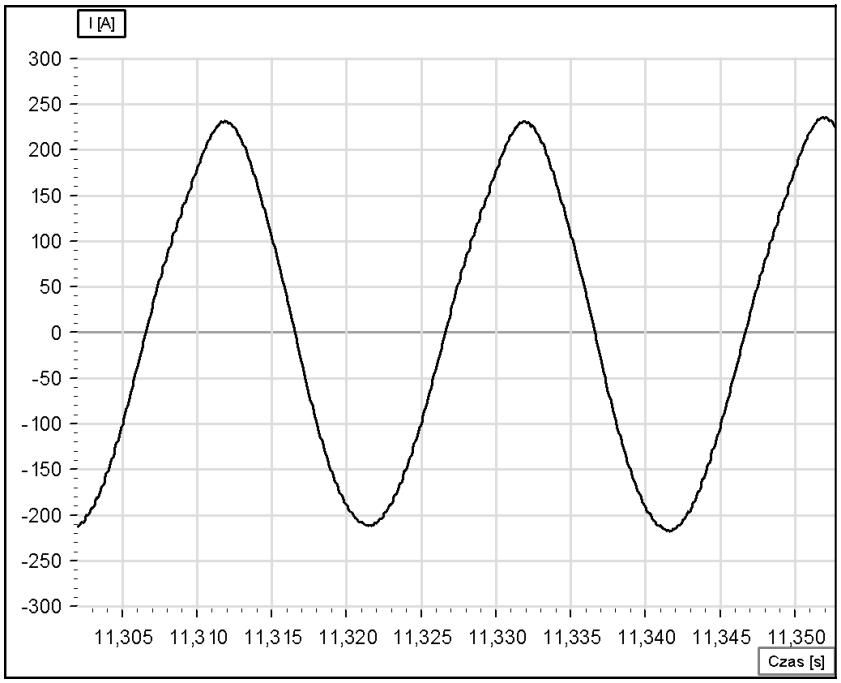
Układ zabezpieczeń falownika realizuje funkcje kontroli parametrów pracy w celu ochrony sprzętu w sytuacjach awaryjnych. Informacja o wystąpieniu błędu wyświetlana jest na panelu operatorskim szafy sterowania. Szczegółowe kody błędów pozwalają na precyzyjne określenie rodzaju awarii, a przypadku uszkodzenia cel mocy kod błędu umożliwia również lokalizację. Informacje o uszkodzeniach i kody błędu mogą być przesłane do zewnętrznych urządzeń (systemów wizualizacji, rejestratorów itp.).

4. Oddziaływanie na sieć zasilającą

Napięcia wtórne transformatora zasilającego mają 6 różnych przesunięć fazowych. Przesunięcie napięć zasilających poszczególne moduły mocy zapewnia małą zawartość harmonicznych w prądzie zasilającym.



Rys.12. Kształt napięcia wejściowego



Rys.13. Kształt prądu wejściowego

Taki sposób zasilania w znaczący sposób poprawia kształt sygnału prądowego po stronie zasilania oraz polepsza współczynnik mocy, może on osiągnąć wartość większą od 0,95 bez stosowania kompensacji.

Rysunki 12 oraz 13 przedstawiają zarejestrowane przebiegi wejściowego napięcia oraz prądu.

5. Układ sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej

Oprócz układów napędowych maszyn wyciągowych modernizacje obejmowały również wymianę układów sterowania, zabezpieczeń oraz sygnalizacji. Podstawę układu sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej stanowią dwa sterowniki programowalne PLC typu CompactLogix firmy Rockwell Automation. Sterowniki zasilane są napięciem 24 V DC poprzez układ bateryjnego podtrzymania UPS. Każdy ze sterowników posiada własne karty rozszerzeń wejść/wyjść oraz sieć rozproszonych modułów wejść/wyjść połączonych siecią DeviceNet. Karty te służą między innymi do odczytu sygnałów z czujników i przetworników, jak również do sterowania elementami wykonawczych, takimi jak np. przekaźniki, styczniki, zawory.

Zastosowanie szybkiej sieci sprzętowej DeviceNet o szybkości do 500 kb/s pozwoliło na maksymalne uproszczenie okablowania, gdyż większość modułów wejść/wyjść można było umieścić bezpośrednio w podzespołach znajdujących

się z dala od szafy sterującej. Takimi podzespołami są między innymi: elektropneumatyczny układu sterowania hamulca, pulpit, rozdzielnia zasilająca 6 kV, szafa sygnalizacji szybowej. Zastosowany system sieciowy posiada układ kontroli i diagnostyki. Brak komunikacji lub zakłócenie z dowolnym modułem wywołane uszkodzeniem modułu lub połączeń sieciowych powoduje zadziałanie odpowiedniego zabezpieczenia.

Do wymiany danych pomiędzy sterownikami wykorzystano sieć transmisyjną Ethernet, która pozwala na przesyłanie danych z prędkością 100 Mb/s. Zastosowanie tego typu połączenia umożliwia pełne wykorzystanie możliwości obliczeniowych obu sterowników. Sieć Ethernet służy także do połączenia sterowników z systemem wizualizacji i rejestracji, co daje możliwość przesyłania w czasie rzeczywistym wszystkich niezbędnych danych w celu ich wizualizacji i rejestracji. Poprzez zastosowanie dwóch sterowników zwiększony został istotnie poziom bezpieczeństwa.

Wszystkie ważne parametry wyciągu szybowego kontrolowane są przez przynajmniej dwa niezależne czujniki lub przetworniki. Dodatkowo poprawność sygnałów wejściowych i wyjściowych jest kontrolowana w każdym sterowniku. Sprawdzane są pętle prądowe czujników analogowych oraz prądowe pętle wyjściowe. Kontrolowana jest funkcjonalność (zmiana stanu) czujników dwustanowych, a także wyjściowe sygnały dwustanowe, czy to np. przez kontrolę czujników zaworów, czy za pomocą styków pomocniczych styczników wykonawczych. Każdy ze sterowników na podstawie sygnałów własnych czujników posiada kontrolę parametrów pracy maszyny i całego wyciągu szybowego, a w przypadku wykrycia nieprawidłowości działania może niezależnie od stanu drugiego sterownika wywołać dwoma niezależnymi sygnałami hamowania bezpieczeństwa hamulcami. Prócz procedury awaryjnego hamowania każdy ze sterowników może wywołać również procedurę zatrzymania napędem, blokadę oraz spowodować ograniczenie prędkości.

Do wyznaczania położenia naczyń wykorzystano dwa enkodery (impulsatory). Jeden sprzężony z wałem silnika wyciągowego a drugi z wałem głównym maszyny. Każdy ze sterowników indywidualnie odczytuje sygnały za pomocą karty szybkiego licznika i na podstawie liczby zliczonych impulsów wyznacza położenie naczyń w szybie, jak i prędkość maszyny. Położenia naczyń są zapamiętywane w pamięci nieulotnej sterowników, co zapobiega utracie informacji o położeniu po zaniku zasilania. Układ regulacji prędkości znajduje się bezpośrednio w przemienniku częstotliwości. Sygnał zadania jest generowany w jednym ze sterowników układu sterowania maszyny. Sterownik ten, na podstawie położenia naczyń oblicza dopuszczalną prędkość dla każdego naczynia w danym miejscu szybu i wyznacza diagram prędkości dopuszczalnej. Następnie na podstawie sygnału z drążka steru oraz diagramu prędkości dopuszczalnej wyznacza sygnał zadania do przemiennika częstotliwości regulującego prędkość obrotową silnika napędowego maszyny wyciągowej.

Każdy ze sterowników wyposażony został w dodatkową kartę wyjść analogowych. Karty te służą do wyprowadzenia sygnałów analogowych dostępnych w sterownikach w celach pomiarowych, co umożliwia diagnostykę pracy maszyny wyciągowej. Wybory sygnałów, jakie mają być wyprowadzone na wyjścia kart pomiarowych dokonuje się poprzez system wizualizacji i rejestracji.

6. Zespół sterowania hamulca pneumatycznego

Modernizacja hamulców maszyn wyciągowych polegała na zastosowaniu elektropneumatycznych układów sterowania. Układ ten cechuje wysoka niezawodność i funkcjonalność. Realizuje on zarówno funkcje hamowania manewrowego, jak i hamowania bezpieczeństwa. Układ ten umożliwia dwuwariantowe hamowanie bezpieczeństwa z dwoma możliwymi do uzyskania siłami hamującymi zależnie od kierunku ruchu i wartości aktualnej nadwagi. Procedury sterowania hamulcem realizują sterowniki układu sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej, które za pośrednictwem elementów wykonawczych umieszczonych w szafie pneumatycznej sterują ciśnieniami w cylindrze manewrowym oraz bezpieczeństwa.

Zastosowany elektropneumatyczny układ sterowania hamulca posiada funkcję grawitacyjnego opuszczania nadwagi, która może zostać wykorzystana podczas awarii napędu lub układu zasilania maszyny do bezpiecznej ewakuacji ludzi uwięzionych w zatrzymanym w szybie naczyniu poprzez przemieszczenie naczynia do dostępnego poziomu.

7. System wizualizacji i rejestracji

Maszyny wyciągowe zostały wyposażone w systemy wizualizacji i rejestracji, które służą do zobrazowania stanów pracy maszyny na stanowisku obsługi oraz stanowią wymagane przepisami aparaty rejestrujące. Podstawowym elementem tego systemu jest komputer przemysłowy z monitorem wyposażonym w nakładkę dotykową oraz sterownik pomocniczy PLC. Wizualizowane i rejestrowane sygnały są pobierane z pamięci sterowników i przedstawiane na monitorze lub zapisywane na dyskach typu flash komputera. Komunikacja ze sterownikami odbywa się za pośrednictwem sieci Ethernet. System ten jest całkowicie niezależny od układu sterowania, regulacji i zabezpieczeń. Z punktu widzenia użytkownika system wizualizacji jest najistotniejszą częścią układu sterowania decydującą o walorach użytkowych całej maszyny wyciągowej. System ten zapewnia prezentacje wszystkich parametrów zarówno analogowych, jak i dwustanowych, a także umożliwia zmianę pewnych parametrów z poziomu wizualizacji. Szczegółowa prezentacja stanu zabezpieczeń maszyny wyciągowej umożliwia szybką i dokładną diagnostykę stanów awaryjnych wraz z sugerowanym sposobem usunięcia ewentualnych awarii. Na monitorze jest wyświetlona szczegółowa informacja, na podstawie

sygnałów, z których czujników i przetworników sterowniki wygenerowały sygnał awarii. System identyfikuje także linie programu w sterownikach, w których nastąpiło wytworzenie sygnału awaryjnego wyłączenia czy blokady.

Poza sygnałami dwustanowymi i analogowymi system wizualizacji i rejestracji rejestruje również sygnały akustyczne. Za pośrednictwem mikrofonu rejestrowany jest sygnał akustyczny dzwonu wykonawczego sygnalizacji szybowej, który jest zapisywany na dysku komputera w postaci pliku audio.

Przeglądanie zarejestrowanych sygnałów możliwe jest dzięki zainstalowanej przeglądarce wykresów. Program ten umożliwia odczyt zarejestrowanych wcześniej danych w postaci wykresów, jak również pozwala na ich wydrukowanie. Przeglądarka ta posiada również funkcję wyszukiwania zdarzeń polegającą na wyszukiwaniu sygnałów dwustanowych, które w danym przedziale czasowym zmieniły swój stan. Pozwala to na szybkie znalezienie, które zabezpieczenie maszyny wyciągowej zostało pobudzone w określonym czasie. Ułatwia to diagnozę usterki w sytuacjach awaryjnych. Aplikacja przeglądania plików zarejestrowanych w układzie wizualizacji może być również zainstalowana na dowolnym innym komputerze i umożliwiać przegląd, edycję i wydruk z zarejestrowanych danych.

8. Podsumowanie

Wykonane modernizacje maszyn wyciągowych przedziału wschodniego i zachodniego szybu P-I KGHM Polska Miedź S.A. o/ZG „Polkowice-Sieroszowice” przyczyniły się do poprawy bezpieczeństwa, niezawodności pracy oraz komfortu obsługi. Zastosowanie wielopoziomowych falowników średniego napięcia umożliwiło bezstopniową regulację prędkości jazdy pomimo pozostawienia dotychczasowych silników asynchronicznych na napięcie 6 kV. Typoszereg produkowanych falowników tego typu pozwala na planowanie modernizacji napędów o napięciach znamionowych 6 kV i 10 kV oraz mocach znamionowych do 10 MW.

Literatura

1. DTR nr OPA/ZMW-14-76/10 zespołu napędowego i sterowania maszyny wyciągowej K-6000/1000 w przedziale wschodnim górniczego wyciągu szybowego szybu P-I KGHM Polska Miedź S.A. o/ZG „Polkowice-Sieroszowice” (OPA-ROW sp. z o.o.).
2. DTR nr OPA/ZMW-14-114/10 zespołu napędowego i sterowania maszyny wyciągowej K-6000/1000 w przedziale zachodnim górniczego wyciągu szybowego szybu P-I KGHM Polska Miedź S.A. o/ZG „Polkowice-Sieroszowice” (OPA-ROW sp. z o.o.).
3. User Manual, RMVC MV Variable Frequency Drive (Rongxin Power Electronic Co., Ltd.).

Zastosowanie energooszczędnego przemiennika częstotliwości jako układu zasilania oraz zespołu elektropneumatycznego sterowania hamulca do modernizacji maszyn wyciągowych typu B-1500A

Wojciech Grzyśka, Piotr Rączka – PPUH ELCAM sp. z o.o., **Andrzej Oleksy** – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wprowadzenie

W 2011 roku Przedsiębiorstwo Produkcyjno-Usługowo-Handlowe ELCAM sp. z o.o. zrealizowało modernizację napędu maszyny wyciągowej szybu „Marklowice II" Kompanii Węglowej S.A. Oddział KWK „Marcel".

Szyb „Marklowice II" jest szybem wydechowym jednoprzedziałowym. Wyciąg szybowy wyposażony jest w maszynę wyciągową typu B-1500A usytuowaną na zrębie. Jest to wyciąg z jedną klatką, służący do kontroli i wykonywania napraw szybu. Maszyna wyciągowa sterowana jest ręcznie i współpracuje z urządzeniem tradycyjnej sygnalizacji szybowej.

Przed modernizacją napęd maszyny wyciągowej stanowił niskonapięciowy indukcyjny silnik pierścieniowy. Regulacja prędkości kątowej wału silnika odbywała się poprzez skokową zmianę wartości rezystancji w obwodzie wirnika. Rozwiązanie to uniemożliwiało płynną regulację prędkości maszyny. Maszyna wyciągowa szybu „Marklowice II" przystosowana była konstrukcyjnie do jazdy z prędkością 2 m/s, natomiast prace rewizyjne przeprowadzane w szybie wymagały prędkości nie większej niż 1 m/s. Skutkiem tego pierścienie silnika nie były zwierane, a w ich obwód zawsze włączony był rezystor. Nadmierne nagrzewanie się oporu w obwodzie wirnika uniemożliwiało dłuższą pracę maszyny wyciągowej i wymuszało długotrwałe przerwy pomiędzy kolejnymi przejazdami.

W oparciu o własną wiedzę i doświadczenie oraz wieloletnią współpracę z firmami, które stanowią światową czołówkę wśród producentów nowoczesnych układów napędowych, firma ELCAM sp. z o.o. zaprojektowała, wykonała i zabudowała zespół urządzeń realizujących zasilanie, sterowanie i zabezpieczenia napędu oraz hamulca w maszynie wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Marklowice II".

Obecnie napęd maszyny wyciągowej stanowi indukcyjny silnik klatkowy zasilany poprzez przemiennik częstotliwości, pozwalający na pracę regeneracyjną napędu, umożliwiając zwrot energii do sieci zasilającej. Dzięki zastosowaniu do sterowania przemiennika częstotliwości prędkość kątowa wału silnika oraz zmiana kierunku obrotów może odbywać się w sposób płynny.

Przemiennik sterujący bezpośrednio prędkością i momentem silnika pracuje w trybie wektorowym w układzie zamkniętym, wykorzystując w pętli

prędkościowego sprzężenia zwrotnego przetwornik inkrementalny. Kontrola strumienia silnika podczas pracy pozwala natomiast na utrzymanie pełnego momentu na wale silnika niezależnie od prędkości jazdy maszyny wyciągowej.

2. Praca czterokwadrantowa przemiennika częstotliwości

Tyrystorowe przekształtniki stosowane do sterowania silników prądu stałego pozwalają na przepływ energii pomiędzy silnikiem a zasilaniem w obu kierunkach, umożliwiając pracę napędu w czterech ćwiartkach układu współrzędnych. Podobnie falowniki napięcia, stanowiące element wyjściowy powszechnie stosowanych przemienników częstotliwości mogą dwukierunkowo przysyłać energię pomiędzy swoimi zaciskami DC a silnikiem. Stosowany zazwyczaj w przemiennikach prosty prostownik diodowy nie pozwala jednak na zwrot tej energii do sieci zasilającej. Hamowanie elektryczne napędów z przemiennikami o niesterowalnych prostownikach może być realizowane na dwa sposoby. W przypadku wielu zastosowań pomp, wentylatorów, wirówek akceptowalne jest relatywnie powolne zwalnianie. W przypadku tego rodzaju aplikacji, wystarcza często takie sterowanie prędkością obrotową, by napięcie na szynie DC falownika nie przekraczało wartości dopuszczalnej, powodującej zadziałanie wewnętrznych zabezpieczeń przemiennika. Stałomomentowe obciążenie oraz wymagana dynamika napędów maszyn wyciągowych wymusza stosowanie dodatkowego rezystora hamowania, który włączany jest pomiędzy zaciski DC falownika, gdy napięcie stałe przekracza ustaloną wartość. Wartość obciążenia oraz dynamika hamowania elektrycznego ograniczone są wówczas ilością energii, jaka może być zaabsorbowana i rozproszona przez rezystor. Zastosowanie rezystora hamowania jest często relatywnie niedrogie. Analiza kosztów modernizacji napędu maszyny wyciągowej szybu „Marklowice II" wykazała jednak, atrakcyjność rozwiązania alternatywnego.

Zastąpienie prostego prostownika diodowego układem tranzystorowego falownika IGBT pozwala na zwrócenie odebranej od obciążenia energii z powrotem do sieci zasilającej, a tym samym znaczący wzrost sprawności układu napędowego w stosunku do rozwiązania z rezystorem hamowania. Rozwiązanie to wymaga stosowania dodatkowych dławików na wejściu układu, w celu eliminacji składowych prądu związanych z kluczowaniem tranzystorów. W zamian jednak możliwe jest uzyskanie dobrej jakości, niemal sinusoidalnego przebiegu prądu oraz współczynnika mocy bliskiemu jedności.

3. Ogólna charakterystyka zmodernizowanej maszyny wyciągowej

Wprowadzony zespół urządzeń realizujących zasilanie, sterowanie i zabezpieczenia napędu i hamulca do stosowania w maszynie wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Marklowice II" Kompanii Węglowej S.A. Oddział

KWK „Marcel” opracowany przez firmę ELCAM sp. z o.o. nie zmieniał parametrów koncesyjnych wyciągu szybowego. Wybrane dane ogólne maszyny wyciągowej zestawiono poniżej:

- typ maszyny wyciągowej B-1500 A
- rodzaj wyciągu jednoklatkowy
- maksymalna prędkość jazdy 1,0 m/s
- rodzaj napędu elektryczny z przekładnią
- przełożenie przekładni 40
- napęd hamulca pneumatyczno-obciążnikowy
- typ hamulca HOP-1

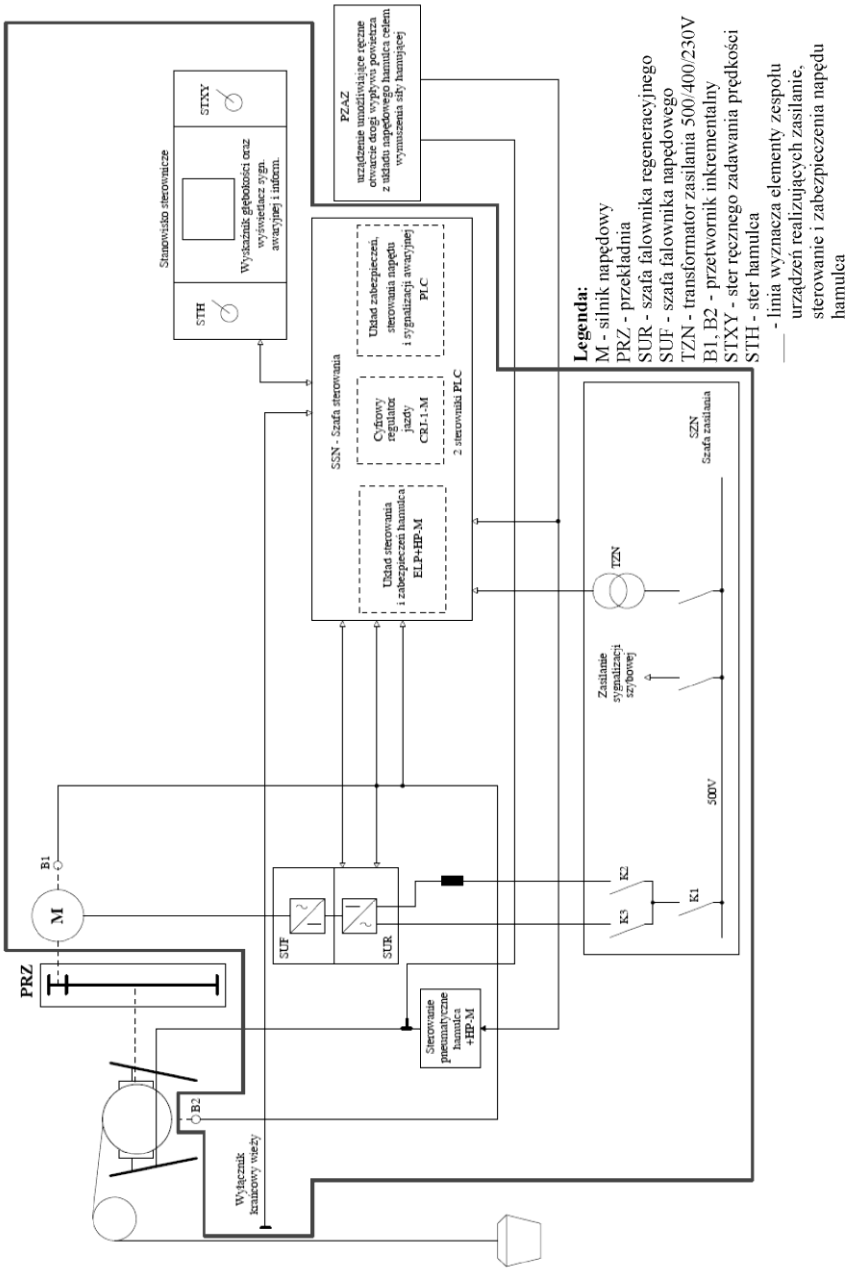
Napęd elektryczny stanowi indukcyjny silnik klatkowy o danych znamionowych:

- moc 75 kW
- napięcie zasilania 500 V
- prędkość obrotowa 987 obr/min
- prąd 105 A
- moment obrotowy 725 Nm

Silnik napędowy zasilany jest poprzez zespół dwóch przemienników częstotliwości typu Unidrive SP 6602 firmy Control Techniques o mocy 90 kW i prądzie wyjściowym równym 125 A dla pracy ze zwiększoną przeciążalnością.

Schemat blokowy maszyny wyciągowej przedstawiono na rysunku 1. Elementy zespołu urządzeń realizujących zasilanie, sterowanie, zabezpieczenia układu napędowego i hamulca tworzą:

- silnik indukcyjny klatkowy M,
- przemiennik częstotliwości UR,
- przemiennik częstotliwości UF,
- przetworniki inkrementalne B1, B2,
- dławik regeneracyjny, filtr częstotliwości nośnej oraz filtr przeciwzakłóceniowy RFI,
- układ styczników zasilania i wstępnego ładowania szyny DC K1, K2, K3,
- warystorowy układ przeciwprzepięciowy,
- szafa zasilania napędu SZN,
- szafa sterowania napędu SSN,
- szafa sterowania pneumatycznego hamulca +HP-M,
- stanowisko sterownicze.



Rys.1. Schemat blokowy maszyny wyciągowej szybu „Marklowice II" KW S.A. Oddział KWK „Marcel"
[Źródło: opracowanie własne]

4. Budowa i charakterystyka układu napędowego

Silnik napędowy zasilany jest poprzez układ dwóch przemienników częstotliwości o połączonych równolegle zaciskach DC obwodów pośrednich. Taka konfiguracja, wraz z odpowiednim oprogramowaniem systemu, pozwala na wykorzystanie standardowych przemienników częstotliwości wyposażonych w proste prostowniki diodowe do pracy w trybie regeneracyjnym. Przepływ energii elektrycznej może obywać się w obu kierunkach, zarówno od sieci zasilającej do silnika, jak i od silnika do sieci, zwiększając sprawność energetyczną całego układu.

Zastosowane przemienniki stanowią nowoczesne cyfrowe przemienniki częstotliwości, których konfiguracja nie wymaga od użytkownika specjalistycznej wiedzy w zakresie techniki mikroprocesorowej i energoelektroniki, a jedynie odpowiedniej wiedzy z zakresu napędu elektrycznego. Udostępnione przez producenta nastawialne parametry przemiennika zapewniają dużą elastyczność podczas integracji systemu sterowania. Wyposażone w bogaty zestaw funkcji, zapewniają szybką i prostą konfigurację nastaw systemu. Funkcje te obejmują między innymi wybór rodzaju sterowania napędu, parametryzowane regulatory prądu i prędkości obrotowej, programowalne wejścia/wyjścia analogowe i cyfrowe, nastawialne ograniczenia prądowe oraz szereg zabezpieczeń zapewniających prawidłową i bezawaryjną pracę przemiennika i sterowanego silnika. Inne funkcje obejmują, komunikację szeregową z pozostałymi urządzeniami oraz programowanie wartości progowych.

Parametry pracy oraz konfigurację przemienników można zmieniać wykorzystując bezpośrednio panel sterujący przemiennika lub przez szeregowe łącze komunikacyjne z wykorzystaniem komputera klasy PC i dedykowanego oprogramowania. Oprogramowanie to, dostarczane przez producenta przemiennika, pozwala na zredukowanie do minimum czasu niezbędnego od uruchomienia napędu.

Uproszczony schemat układu napędowego przedstawiono na rysunku 2. Mostek tranzystorowy przemiennika częstotliwości UR pełni dwie funkcje:

- prostownika – umożliwiając przepływ energii w kierunku od sieci zasilającej do obwodu pośredniczącego DC,
- falownika – umożliwiając przepływ energii w kierunku od zacisków DC do sieci zasilającej.

Przemiennik UR zasilany jest z sieci 500 V poprzez zespół styczników K1, K2, K3. Stycznik K1 stanowi główny stycznik zasilania. Zespół styczników K2, K3 związany jest natomiast z koniecznością wstępnego naładowania, poprzez prostownik diodowy przemiennika, pośredniczącego obwodu DC po załączeniu układu, aby przemiennik UR mógł zsynchronizować się z siecią zasilającą. Dodatkowo w obwód wejściowy przemiennika UR włączony jest dławik rege-

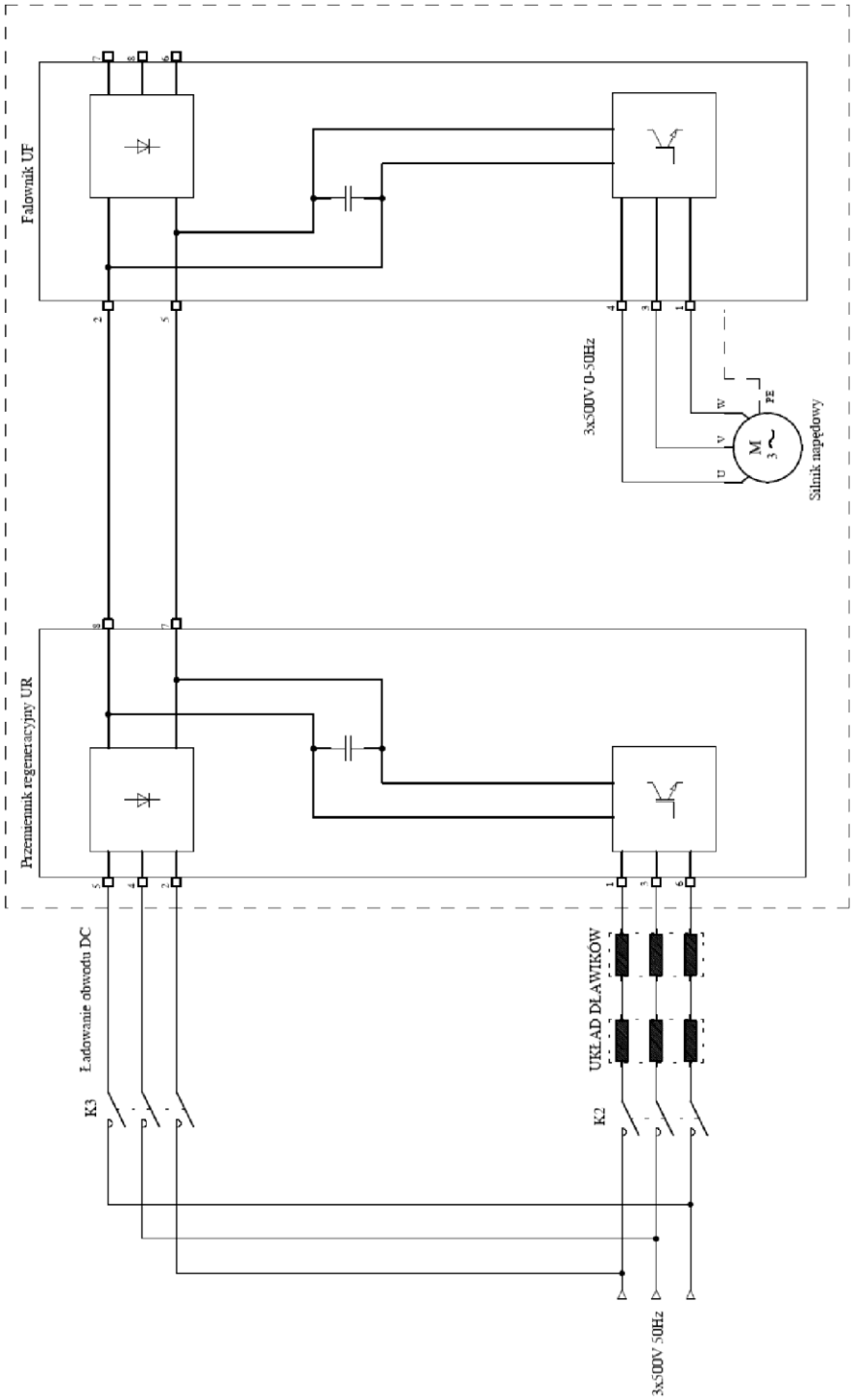
neracyjny oraz układ filtrów, a także zespół warystorów stanowiący ochronę przeciwprzepięciową układu napędowego. Dławik regeneracyjny umożliwia połączenie pomiędzy napięciem o modulowanej szerokości impulsów uzyskanym z przemiennika UR a sinusoidalnie zmiennym napięciem sieci zasilającej. Filtr częstotliwości nośnej, składający się z dławika i kondensatora, ma za zadanie eliminację z widma częstotliwościowego prądu składowej odpowiadającej częstotliwości kluczowania tranzystorów przemiennika. Filtr przeciwzakłóceniowy RFI redukuje zakłócenia o częstotliwościach radiowych generowane do sieci zasilającej.

Na podstawie sygnałów wejściowych oraz zaprogramowanych parametrów przemiennik UR utrzymuje zadaną wartość napięcia na swoich zaciskach DC. Mówiąc w uproszczeniu, gdy napięcie w pośredniczącym obwodzie DC jest niższe od zadanej wartości, przemiennik UR pełni rolę prostownika (przepływ energii w kierunku od sieci zasilającej) i doładowuje szynę DC do pożądanej wartości. Natomiast, gdy napięcie na zaciskach DC jest wyższe od zadanej wartości, przemiennik UR pełni rolę falownika (przepływ energii w kierunku do sieci zasilającej), powodując rozładowanie szyny DC do pożądanej wartości. Sterowanie przepływem prądu zrealizowane jest cyfrowo przez odpowiednie sparametryzowanie przemiennika UR.

Do zasilania uzwojeń silnika napędowego służy natomiast przemiennik UF, którego pośredniczący obwód DC jest połączony równolegle z obwodem przemiennika UF.

Na podstawie sygnałów wejściowych oraz zaprogramowanych parametrów przemiennik UF reguluje prędkość obrotową silnika napędowego. Przemiennik UF pracuje w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego w trybie wektorowym. Prędkość obrotowa silnika nadzorowana jest za pomocą przetwornika obrotowo-impulsowego zabudowanego na jego wale. Strumień silnika podczas pracy jest dokładnie kontrolowany, co zapewnia utrzymanie pełnego momentu na wale silnika już od częstotliwości 0 Hz. Prędkość zadawana jest na wejście analogowe przemiennika ze steru jazdy. Wartości przyśpieszenia, opóźnienia i zrywów ustalane są poprzez nastawę parametrów przemiennika.

Przemienniki częstotliwości wyposażone są w funkcję nadrzędnej blokady bezpieczeństwa. Wyłączenie obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej powoduje zablokowanie przemienników częstotliwości UR i UF, a w konsekwencji odcięcie zasilania silnika napędowego. Nadrzędna blokada bezpieczeństwa została przez producenta przemienników zaprojektowana w celu zabezpieczenia silnika przed niekontrolowanym startem lub niekontrolowaną pracą w przypadku awarii napędu. Funkcja ta jest niezbędna, aby bez żadnych dodatkowych urządzeń (styczniki, rozłączniki w obwodzie napęd-silnik) zapewnić bezpieczeństwo pracy maszyny. Do załączania/wyłączenia blokady służy dedykowane wejście cyfrowe. Przemienniki wyposażone są w algorytm ciągłego sprawdzania poprawności działania poszczególnych elementów.

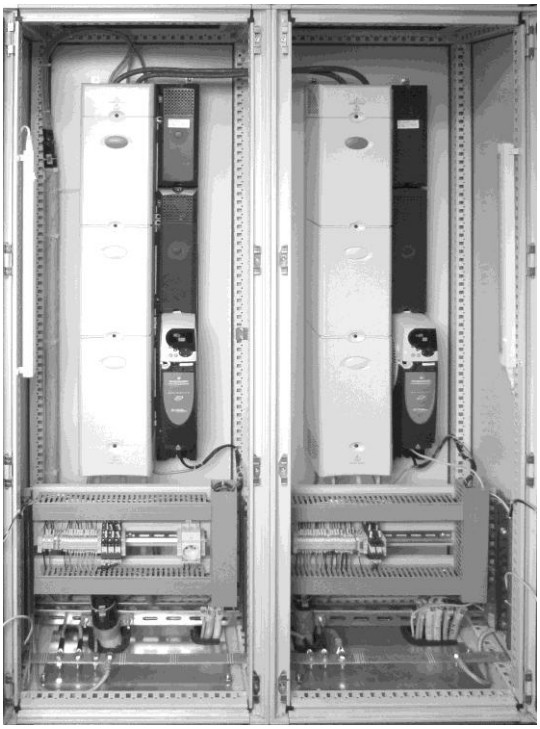


Rys.2. Uproszczony schemat układu napędowego [Źródło: opracowanie własne]

W przypadku wystąpienia jakiejkolwiek nieprawidłowości w funkcjonowaniu napędu, przemiennik odłącza swój mostek mocy, uniemożliwiając w ten sposób kontynuowanie pracy silnika. Funkcja nadrzędnej blokady stanowi zabezpieczenie maszyny napędzanej przed uszkodzeniem. Jeżeli wejście cyfrowe, związane z blokadą, jest nieaktywne (stan niski) to nawet, jeżeli przemiennik dokona samokontroli i nie wykaże błędów silnik nie zostanie zasilony. Funkcja nadrzędnej blokady bezpieczeństwa pracuje niezależnie od podstawowego algorytmu pracy przemiennika. Funkcja ta spełnia wymagania normy EN954-1 kategoria 3 dotyczącej ochrony silnika przed niekontrolowana pracą.

Przemienniki częstotliwości UR, UF realizują szereg zabezpieczeń związanych ze swoim stanem wewnętrznym, kontrolą silnika oraz sieci zasilającej. Dostępność zabezpieczeń realizowanych przez przemienniki zależna jest od trybu pracy. Zabezpieczenia te działają na przekaźniki wykonawcze „gotowości napędu" osobno dla przemiennika UR, jak i przemiennika UF. Przekaźniki te przy poprawnym stanie układu przemienników są załączone, a ich wyłączenie powoduje przerwanie obwodu bezpieczeństwa maszyny i tym samym rozpoczęcie hamowania bezpieczeństwa.

Szafy SUR i SUF, w których zabudowane są przemienniki częstotliwości przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3. Szafy przemienników częstotliwości

5. Układ sterowania napędu i hamulca

Układ sterowania napędu i elektropneumatycznego zespołu hamulca wykonany został w oparciu o nowoczesne programowalne sterowniki logiczne PLC typu Modicon M340 firmy Schneider Electric. Sterowniki realizują funkcje cyfrowego regulatora jazdy, sterowania napędu i hamulca oraz funkcje sygnalizacji awaryjnej. W obu sterownikach zrealizowane są zabezpieczenia obwodu bezpieczeństwa i blokad. Wizualizacja stanów maszyny wyciągowej jest zrealizowana z wykorzystaniem dedykowanego dla zastosowań przemysłowych panelu operatorskiego. Sterowniki i panel operatorski połączone są za pomocą przemysłowej sieci Ethernet, dzięki czemu możliwy jest szybki, wzajemny odczyt rejestrów. Pozwala to na wzajemną kontrolę pracy sterowników oraz realizowanych procesów, a także wizualizację pracy maszyny wyciągowej. System sterowników programowalnych zasilany jest poprzez zasilacze impulsowe z układem bateryjnego podtrzymania napięcia, zabudowanych w szafie sterowania napędu SSN. Układ taki pozwala na prawidłowe działanie sterowników przy całkowitym wyłączeniu napięcia zasilania, aż do momentu całkowitego zatrzymania maszyny wyciągowej po przerwaniu obwodu bezpieczeństwa. Rozwiązanie to umożliwia także w przypadku zaniku napięcia zasilania zachowanie przez układ prawidłowej informacji o położeniu naczynia w szybie.

W sterownikach zaimplementowano cyfrowy regulator jazdy CRJ-1-M realizujący funkcję wyznaczania położenia naczynia wyciągowego w szybie wraz z wyłącznikami krańcowymi, kontrolę prędkości maksymalnej, kontrolę obliczonego położenia naczynia (na podstawie dwóch niezależnych przetworników inkrementalnych) oraz kontrolę ciągłości kinematycznej elementów odwzorowania prędkości. Do pomiaru drogi jazdy zastosowano przetworniki inkrementalne podłączone do specjalizowanej karty szybkich liczników. Każdy sterownik posiada oddzielny układ wyznaczania położenia naczynia wyciągowego w szybie. Cyfrowy regulator jazdy CRJ-1-M zastosowany w maszynie wyciągowej szybu „Marklowice II" stanowi wyodrębnioną część regulatora jazdy CRJ-1 produkcji firmy ELCAM sp z o.o. Regulatory jazdy typu CRJ-1 pracują od wielu lat w układach sterowania maszyn wyciągowych. Zastosowano je między innymi w maszynach wyciągowych następujących górniczych wyciągów szybowych: KWK „Budryk" szyb VI i szyb III przedział północny, KHW S.A. KWK „Staszic" szyb II przedział wschodni, PKW S.A. ZG „Janina" szyb Janina III przedział skipowy, PKW S.A. ZG „Jaworzno" szyb Sobieski III przedział skipowy, KW S.A. KWK „Sośnica-Makoszowy" Ruch Sośnica szyb IV przedział południowy i przedział północny, KHW S.A. KWK „Murcki" szyb „Zygmunt", KW S.A. KWK „Rydułtowy-Anna" Ruch Rydułtowy szyb „Leon IV" wyciąg podstawowy, KW S.A. KWK „Jankowice" szyb VII przedział zachodni, PKW S.A. ZG Sobieski szyb „Helena" przedział klatkowy.

Sterowniki realizują również funkcję sterowania elektrycznego elektropneumatycznego zespołu hamulca. Maszyna wyciągowa górniczego wyciągu

szybowego szybu „Marklowice II” jest wyposażona w zespół sterowania hamulca pneumatycznego ELP+HP-M sterujący napędem hamulcowym typu HOP-1. Zespół ELP+HP-M jest zespołem z dwuwariantowym hamowaniem bezpieczeństwa i przeznaczony jest do sterowania hamulcami pneumatycznymi maszyn wyciągowych lub wciągarek, napędami pneumatyczno-obciążnikowymi lub pneumatyczno-sprężynowymi, o nie sumujących się źródłach siły hamującej, wyposażonych w dwa cylindry: manewrowy i bezpieczeństwa. Siła hamowania jest proporcjonalna do ciśnienia w cylindrze manewrowym i odwrotnie proporcjonalna do ciśnienia w cylindrze bezpieczeństwa. Zespół sterowania hamulca ELP+HP-M składa się z zestawu +HP-M, tj. części mechaniczno-pneumatycznej produkcji OPA-ROW sp. z o.o. i omawianego sterowania elektrycznego opartego na dwóch programowalnych sterownikach logicznych.

Układ sterowania realizuje także funkcję sygnalizacji awaryjnej i informacyjnej, a także poprzez sieć Ethernet współpracuje z aparatem rejestrującym. Zastosowanie przemysłowego panelu operatorskiego pozwala na wizualizację stanów wszystkich zabezpieczeń maszyny wyciągowej, prezentację danych pomiarowych (położenia, momentu, prędkości, ciśnień itp.) oraz stanu pracy zespołu hamulca. Z pomocą panelu możliwe jest również przeprowadzenie testu automatycznego hamulca, prób statycznych, próby hamowania asekuracyjnego, kontroli nastaw ciśnień wyprzedzenia i resztkowych, a także testowanie układu zabezpieczeń cyfrowego regulatora jazdy. Stanowisko sterownicze wyposażone w układ wizualizacji pracy maszyny przedstawiono na rysunku 4.

Rys.4. Stanowisko sterownicze

6. Podsumowanie

Rozwój energoelektroniki i techniki mikroprocesorowej, wraz z zastosowaniem metod sterowania polowo zorientowanych, pozwoliły na uzyskanie przez napędy prądu przemiennego właściwości napędów z silnikami prądu stałego, takich jak dokładność sterowania momentu i prędkości kątowej oraz możliwość osiągnięcia pełnego momentu elektromagnetycznego przy zerowej prędkości kątowej wału.

Prosta konstrukcja silnika indukcyjnego klatkowego pozwala na zwiększenie niezawodności, przy jednoczesnym obniżeniu kosztów eksploatacji w stosunku do silników prądu stałego, wymagających przeprowadzania regularnych prac serwisowych wynikających ze zużywaniem się szczotek i komutatora. Zalety układu regeneracyjnego, takie jak: większa sprawność napędu, bliski sinusoidalnemu przebieg prądu wejściowego układu, wartość współczynnika mocy bliska jedności sprawiają, że rozwiązanie to jest atrakcyjną alternatywą dla układu z rezystorem hamowania zwłaszcza w aplikacjach takich jak górnicze maszyny wyciągowe i urządzenia dźwignicowe.

Zastosowanie silnika klatkowego sterowanego poprzez przemiennik częstotliwości, prócz zapewnienia płynnej regulacji prędkości jazdy, pozwoliło na eliminację problemu nadmiernego grzania się oporów w obwodzie wirnika silnika pierścieniowego stanowiącego uprzedni napęd maszyny wyciągowej szybu „Marklowice II” i umożliwia jej pracę, bez wykonywania uciążliwych przerw.

Zastosowanie układu regeneracyjnego, pozwoliło natomiast zwiększyć energooczędność układu, zarówno w stosunku do poprzedniego napędu, jak i rozpatrywanego w fazie projektowania rozwiązania z rezystorem hamowania (praktycznie przy tych samych kosztach inwestycyjnych).

Nowoczesne układy sterowania i diagnostyki układów napędowych maszyn wyciągowych zasilanych z zasilaczy przekształtnikowych

Zygmunt Szymański – Politechnika Śląska

1. Wstęp

Eksploatacja maszyn transportu poziomego i pionowego stosowanych w podziemnych zakładach górniczych wymaga spełnienia warunków: energooszczędności, niezawodności oraz bezpieczeństwa pracy. W napędach górniczych wyciągów szybowych wyraźną poprawę wskaźników energetycznych i ekonomicznych uzyskuje się przez: zastosowanie nowoczesnych zasilaczy przekształtnikowych sterowanych układami mikroprocesorowymi, sterowanie optymalne pracą górniczej maszyny wyciągowej, zastosowanie nowoczesnych metod sterowania, metod pomiarowych, i badań diagnostycznych do oceny stanu technicznego maszyn wyciągowych.

Wprowadzenie do obwodów siłowych maszyn wyciągowych zasilaczy przekształtnikowych zapewnia płynną i ekonomiczną regulację parametrów zasilania silnika napędowego. Układy zasilania są coraz częściej sterowane z komputerów przemysłowych wyposażonych w różnego typu regulatory cyfrowe. W zależności od stopnia automatyzacji pracy maszyny wyciągowej stosowane są różne systemy sterowania: sterowanie dyskretne, sterowanie rozmyte, oraz systemy sztucznej inteligencji [7].

Zastosowanie techniki cyfrowej (cyfrowe regulatory jazdy, cyfrowe czujniki pomiarowe i cyfrowe przetworniki pomiarowe) zapewnia automatyczne lub półautomatyczne, sterowanie pracą maszyny wyciągowej w czasie rzeczywistym, przy bieżącej kontroli parametrów eksploatacyjnych. Komputery przemysłowe zapewniają także monitoring oraz diagnostykę pracy maszyny wyciągowej, co umożliwia wcześniejsze wykrywanie stanów awaryjnych i zwiększa bezpieczeństwo pracy.

W rozdziale monografii przedstawiono przegląd rozwiązań konstrukcyjnych układów napędowych maszyn wyciągowych napędzanych silnikami prądu stałego, zasilanych z tyrystorowych zasilaczy przekształtnikowych. W obwodach sterowania maszyn wyciągowych zastosowano komputery przemysłowe, pracujące przy sterowaniu dyskretnym lub suboptymalnym, oraz spełniające funkcje: cyfrowych regulatorów jazdy, układów kontroli prędkości dojazdowej, oraz współpracujące z obwodami hamulców eksploatacyjnych i obwodami bezpieczeństwa maszyny wyciągowej.

W monografii zamieszczono propozycje badań diagnostycznych wykonywanych **on line,** opracowanych przez Autora, oraz badań okresowych układów napędowych maszyn wyciągowych. Proponowana metoda badań diagnostycznych była sprawdzana w warunkach przemysłowych i przyniosła zadowalające wyniki.

W monografii zamieszczono przykładowe wyniki badań przemysłowych, przeprowadzonych na skipowej maszynie wyciągowej pracującej na jednej z kopalń wchodzących w skład Kompanii Węglowej.

2. Nowoczesne układy zasilania maszyn wyciągowych

W polskich kopalniach stosowane są systemy eksploatacji oparte na wysokiej koncentracji wydobycia. Wymaga to stosowania wydajnych maszyn urabiających oraz niezawodnych systemów transportowych: transportu poziomego oraz transportu pionowego. Systemy transportu poziomego powinny pracować w sposób ciągły i zapewniać płynną odstawę urobku do stacji załadowczych na podszybiu lub bezpośrednio na powierzchnię.

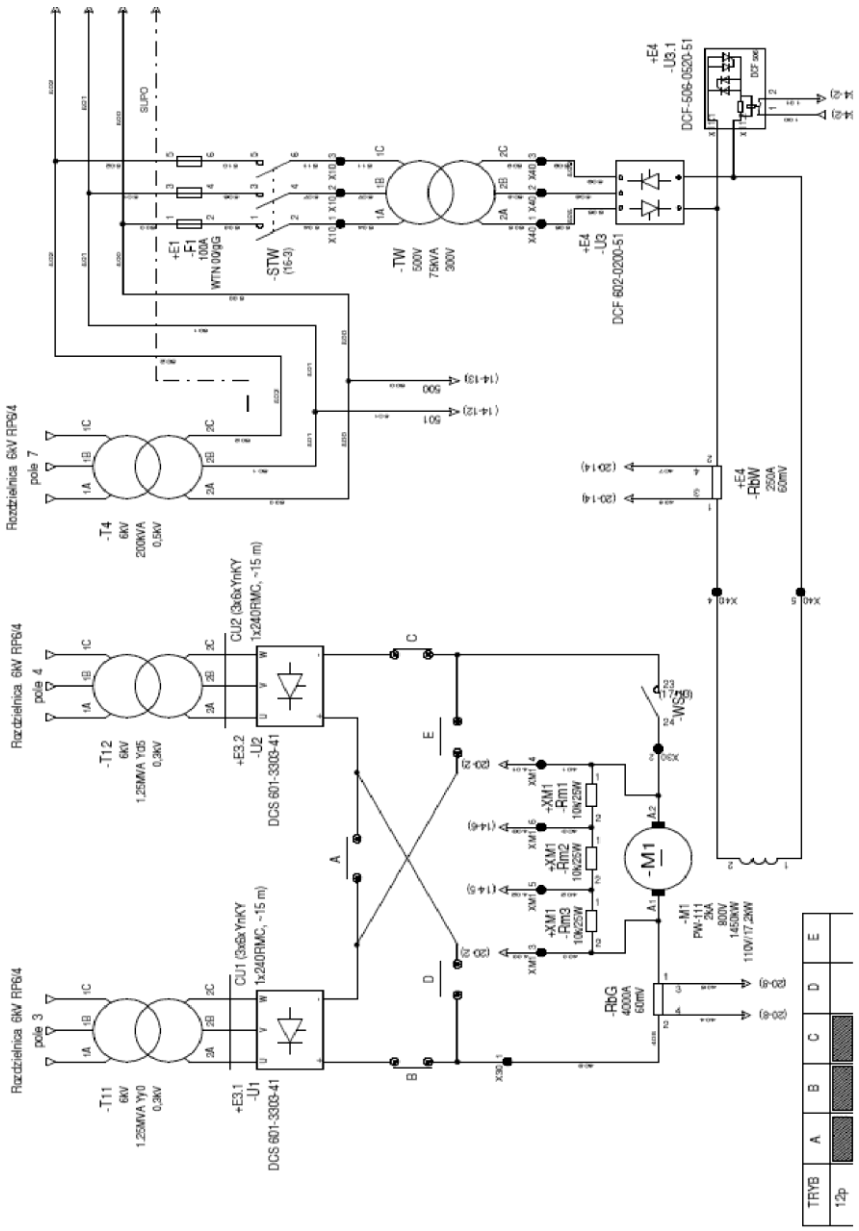
Systemy transportu pionowego (skipowe szyby wydobywcze, szyby zjazdowe) powinny być skoordynowane z dopływem urobku oraz ze zjazdami i wyjazdami załóg górniczych. Na głównych szybach wydobywczych stosowane są przeważnie maszyny wyciągowe napędzane silnikami obcowzbudnymi prądu stałego, zasilanymi z układów zasilaczy prostownikowych [5, 6].

Moce znamionowe silników napędowych maszyn wyciągowych osiągają poziom: (1000- 6000) kW [5]. Maszyny wyciągowe są zasilane z rozdzielni głównej kopalni siecią trójfazową o napięciu znamionowym 6 kV, przez transformator obniżający: 110 kV/6 kV, przy mocach zwarciowych sieci nie przekraczających 300 MVA. Konsekwencją takiego sposobu zasilania są duże spadki napięć w sieciach zasilających maszyny wyciągowe.

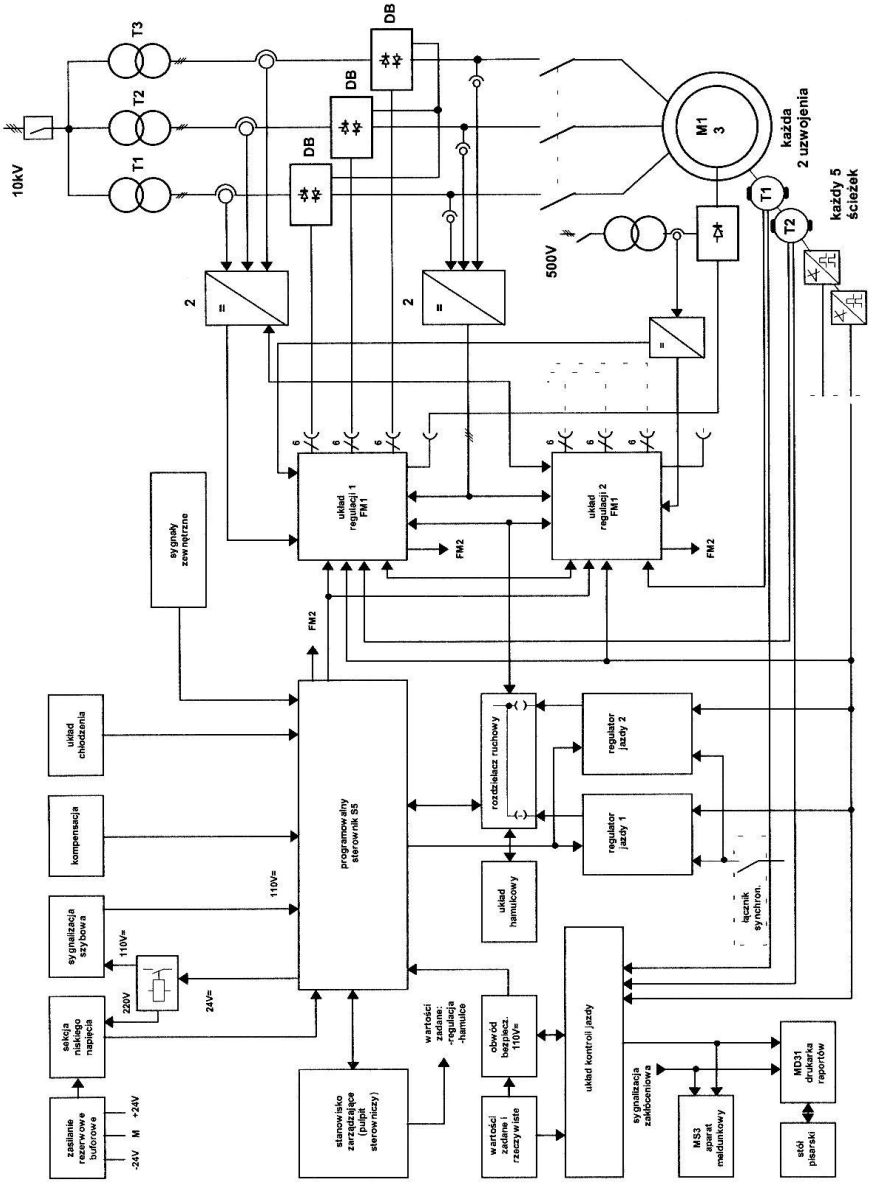
Zastosowanie zasilaczy przekształtnikowych powoduje zwiększenie stopnia deformacji napięcia zasilania i prądu zasilania (generowanie wyższych harmonicznych), duże wahania napięcia sieci w wyniku skokowych zmian mocy biernej, załamania komutacyjne napięcia zasilającego, stosunkowo małą wartość współczynnika mocy ($\cos \varphi \approx 0{,}55$-$0{,}60$) [5, 6]. Mogą one oddziaływać na inne napędy zasilane z tej samej rozdzielni głównej, powodując zakłócenia ich pracy (zakłócenia pracy wentylatorów głównego przewietrzania napędzanych silnikami synchronicznymi lub napędy negatywnych silnikami indukcyjnymi pierścieniowymi w układzie kaskady podsynchronicznej).

Dla ograniczenia negatywnych skutków oddziaływania układów przekształtnikowych na sieć zasilającą należy: zwiększyć moc zwarciową sieci, zastosować filtry wyższych harmonicznych (statyczne lub dynamiczne), oraz zastosować układy kompensacji dynamicznej mocy biernej [5, 7].

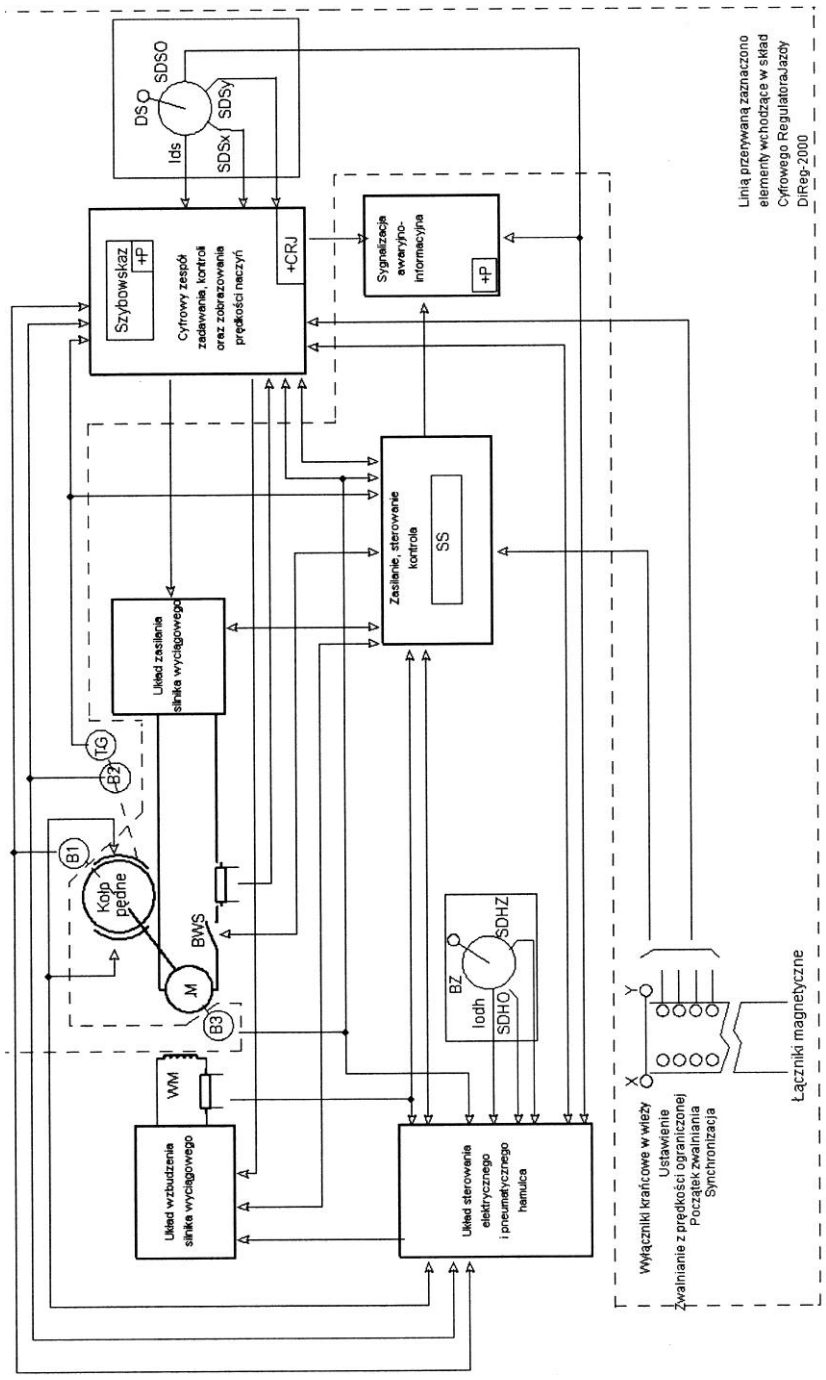
Do zasilania silnika napędowego maszyny wyciągowej stosuje się układy: pojedynczego prostownika tyrystorowego, lub dwóch prostowników symetrycznych 6T w układzie równoległym. Schemat układu zasilania maszyny wyciągowej z zasilacza przekształtnikowego przedstawiono na rysunku 1. Na rysunku 2 przedstawiono schemat układu zasilania maszyny wyciągowej silnikiem synchronicznym.



Rys.1. Schemat układu zasilania maszyny wyciągowej z zasilacza przekształtnikowego [6, 7]

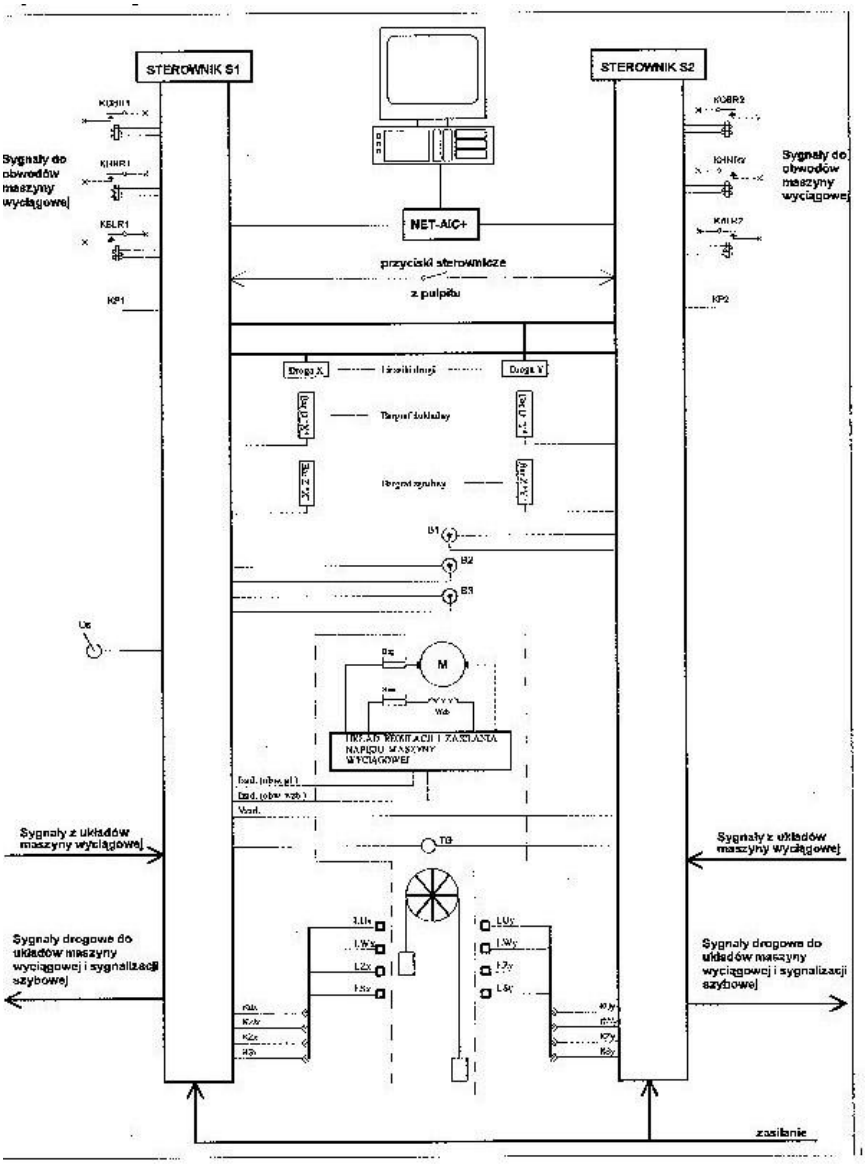


Rys.2. Schemat układu napędowego maszyny wyciągowej z silnikiem synchronicznym [5]



Rys.3. Schemat poglądowy układu zasilania maszyny wyciągowej [6]

Na rysunku 3 przedstawiono schemat poglądowy układu zasilania maszyny wyciągowej z zaznaczeniem podstawowych elementów wykonawczych części elektromechanicznej. Układy zasilania zapewniają nawrotną pracę maszyny wyciągowej (góra-dół), przy wykorzystaniu hamowania elektrycznego, zapewniającego zwrot energii do źródła zasilania. Zmiana kierunku wirowania może być realizowana przez zmianę kierunku przepływu prądu wzbudzenia lub przez układ przeciwsobny zasilaczy obwodu twornika.



Rys.4. Schemat modułowy układu sterowania maszyny wyciągowej wyposażonej w dwa sterowniki przemysłowe [6, 7]

3. Inteligentne czujniki pomiarowe w układach napędowych maszyn wyciągowych

W każdej kopalni znajduje się kilka głównych szybów wydobywczych, którymi realizuje się transport urobku ze stacji przeładunkowych do zakładów przeróbki mechanicznej węgla. Są to przeważnie szyby skipowe pracujące w trybie pracy półautomatycznej lub automatycznej, przy nadzorze odpowiednio przeszkolonego maszynisty.

Dla zapewnienia prawidłowej pracy układu skipowej maszyny wyciągowej, musi być ona wyposażona w odpowiednie układy sterowania pracą silników napędowych, regulatora jazdy, obwodu bezpieczeństwa, układy hamowania manewrowego oraz bezpieczeństwa i obwody sterowania procesem załadunku urobku na stacji załadowczej skipu, oraz rozładunku urobku na stacji wyładowczej. Na stacjach przeładunkowych muszą być umieszczone czujniki krańcowe oraz czujniki precyzyjnego ustawienia skipu oraz czujniki masy urobku załadowanego do skipu.

Do kontroli cyklu pracy maszyny wyciągowej wykorzystywane są analogowe lub cyfrowe regulatory jazdy. Wielkościami wejściowymi regulatora są: sygnał prędkości obrotowej wirnika silnika, prędkość liniowa naczynia, przyspieszenie oraz zryw skipu. Sterowanie odbywa się w funkcji położenia naczynia w szybie. Sygnałem proporcjonalnym do drogi pokonywanej przez skip, są sygnały generowane przez znaczniki magnetyczne na linie odczytywane przez czujniki położenia. Sygnały te są kontrolowane przez przetworniki magnetyczne umieszczone na odpowiednich poziomach w lutni szybowej. W części napędowej są umieszczone czujniki kontrolujące temperaturę układu łożyskowego maszyny, temperaturę okładzin hamulcowych, oraz ciśnienia w cylindrach hamulca manewrowego. W obwodach elektrycznych należy mierzyć wartości prądu wzbudzenia silnika, prądu twornika oraz temperaturę uzwojeń uzwojenia wzbudzenia, biegunów pomocniczych i uzwojenia kompensacyjnego.

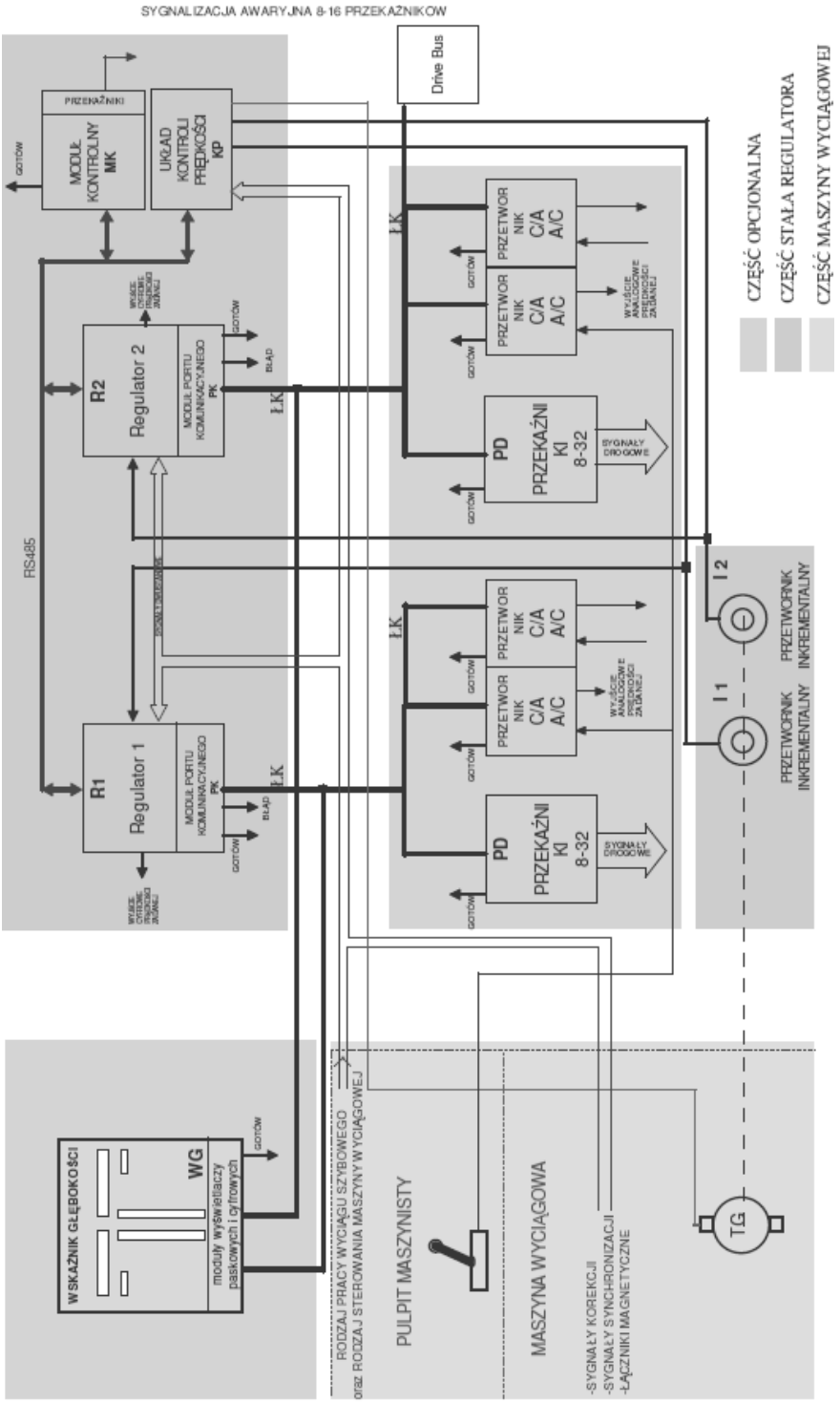
Większość maszyn wyciągowych jest napędzana silnikami wymagającymi chłodzenia obcego, dlatego należy mierzyć wielkość wydatku powietrza chłodzącego w układzie wentylacyjnym. Technika mikroprocesorowa umożliwia obecnie zwiększenie liczby czujników umieszczonych w maszynach transportowych (maszyna wyciągowa skipowa lub klatkowa), których funkcją jest informowanie o stanie zużycia lub o możliwości zaistnienia awarii napędów (silnik elektryczny, układ przeniesienia napędu, układ łożysk kół, lina nośna, zawiesie). Najczęściej wykorzystywane mogą być czujniki temperatury: przekładni, uzwojeń silnika, układu łożyskowego, okładzin hamulcowych, czujniki drgań korpusu i wału silnika, przetworniki elektryczne typu LEM prądu i napięcia silnika, czujniki stopnia zużycia okładzin ciernych hamulców oraz pęknięcia koła napędowego. W lutni szybowej powinny być zainstalowane czujniki: uszkodzenia liny, prędkości ruchu naczynia, określające ilość i jakość transpor-

towanego urobku, oraz detektory części metalowych przewożonych z urobkiem. Sygnały z poszczególnych czujników będą gromadzone w komputerowej bazie danych i wykorzystywane przez inteligentny komputer przemysłowy do podejmowania decyzji dotyczących jakości sterowania, niezawodności pracy urządzenia oraz optymalnego sterowania systemem transportowo-przewozowym. Do oceny korozji, zużycia i pęknięć lin stalowych oraz zużycia okładzin hamulcowych należy zastosować metody magnetyczno-indukcyjne. Na rysunku 4 przedstawiono schemat modułowy układu sterowania maszyny wyciągowej wyposażonej w dwa sterowniki przemysłowe [6, 7].

4. Mikroprocesorowy układ sterowania maszyny transportowej

Sterowanie pracą maszyny wyciągowej zapewniające realizację określonych zadań przewozowych przy założonych czasach przejazdów i z jazdą ekonomiczną, sprowadza się do wyznaczenia zmian momentu elektromagnetycznego w funkcji drogi lub czasu cyklu oraz prędkości jazdy i przyspieszenia w funkcji drogi lub czasu trwania cyklu. Wielkości te nie powinny odbiegać od wartości zadanych, a straty energii występujące przy likwidacji odchyłek powinny być minimalne. Cykl pracy maszyny wyciągowej zawiera okresy rozruchu, jazdy z prędkością ustaloną oraz hamowania zarówno elektrycznego jak i mechanicznego. Zmiany czasowe wielkości decyzyjnych: moment napędowy, długość trasy, prędkość jazdy, ciężar urobku, dają możliwość realizacji jazdy energooszczędnej przy zastosowaniu metod systemów ekspertowych oraz sterowania nadążnego silników napędowych maszyny. Sterowanie to może być zrealizowane wykorzystując cyfrowe regulatory jazdy zbudowane w oparciu o komputery przemysłowe. Na rysunku 5 przedstawiono schemat blokowy cyfrowego regulatora GRZ-00, zainstalowanego na maszynie skipowej. Układ ten umożliwia sterowanie pracą maszyny, realizację zadań transportowych oraz oddziałuje na systemy hamulców elektropneumatycznych lub elektrohydraulicznych [5, 6].

Alternatywnym rozwiązaniem jest zastosowanie sterowania suboptymalnego maszyny wyciągowej. Jest to sterowanie wielopoziomowe, multikryterialne, wielkości regulacyjnych. Sterowanie suboptymalne umożliwia realizację adaptacyjną złożonych algorytmów sterowania, z uwzględnieniem zjawisk wyprzedzających ich wystąpienie. Jest to więc sterowanie predykcyjne zapewniające optymalne sterowanie pracą napędu maszyny wyciągowej przy założonych funkcjach celu oraz multikryteriach, determinujących właściwą pracę maszyny zgodnie z realizowanym procesem technicznym. Sterowania predykcyjne: MPC (model predictive control) lub RHC (receding horizon control) są metodami sterowania dynamicznych układów nieliniowych, polegających na cyklicznym rozwiązywaniu odpowiednio sformułowanych zadań sterowania optymalnego (ZSO).



Rys.5. Schemat blokowy regulatora jazdy GRZ-00 [5, 7]

Początkowa część rozwiązania (funkcje sterujące) jest podawana na wejścia obiektu regulacji, następnie rozwiązuje się układy równań różniczkowych, opisujących model dynamiczny obiektu, uzyskane wyniki obliczeń porównuje się ze stanem rzeczywistym, następnie całą procedurę powtarza się dla nowego założonego stanu pracy obiektu. Model matematyczny sterowania predykcyjnego opisuje układ równań (1):

$$\begin{aligned} &x(t) = f\left[x(t), u(t)\right] \quad x(t) \in X \subset R^n \\ &u(t) \in R \in U \quad u_{min} \le u \le u_{imax} \\ &u_{min} < 0, \quad u_{imax} \ge 0 \end{aligned} \tag{1}$$

gdzie:

x(t), u(t) – funkcje sterowania obiektu,

f(x, u) – funkcje realizujące algorytmy sterowania optymalnego.

Prawa strona równania (1) musi spełniać warunek Lipschitza: *f(0, 0) = 0.* Wskaźnik jakości sterowania obiektu *J* można określić z relacji (5):

$$J_i(u^i, T_i, x(t_i)) = \int_{t_i}^{t_i+T_i} L(x^i, u^i)dt + q(x^i(t_i + T_i)) \tag{2}$$

gdzie:

L(x, u) – całkowita energia układu napędowego,

q(x) – energia jednostkowa i-tego elementu układu napędowego.

Parametry regulatora optymalnego opisanego zależnością*: u = k(x)*, można wyznaczyć rozwiązując równania Hamiltona-Jacobiego-Bellmana [4]. Znalezienie optymalnego rozwiązania przy sterowaniu predykcyjnym jest przeważnie niemożliwe dla złożonych obiektów regulacji z układami nieliniowymi. Przy ustalonej strukturze układu sterowania poszukuje się metodami gradientowymi minimum wskaźnika jakości *Q(p)*, przy czym *p* jest wektorem parametrów sterowania. Gradient wskaźnika jakości oblicza się stosując numeryczne całkowanie równań stanu i równań sprzężonych układu napędowego maszyny górniczej.

Podczas realizacji obliczeń optymalizacyjnych generowane są procedury generacji i redukcji. Stosowane są różne sposoby generowania procedur: szpilkowa, jednowęzłowa, płaska oraz wielomianowa [2, 4]. Generacja szpilkowa polega na wstawieniu dodatkowego predykcyjnego pulsu do algorytmu sterowania, i szukaniu optymalnego rozwiązania. Generacja jednowęzłowa polega na wstawieniu nowego węzła do matrycy sterowania. Generacja płaska polega na wstawieniu ograniczeń: minimalnych i maksymalnych do procedur sterowania. Generacja wielomianowa powoduje zwiększenie o 2 stopień wielomianu (n+2) opisującego proces sterowania obiektu. Po procesie **generacja,** następuje zmiana struktury obwodu sterowania, oraz zmiana wymiaru przestrzeni decyzyjnej. Proces poszukiwania jest kontynuowany w nowej przestrzeni, do następnego

procesu **generacja,** lub do spełnienia warunków koniecznych do uzyskania rozwiązania optymalnego. Procedury procesu **redukcja** polegają na usuwaniu ograniczeń technicznych realizacji założonych procedur. Maszynę wyciągową można traktować jako obiekt nieliniowy z więzami nieholonomicznymi, opisany układami równań różniczkowych nieliniowych [5, 6].

5. Diagnostyka układu napędowego górniczej maszyny wyciągowej

Niezawodność pracy maszyn górniczych transportowych napędzanych silnikami prądu stałego lub silnikami indukcyjnymi zależy w znacznym stopniu od prawidłowej oceny stanu technicznego obwodów: elektrycznych, elektromechanicznych oraz mechanicznych [6, 7]. Procedury diagnostyki lokalnej powinna być realizowane przed każdym uruchomieniem maszyny wyciągowej. W ramach diagnostyki lokalnej sprawdza się stan techniczny: silnika napędowego, układów zasilania, obwodów sterowania i zabezpieczeń, oraz ocenia skuteczność pracy układu hamulcowego. Dla uzyskania możliwie pełnej automatyzacji badań diagnostycznych maszyny muszą być wprowadzone odpowiednie zmiany w wyposażeniu i w budowie zespołu napędowego: wydzielenie obwodów pomiarowych z obwodów siłowych, sterowniczych oraz zabezpieczeń, separacja optoelektroniczna obwodów pomiarowych, zastosowanie interfejsu RS-485 C do komunikacji z komputerem zewnętrznym, zastosowanie magistrali przesyłowej umożliwiającej transmisję danych [3, 7].

Centralne stanowisko diagnostyczne sterowane z mikrokomputera powinno być wyposażone w urządzenia umożliwiające realizację badań technicznych: układu mechanicznego oraz układu hamulcowego. Wszystkie wyniki pomiarów będą przechowywane w pamięci mikrokomputera. Specjalny program symulacyjny oraz odpowiednie przetworniki pomiarowe umożliwiają realizację pomiarów w sposób automatyczny lub ręczny.

Wyniki obliczeń są prezentowane w sposób tabelaryczny i graficzny na ekranie monitora oraz wydrukowane w postaci protokołu badań diagnostycznych. Ocenę stanu technicznego silnika prądu stałego przeprowadza się mierząc: rezystancję izolacji uzwojeń twornika oraz wzbudzenia, oceniając stopień zawilgocenia układu izolacyjnego, rezystancję izolacji układu szczotkotrzymacza i komutatora, oraz mierząc rezystancje uzwojeń silnika, należy również ocenić stopień komutacji silnika oraz stan techniczny szczotek. Przy badaniach szczegółowych należy sprawdzić układ łożyskowy silnika oraz drgania i wibracje korpusu silnika [6, 7]. Ocenę stanu technicznego układu zasilania (zasilacz tyrystorowy) przeprowadza się sprawdzając: elementy wykonawcze, zabezpieczenia zwarciowe oraz realizując programy testujące umieszczone w pamięci sterownika mikroprocesorowego (nastawy zabezpieczeń przeciążeniowych, zwarciowych, kontrola ciągłości napięć zasilających oraz obwodów sprzężeń zwrotnych).

W maszynach wyciągowych należy szczególną uwagę zwracać na stan techniczny lin nośnych oraz wyrównawczych oraz stopień zużycia okładzin hamulcowych. Do oceny stanu technicznego lin nośnych wykorzystuje się przede wszystkim metody indukcyjne oraz ultradźwiękowe [4, 5]. Pomiary należy przeprowadzać przed każdą zmianą wydobywczą, przeprowadzając jazdę rewizyjną maszyny [5, 6, 7]. Do realizacji badań diagnostycznych maszyny wyciągowej wykorzystano komputer przemysłowy i zespół sterowników przemysłowych. Komputer przemysłowy realizuje różne procedury: diagnostyczne, sterujące, komunikacyjne i dokumentacyjne [6, 7]. Szczegółowy opis badań diagnostycznych zespołu urządzeń maszyny wyciągowej przedstawiono w [7].

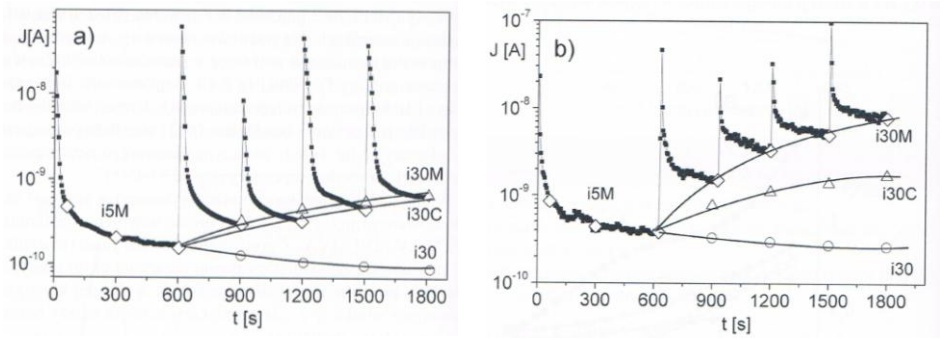
Jednym z podstawowych badań silnika napędowego DC są badania diagnostyczne układu izolacyjnego, są to badania gwarantujące bezawaryjną eksploatację napędu maszyny wyciągowej. W ramach badań układu izolacyjnego silników napędowych maszyn wyciągowych przeprowadza się ocenę funkcjonalną układów izolacyjnych na etapie ich wytwarzania. Badania stanu izolacji uzwojeń w czasie ich produkcji: próba napięciowa układu izolacyjnego silnika, badania diagnostyczne **off-line** układu izolacyjnego (poza eksploatacją), oraz badania diagnostyczne układu izolacyjnego silnika **on-line**, (w czasie eksploatacji).

Do oceny stanu technicznego układu izolacyjnego silnika prądu stałego w układzie napędowym maszyny wyciągowej można zastosować metody pomiarowe:

1) ocena na podstawie pomiarów według norm krajowych i zaleceń branżowych,
2) metoda Glinki na podstawie pomiarów napięciem stałym,
3) wieloparametrowa metoda Wiły,
4) metoda w oparciu o pomiary PI, C, SV, DD, test Meggera,
5) metoda udarów napięciowych,
6) metoda rampy wysokonapięciowej, DC Ramp Test,
7) metoda spektroskopii nisko częstotliwościowej,
8) ocena na podstawie pomiarów wyładowań niezupełnych – **metoda wnz.**

W maszynach elektrycznych wyposażonych w układy izolacyjne oparte na izolacji warstwowej: żywce epoksydowe i poliestrowe wzmocnione różnego rodzaju materiałami, włókninami oraz miką, stosuje się metody pomiarowe wykorzystujące starzeniowe zjawiska fizykochemiczne. Można do nich zaliczyć metody:

- pomiar izotermicznych metod relaksacji (**metoda PDC**) [2],
- pomiar napięcia powrotnego (**metoda RMV**) [3],
- pomiar zespolonej stałej dielektrycznej (**metoda FDS**) [3],
- pomiar prądu absorpcji przy liniowej lub przy skokowej **rampie napięciowej** [4].



Rys.6. Wyniki badań układu izolacyjnego metoda rampy napięciowej [3]

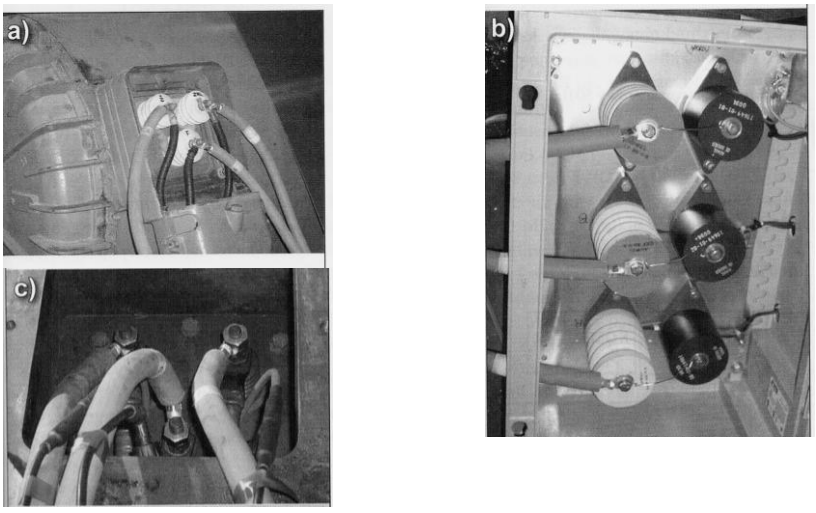
Metoda FDS polega na wyznaczeniu zmian pojemności układu izolacyjnego C_z oraz współczynnika strat $tg\delta$ układu izolacyjnego uzwojeń w funkcji częstotliwości i czasu. Częstotliwość zmieniamy w zakresie: od 0,1 mHz do 100 Hz. Analizując uzyskane wielkości: czas relaksacji dipoli i ładunku przestrzennego τ, zdolność do relaksacji Δt oraz przewodnictwo σ, uwzględniając współczynniki: α oraz N jesteśmy w stanie określić stopień degradacji układu izolacyjnego w czasie eksploatacji układu izolacyjnego.

Metoda PDC polega na wyznaczeniu ładunków zawartych w relaksacjach średnio zmiennych i wolnozmiennych. Podstawą do analizy są charakterystyki czasowe prądu depolaryzacji oraz prądu upływu izolacji zmierzony po długotrwałej depolaryzacji. Układ izolacyjny polaryzuje się napięciem polaryzacji $U_p \in (1000 – 2000)\ V$ przez czas około 10^4 s. Dla ułatwienia identyfikacji struktur relaksacyjnych oraz w celu wyznaczenia ich ładunku, wyznacza się charakterystykę zależności prądu depolaryzacji w funkcji czasu.

Metoda rampy napięciowej polega na pomiarze odpowiedzi prądowej układu izolacyjnego na skokowe zmiany napięcia $\Delta U = 0,3\ U_n$ w zakresie wartości początkowej napięcia probierczego $U_{pr} \in (0,3 – 1,5)\ U_n$. Test jest realizowany w pięciu kolejnych krokach. Czas trwania pierwszego kroku wynosi 10 min, a czasy kolejnych kroków to 5 min. Metoda ta zakłada, że rezystancja idealnego układu izolacyjnego nie zależy od wartości napięcia probierczego, a zanik prądu polaryzacji jest funkcją wykładniczą. Do oceny stanu izolacji wykorzystuje się wartość współczynnika absorpcji K_{ab}, którego wartość dla nowej izolacji powinna być mniejsza od 2, dla złego stanu izolacji może osiągać wartości większe od 5 [4]. Na rysunku 6 przedstawiono wyniki zastosowania testu rampy napięciowej dla nowego układu izolacyjnego (a), oraz uszkodzonego układu izolacyjnego silnika elektrycznego.

W ostatnich kilku latach obserwuje sie coraz częściej wykorzystywanie wyładowań niezupełnych do diagnostyki stanu izolacji maszyn elektrycznych, głównie dzięki szybkiemu rozwojowi techniki cyfrowej, która może przetwarzać i analizować informacje z pomiarów wyładowań niezupełnych. Zagadnienie wykorzystania wyładowań niezupełnych do diagnostyki stanu izolacji

uzwojeń maszyn elektrycznych **on-line** jest bardzo skuteczną metoda oceny stanu układu izolacyjnego maszyny wyciągowej. Wyładowaniom niezupełnym w układzie izolacyjnym towarzyszą różne zjawiska fizyczne, których obserwacja i pomiary mogą być wykorzystane do ich detekcji i do wyznaczenia wartości parametrów opisujących te wyładowania. Zjawiska te są związane z: występowaniem impulsu prądowego, emisją fal elektromagnetycznych, zmianami wartości strat dielektrycznych, reakcjami chemicznymi, udarowymi odkształceniami sprężystymi i towarzyszącą im emisją fali akustycznej.



Rys.7. Specjalne kondensatory pomiarowe w układzie izolacyjnym badanego silnika [4]

W zależności od układu izolacyjnego, rodzaju dielektryka oraz typu wyładowań niezupełnych, poszczególne efekty mogą występować z różnym nasileniem. W chwili wystąpienia wyładowania, w jego kanale lub wzdłuż jego drogi następuje gwałtowny ruch ładunków. Ten impuls prądowy jest na ogół bardzo niewielki, ale może być w specjalny sposób zmierzony. Z impulsem prądowym związane jest pojawienie sie fali elektromagnetycznej. Fala ta rozchodzi się we wszystkich kierunkach, a jej natężenie jest zależne od prądu przepływającego w kanale wyładowań niezupełnych.

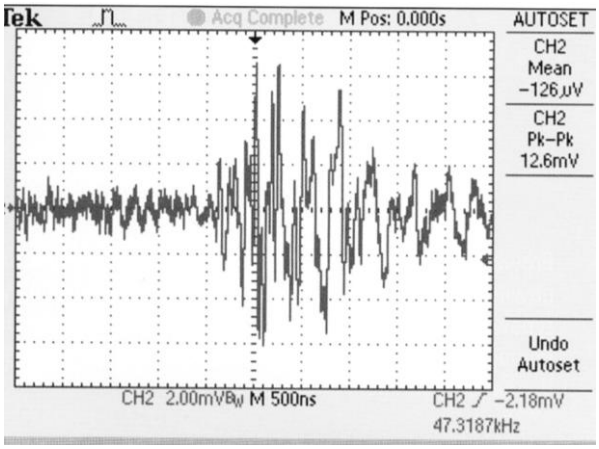
Impuls prądowy i emisja fali elektromagnetycznej są zjawiskami, które stanowią podstawę detekcji wyładowań niezupełnych metodami elektrycznymi. Wystąpienie wyładowań niezupełnych wewnątrz układu izolacyjnego może być wykryte przez rejestrację zmian parametrów elektrycznych całego układu, obserwowane na jego zewnętrznych elektrodach. Aparatura diagnostyczna czołowych firm zajmujących się pomiarami wyładowań niezupełnych obok pomiarów współczynników normalizujących proponuje następujące opcje pomiarowe typu: analiza wielkości impulsów wyładowań niezupełnych, analiza fazy impulsów, analiza trendów wielkości i fazy impulsów.

- Analiza wielkości impulsów wyładowań niezupełnych; jest to dwuwymiarowy wykres, który przedstawia liczbę n wyładowań niezupełnych w ciągu 1 s w funkcji ich amplitudy dla danej polaryzacji impulsów wyładowań niezupełnych. Gdy zachodzi możliwość kalibracji toru pomiarowego (konieczność demontażu silnika) amplitudę wyładowań niezupełnych wyrażamy w [pC]. Przy braku możliwości kalibracji (w praktyce przypadek najczęstszy) amplitudę *wnz* wyrażamy w [mV].

- Analiza fazy impulsów wyładowań niezupełnych; jest to trójwymiarowy wykres, który przedstawia liczbę wyładowań n wyładowań niezupełnych w ciągu 1 s w zależności od kąta napięcia zasilania dla danej fazy maszyny oraz w zależności od amplitudy wyładowań niezupełnych [mV] dla danej polaryzacji impulsów wyładowań niezupełnych,

- Analiza trendów zmian wymienionych wcześniej wielkości w funkcji czasu przy uwzględnieniu temperatury, wilgotności, obciążenia.

Najczęściej stosowane są rozwiązania opracowane przez firmy: CUTLERHAMMER, IRIS, ADWEL, HIPOTRONIX, TETTEX, HAEFELY, LEMKE [1, 2, 3, 4]. Pomiary układów izolacyjnych można przeprowadzać w czasie eksploatacji badanego silnika wykorzystując specjalne przetworniki pomiarowe typu: bezindukcyjny, bezwyładowczy kondensator o pojemnościach: 80 pF, lub 500 pF, włączone do badanych uzwojeń w skrzynkach przyłączowych silnika. Jako przetwornik pomiarowy można również zastosować sztywne lub elastyczne cewki Rogowskiego nawinięte na przewodach zasilających poszczególne uzwojenia silnika. Wyniki pomiarów są przesyłane do analizatora wyładowań niezupełnych np.: PDA PREMIUM. Jest to system pomiarowy przeznaczony do pomiaru wyładowań niezupełnych w zakresie (1-150) MHz. Wybór takiego zakresu pomiarowego wyładowań niezupełnych jest wynikiem doświadczeń firmy ADWELL. Przykład zastosowania przetworników pomiarowych w układzie badanego silnika przedstawiono na rysunku 7. Przykładowe wyniki rejestracji przedstawiono na rysunku 8.



Rys.8. Wyniki badań wyładowań niezupełnych w układzie izolacyjnym silnika

6. Zakończenie

Zastosowanie systemów sterowania ekspertowego oraz suboptymalnego w układach sterowania, kontroli i diagnostyki maszyn wyciągowych wymaga wprowadzenia do poszczególnych obwodów dodatkowych czujników i przetworników pomiarowych, których sygnały wyjściowe umożliwią realizację sterowania optymalnego, bieżącą kontrolę stanu technicznego maszyny oraz wykrywanie ewentualnych stanów awaryjnych.

Zastosowanie sterowania suboptymalnego pozwala uwzględnić w procesie sterowania maszyny wyciągowej sytuacje niejednoznaczne, w których trudno podjąć właściwą decyzję. Sterowanie to wymaga jednak wprowadzenia do układów sterowania układów mikroprocesorowych i specjalnego oprogramowania. Wprowadzenie metod sterowania suboptymalnego bardzo korzystne dla normalnych warunków gospodarczych wymagają jednak znacznych nakładów inwestycyjnych. Okres amortyzacji zależy od sytuacji ekonomicznej górnictwa węgla kamiennego.

Literatura

1. ADWEL: PD monitoring. Nota Aplikacyjna. 2003.
2. Bertenshaw D., Sasic M.: On-line Partial Discharge Monitoring on MV motors-Case studies on Improved Sensitivity Couplers. Nota Aplikacyjna firmy ADWEL International Canada, 2002.
3. Blokhintsev, M. Golovkov, A. Golubev, C. Kane: Field Experiences on the Measurement of Partial Discharges on Rotating Equipment, IEEE PES'98, February 1-5, Tampa.
4. Florkowska B, Florkowski M., Włodek R., Zydron P.: Mechanizmy, pomiary i analiza wyładowań niezupełnych w diagnostyce układów izolacyjnych wysokiego napięcia. Wyd. IPPT PAN, Warszawa 2001.
5. Szklarski L, Zarudzki J.: Maszyny wyciągowe. PWN, Warszawa 2000.
6. Szymański Z.: Zastosowanie metod sztucznej inteligencji w układach sterowania maszyn wyciągowych. KOMTECH'2003, Szczyrk, listopad 2003.
7. Oleksy A., Szymański Z.: Nowoczesne metody sterowania i diagnostyki maszyn wyciągowych z wykorzystaniem metod sztucznej inteligencji. Materiały Konferencyjne Transport Szybowy 2009, Szczyrk, wrzesień 2009.

Nowoczesne rozwiązanie wzbudzenia silnika prądu stałego maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego

Włodzimierz Garski, Tomasz Kardyś – Energotest sp. z o.o., **Andrzej Oleksy** – Instytut Techniki Górniczej KOMAG, **Piotr Michalczuk, Andrzej Buczek** – Przedsiębiorstwo OPA-LABOR sp. z o.o.

1. Wprowadzenie

Silnik prądu stałego, szczególnie obcowzbudny, znajduje szerokie zastosowanie w technice napędu elektrycznego. Wynika to z następujących właściwości tego silnika: łatwość konfigurowania układu zamkniętej regulacji ze sprzężeniem prądowym i prędkościowym, pozwalającym na dokładne odtworzenie zadanego wykresu prędkości oraz nastawę i kontrolę maksymalnej wartości prądu obwodu twornika i wzbudzenia, możliwość realizacji rewersu momentu napędowego [1, 3]. Maszyny wyciągowe pracują zawsze jako napędy nawrotne.

Rewersję prędkości obrotowej można uzyskać:

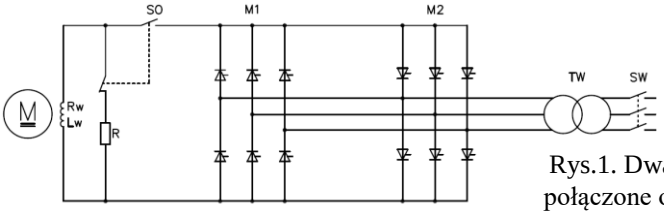
- w układzie przeciwsobnym (odwrotnie równoległym, przeciwrównoległym) zasilającym twornik przy stałym kierunku wzbudzenia,
- w układzie przeciwsobnym zasilającym wzbudzenie przy stałym kierunku zasilania twornika.

Użycie dwóch przekształtników w obwodzie twornika jest rozwiązaniem drogim i w związku z tym rzadko stosowanym. Najczęściej stosowanym rozwiązaniem jest układ, w którym zmiana kierunku wirowania uzyskuje się przez rewersję prądu wzbudzenia.

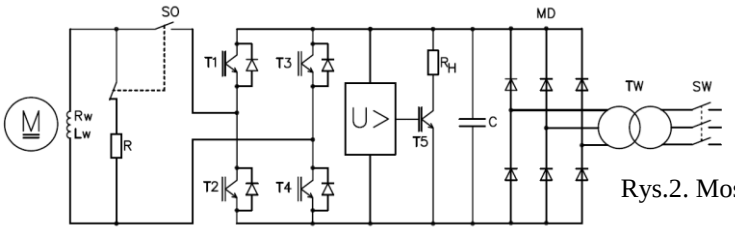
W rozdziale przedstawiono dwa warianty wykonania układu do rewersji prądu wzbudzenia: przeciwsobny tyrystorowy układ mostkowy oraz mostek tranzystorowy.

2. Konfiguracja układów do rewersji prądu wzbudzenia

Na rysunku 1 przedstawiono mostki tyrystorowe połączone odwrotnie równolegle pracujące bez prądów wyrównawczych, a na rysunku 2 mostek tranzystorowy.



Rys.1. Dwa mostki tyrystorowe połączone odwrotnie równolegle



Rys.2. Mostek tranzystorowy

Oznaczenia rys.1 i 2: *M – silnik maszyny wyciągowej; Rw, Lw – rezystancja i indukcyjność obwodu wzbudzenia; SO – stycznik odwzbudzania; R – rezystor odwzbudzania; M1, M2 - mostek tyrystorowy; TW – transformator wzbudzenia; SW – stycznik wzbudzenia; T1-T4 – mostek tranzystorowy; MD – mostek diodowy; U>, T5, R_H – układ „hamowania”; C – kondensator impulsowy*

Stosowane bezinercyjne układy sterowania prostowników tyrystorowych umożliwiają bardzo szybkie przejście z pracy prostownikowej do falownikowej i odwrotnie, dzięki czemu dla uniknięcia prądu wyrównawczego można utrzymywać jeden mostek w pracy a drugi zblokowany. Rewersję prądu uzyskuje się przez wysterowanie aktualnego mostka z pracy prostowniczej do falownikowej. Energia zgromadzona w indukcyjności wzbudzenia przepływa do sieci zasilającej i po osiągnięciu przez prąd zerowej wartości po niewielkim czasie zwłoki rzędu kilkunastu milisekund drugi mostek zostaje załączany do pracy prostowniczej i przejmuje narastanie prądu w przeciwną stronę.

Mostek tranzystorowy sterowany jest metodą modulacji szerokości impulsów (PWM). Dla uzyskania jednego kierunku przepływu prądu załączane są tranzystory np. T1 i T4 na określony czas, prąd zaczyna narastać, po wyłączeniu tych tranzystorów prąd zaczyna płynąć przez diody włączone przeciwrównolegle do tranzystorów T2 i T4 i ładuje kondensator C. Prąd wzbudzenia jest proporcjonalny do współczynnika wypełnienia wyrażonego wzorem (1):

$$\gamma = \frac{czas\ \ przewodzenia}{okres} \tag{1}$$

W celu rewersji prądu, tranzystory T1 i T4 zostają na stałe wyłączone, kluczowaniu zostają poddane tranzystory T2 i T3, energia wzbudzenia przez diody włączone przeciwrównolegle do tranzystorów T2 i T3 ładuje kondensator C. Napięcie na nim wzrasta do poziomu kontrolowanego przez zabezpieczenie U>, po którego przekroczeniu tranzystor T5 włącza rezystor „hamowania” R_H. Rezystor ten jest tak dobrany, że absorbuje energię wzbudzenia, co powoduje obniżenie napięcia na kondensatorze C i wyłączenie tranzystora T5. Proces powtarza się do czasu osiągnięcia przez prąd wzbudzenia wartości zerowej. Dalej tranzystory T2 i T3 ustawiają pożądany prąd w przeciwną stronę. Przejście do pracy rewersyjnej odbywa się w sposób płynny bez czasu martwego, który jest potrzebny w wykonaniach tyrystorowych.

3. Symulacje

Pokazane na rysunkach 1 i 2 układy poddano badaniom symulacyjnym. Założono następujące parametry wzbudzenia odpowiadające w przybliżeniu silnikowi o mocy 1 MW:

$$Iwn = 100\ A;\ Uwn = 100\ V;\ Rw = 1\ \Omega;\ Lw = 1{,}5\ H$$

Parametry zastępcze transformatora TW: r = 2%; x = 3%

Napięcie strony wtórnej transformatora wzbudzenia dobrano:

– dla prostowników tyrystorowych (2):

$$U_{AC_tyr} = \frac{k_f \times Uwn}{\frac{3 \times \sqrt{2}}{\pi} \times cos(30°)} \tag{2}$$

– dla mostka tranzystorowego (3):

$$U_{AC_tr} = \frac{k_f \times Uwn}{\frac{3 \times \sqrt{2}}{\pi}} \times k_x \tag{3}$$

gdzie:

k_f – współczynnik forsowania,

k_x – współczynnik korekcyjny z zakresu 1,04–1,1.

Zakres zmian kąta opóźnienia zapłonu dla prostowników tyrystorowych ograniczono do przedziału $\alpha = 30 \div 150^{o}$.

Współczynnik korekcyjny k_x wybrano w celu uzyskania podobnego czasu narastania prądu wzbudzenia przy sterowaniu od 0 do 100 A dla obu badanych układów. Symulacje przeprowadzono dla współczynnika forsowania z zakresu 2÷5 z krokiem 0,5.

Zabezpieczenie od wzrostu napięcia (U>) ustawiono na 750 V z histerezą 40 V.

Przyjęto regulator typu PI (proporcjonalno całkujący) i dobrano jego transmitancję zapewniającą maksymalnie szybkie nastawianie prądu wzbudzenia bez przeregulowań.

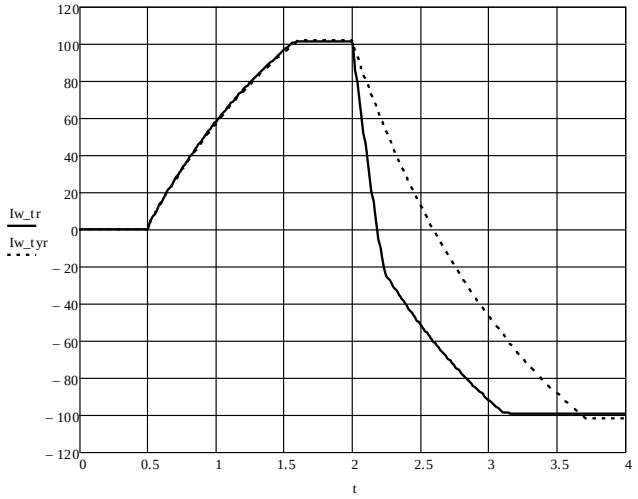
Na rysunkach 3 i 4 przedstawiono przebiegi prądu wzbudzenia po skokowych zmianach wartości zadanej w 0,5 s +100 A i w 2 s -100 A, dla dwóch współczynników forsowania.

Czas narastania prądu na rysunku 3 dla obu układów jest taki sam i wynosi 1,08 sek. Natomiast czas rewersji dla układu tranzystorowego wynosi 1,1 s, a dla tyrystorowego 1,7 s. Różnica czasów wynika z większego napięcia w czasie rewersji w układzie tranzystorowym, które wynosi -750 V i jest ustalane przez zabezpieczenie U>. Nie zależy ono od napięcia zasilającego dostarczanego przez transformator TW. Natomiast dla układu tyrystorowego, napięcie to

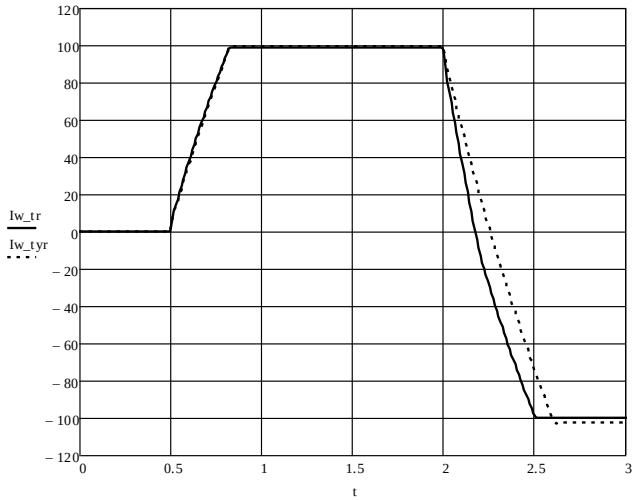
w czasie rewersji przy pominięciu spadku napięcia związanego z komutacją tyrystorów, wynosi

$$U_{max} = k_f \cdot U_{wn} \cdot cos(\alpha) = -173{,}2\ V \tag{4}$$

Jest ono 4,33 razy niższe niż w układzie tranzystorowym (przy współczynniku forsowania 2). Różnica napięć rewersji utrzymuje się przez czas zanikania prądu do zera a następnie stopniowo zanika w trakcie wzrostu wzbudzenia. Przy większych współczynnikach forsowania różnice są mniejsze, co widać na rysunku 4. Czas narastania prądu na rysunku 4 wynosi 0,32 s, a rewersja 0,5 s i 0,61 s.



Rys.3. Narastanie i rewersja prądu wzbudzenia przy $k_f = 2$



Rys.4. Narastanie i rewersja prądu wzbudzenia przy $k_f = 5$

W tabeli 1 przedstawiono przyjęte do symulacji napięcia trójfazowe (U_{AC}) zasilające mostki M1, M2 i MD dla różnych współczynników forsowania. Przy ustawionym na 100A prądzie wzbudzenia, obliczono w czasie symulacji pobierany prąd skuteczny (I_{AC}), następnie obliczono potrzebną moc pozorną do zasilania obu układów (5):

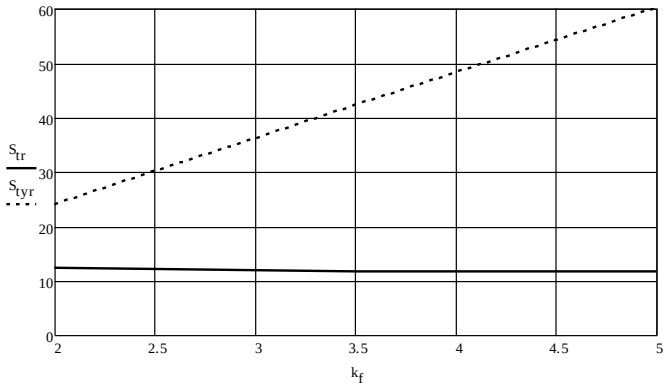
$$S_{TW} = \sqrt{3} \times U_{AC} \times I_{AC} \tag{5}$$

Wyniki umieszczono w tabeli 1 i przedstawiono na rysunku 5.

Parametry zasilania przy różnych współczynnikach forsowania i *Iw = Iwn*

Tabela 1

k_f		-	2	3	4	5
Mostek tyrystorowy	U_{AC}	V	171,1	256,6	342,1	427,7
	I_{AC}	A	81,4	81,5	81,5	81,4
	S_{TW}	kVA	24,1	36,2	48,3	60,3
Mostek tranzystorowy	k_x	-	1,04	1,06	1,073	1,1
	U_{AC}	V	154,1	235,6	318,0	407,4
	I_{AC}	A	45,9	29,3	21,3	16,7
	S_{TW}	kVA	12,3	12,0	11,7	11,8



Rys.5. Moc transformatora [kVA] w funkcji współczynnika forsowania

4. Instalacja na obiekcie

Pierwszy rewersyjny układ wzbudzenia silnika DC maszyny wyciągowej, w którym zastosowano mostek tranzystorowy sterowany sygnałem PWM zainstalowano w KWK Kazimierz-Juliusz szyb „Kazimierz-I" pod koniec

2010 r. W ten sposób zastąpiono zawodny układ dwóch przekształtników tyrystorowych połączonych przeciwsobnie. Spełniono założenie minimalnej ingerencji w istniejące pozostałe układy sterowania, regulacji i zabezpieczeń obiektu. Układy te zrealizowano w oparciu o system „Jantar 80”.

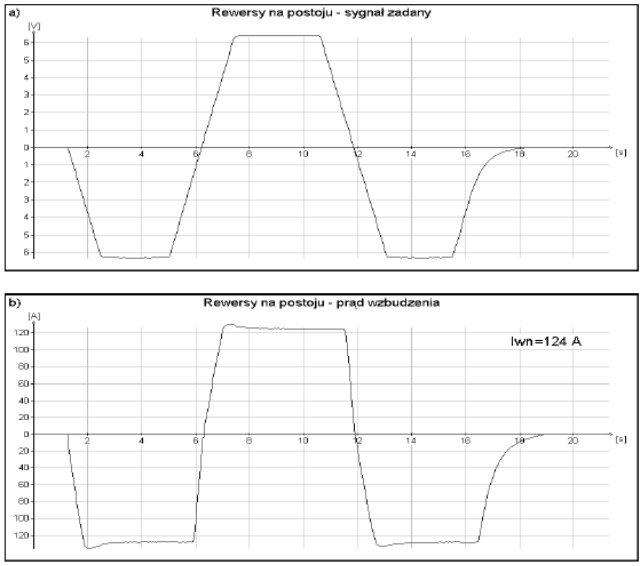
Na rysunku 6 przedstawiono widok tego układu.

Rys.6. Wykonanie tranzystorowego rewersyjnego układu wzbudzenia

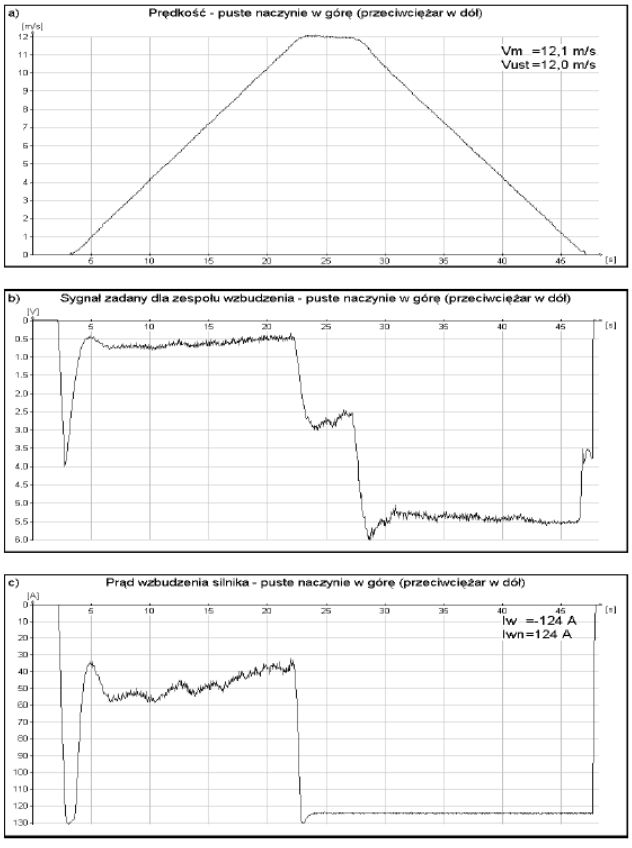
Układ jest ze 100% redundancją w zakresie wzmacniacza tranzystorowego i układu sterowania. Transformator wzbudzenia dobrano tak, aby uzyskać współczynnik forsowania 4,5. Na rysunkach 7, 8, 9 przedstawiono rejestracje uzyskane po zainstalowaniu układu na obiekcie. Sygnał wyjściowy z regulatora obrotów jest wartością zadaną dla regulatora prądu wzbudzenia i regulatora prądu twornika.

Na rysunku 7 przedstawiono rewersję prądu wzbudzenia w czasie postoju napędu. Prąd wzbudzenia jest liniowo zależny od wartości zadanej w zakresie -1,75 V do +1,75 V, odpowiada temu prąd -124 A do +124 A, są to wartości graniczne. Czas rewersji prądu wynosi 1,1 s. Przebiegi są podobne do uzyskanych podczas symulacji.

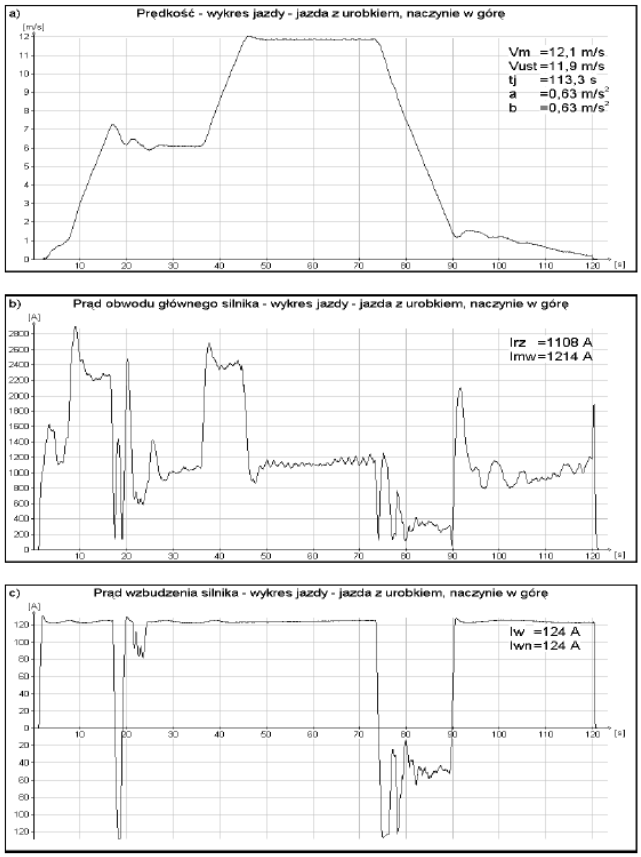
Na rysunku 8 przedstawiono jazdę pustej klatki w górę, a na rysunku 9 jazdę z urobkiem.



Rys.7. Rewersja prądu wzbudzenia na postoju: a) wartość zadana prądu twornika i wzbudzenia, b)prąd wzbudzenia [4]



Rys.8. Jazda pustej klatki w górę: a) prędkość, b)wartość zadana prądu twornika i wzbudzenia, c) prąd wzbudzenia [4]



Rys.9. Jazda z urobkiem: a) prędkość, b) prąd twornika, c) prąd wzbudzenia [4]

5. Podsumowanie

1. W celu przyspieszenia przebiegów przejściowych przy rewersji prądu wzbudzenia należy stosować duże współczynniki forsowania.
2. Układ mostkowy tranzystorowy jest szybszy od układu tyrystorowego.
3. Zapotrzebowanie na moc pozorną zasilającą jest znacznie mniejsze dla układu tranzystorowego.
4. Stosując tranzystory z izolowaną bramką (IGBT) z układami sterowania wyposażonymi w szybkie zabezpieczenie zwarciowe można uzyskać odporność układu na zwarcia zewnętrzne, jak również odporność na krótkotrwałe zakłócenia w sterowaniu. Cech tych nie posiada układ zrealizowany na konwencjonalnych tyrystorach, który może być chroniony tylko szybkimi bezpiecznikami. W przypadku wystąpienia wspomnianych zakłóceń nastąpi przepalenie bezpiecznika i niesprawność układu tyrystorowego do pracy. Koszt układu z mostkiem tranzystorowym jest porównywalny do realizacji na tyrystorach.

5. Przedmiotowy układ tranzystorowy od kilku miesięcy pracuje poprawnie. Po pozytywnym zakończeniu prób w ruchu zakładu górniczego, układ uzyskał dopuszczenie Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego ze znakiem dopuszczenia nr GE-66/11. Stanowi on alternatywę dla stosowanych powszechnie układów tyrystorowych.

Literatura

1. Tunia H., Winiarski B.: Podstawy energoelektroniki. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1987.
2. Tunia H., Barlik R.: Teoria przekształtników. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2003.
3. Szklarski L., Zarudzki J.: Elektryczne maszyny wyciągowe. Wydawnictwo Naukowe PWN, 1998.
4. Przedsiębiorstwo „OPA-LABOR" sp. z o.o.: Sprawozdanie z badania maszyny wyciągowej szybu Kazimierz-I KWK Kazmierz-Juliusz sp. z o.o. po zabudowie zespołu wzbudzenia typu ETW 1,1C.
5. Przedsiębiorstwo „OPA-LABOR" sp. z o.o.: Karta regulacji maszyny wyciągowej szybu Kazimierz-I KWK Kazmierz-Juliusz sp. z o.o. Aktualizacja w zakresie regulacji wzbudzenia silnika wyciągowego.
6. Energotest sp. z o.o. „Sprawozdanie i wyniki z przeprowadzonych prób dla zespołu wzbudzenia typu ETW 1,1C maszyny wyciągowej produkcji firmy Energotest sp. z o.o. w ruchu zakładu górniczego KWK „Kazimierz-Juliusz" sp. z o.o.".

Komunikator Szybowy KS – system cyfrowej, w pełni bezprzewodowej łączności, sterowania i transmisji danych naczynie-maszyna wyciągowa

Lech Gościniak, Adam Granieczny – OPA-ROW sp.z o.o.

Komunikator Szybowy KS jest urządzeniem, które umożliwia w pełni bezprzewodową dwukierunkową transmisję sygnałów sterujących i głosu pomiędzy dowolnym stanowiskiem stałym a współpracującym z nim stanowiskiem ruchomym. Jednak zaimplementowane w urządzeniu funkcje kontrolne i sterujące, jak również iskrobezpieczna budowa poszczególnych podzespołów zostały dostosowane do bezpośredniej współpracy z górniczymi wyciągami szybowymi w środowisku zagrożonym wybuchem metanu i pyłu węglowego.

Obsługa wyciągu szybowego wymaga okresowego rewidowania szybu i czasami wykonywania prac przez brygady szybowe w szybie bezpośrednio z naczynia wyciągowego. Czynności te zawsze stwarzały spore zagrożenie dla rewidentów, gdyż ich praca wymaga czasem zbliżania się do elementów zbrojenia lub obmurza szybu i wychylania się poza obrys naczynia lub precyzyjnego operowania za pomocą naczynia, np. wymienianymi elementami zbrojenia szybowego. W tych momentach krytyczne dla ich bezpieczeństwa i powodzenia operacji jest dokładne współgranie sterowania maszyny wyciągowej z zamierzeniami brygady szybowej oraz pewność, że wyciąg szybowy nie zostanie uruchomiony bez ich wiedzy. Stąd wynikała konieczność stworzenia rozwiązań umożliwiających brygadzie rewizyjnej jakiekolwiek porozumiewanie się z obsługą maszyny wyciągowej.

Tradycyjne rozwiązanie wykorzystujące linkę rewizyjną rozpiętą na całej długości szybu pozwalało na w miarę pewne i dokładne sterowanie maszyną za pomocą sygnałów jednouderzeniowych. Powstałe później układy ograniczenia prędkości rewizji, kontroli ilości nadanych impulsów i blokowania wyłączenia rewizyjnych rodzajów pracy uniemożliwiały dodatkowo niezamierzone uruchomienie wyciągu szybowego bez nadania przez brygadę sygnału do jazdy. Prostota tego rozwiązania wpłynęła na jego dużą niezawodność, jednak umożliwiała nadawanie tylko podstawowych sygnałów do jazdy i zatrzymania. Wadą było także to, że zachowanie wyciągu po nadaniu sygnałów, czyli prędkość, kierunek jazdy, zatrzymanie były uzależnione tylko od woli maszynisty wyciągowego. Utrudniało to znacząco wykonywanie precyzyjnych operacji.

Dodatkowym utrudnieniem było to, że brygady rewizyjne nie miały możliwości komunikacji w sytuacjach awaryjnych lub zagrożenia. Stąd, gdy tylko pojawiły się przenośne radiotelefony zdolne do utrzymania łączności w warunkach szybu kopalni obsługa szybu zaczęła je używać do komunikowania się z maszynistą wyciągowym. Z czasem oprócz zwykłych radiotelefonów pojawiły się tak-

że wyspecjalizowane telefony szybowe. Możliwość komunikacji głosowej znacznie poprawiła bezpieczeństwo i warunki pracy brygad rewizyjnych, gdyż mogły one teraz dokładnie informować maszynistę o swoich zamiarach i podejmowanych czynnościach, ustalać przebieg planowanych manewrów maszyną wyciągową czy wreszcie informować o stanach zagrożenia i awariach.

Zagadnienie komunikacji i zdalnego sterowania ze stanowisk w ruchomych naczyniach wyciągowych zawieszonych na linach w szybach górniczych wyciągów szybowych stanowi jedno z najtrudniejszych zadań dla systemów transmisji danych i łączności. Konieczność przemieszczania stanowiska wraz z naczyniem na całej głębokości szybu, która często przekracza już 1000 m praktycznie eliminuje możliwość połączenia go z układem sterowania wyciągu szybowego za pomocą jakiegokolwiek stałego łącza lub kabla. Istnieją, co prawda rozwiązania wykorzystujące kabel elektryczny zintegrowany z rdzeniem liny nośnej, jednak rozwiązanie to może być stosowane tylko w wyciągach jednokońcowych, gdy jeden z końców liny stale znajduje się niedaleko stanowiska sterującego maszyny. Ponadto umieszczone w linie żyły przewodów elektrycznych są poddawane częstemu zginaniu i naprężeniom, co znacznie skraca ich żywotność, a ich naprawa w przypadku przerwania jest praktycznie niemożliwa. Stąd rozwiązanie to stosuje się jedynie w wyciągach rzadko używanych.

Jedynym praktycznym rozwiązaniem pozwalającym na realizację łączności pomiędzy ruchomym stanowiskiem w naczyniu a sterownią maszyny wyciągowej jest wykorzystanie fali elektromagnetycznej. Fale mogą przenosić się praktycznie przez każdy ośrodek i nie wymagają fizycznego połączenia elementu nadawczego z odbiorczym, co umożliwia ich całkowitą mobilność. O ile bezprzewodowa łączność i sterowanie radiowe na otwartej przestrzeni na długich dystansach, jak również na małych dystansach w wyrobiskach podziemnych rozwijały się bardzo szybko, o tyle łączność radiowa w szybach kopalnianych natrafiała na liczne przeszkody. Niekorzystny wpływ na działanie urządzeń radiowych w szybach kopalnianych mają następujące czynniki:

- duża długość drogi propagacji fal w stosunku do średnicy wyrobiska powodująca silne tłumienie fal o częstotliwościach radiowych (średnica szybu jest znacznie mniejsza od średnicy stref Fresnela dla fal o częstotliwości radiowej – nawet dla pasma UKF) oraz ich interferencje,
- obecność w świetle przekroju szybu znacznej ilości metalowych elementów zbrojenia, które powodowały dodatkowe tłumienie i interferencje fal,
- narzucone wymaganiami budowy iskrobezpiecznej ograniczenie wielkości emitowanej mocy,
- ograniczone ilością dostępnego miejsca wymiary anten,
- niekiedy konieczność współpracy w jednym szybie dwu niezależnych urządzeń dla dwu przedziałów, które w przypadku stosowania częstotliwości radiowych i transmisji analogowej mogły wzajemnie zakłócać swoją pracę.

Wielokrotnie podejmowane próby opracowania układu radiowej łączności i sterowania dla szybów kopalnianych nie przynosiły spodziewanych efektów. Powstające rozwiązania nie w pełni spełniały oczekiwania, co do ich funkcjonalności i pewności ruchowej. W tym czasie natomiast rozwój techniki doprowadził do opracowania i rozpowszechnienia się dwu alternatywnych rozwiązań.

Jednym z tych rozwiązań jest system wykorzystujący tzw. „cieknący kabel" będący w rzeczywistości liniową anteną zawieszoną na całej długości szybu. Umieszczony na naczyniu nadajnik i odbiornik poprzez swoją antenę nie przesyła fal radiowych na powierzchnię, lecz transmituje je do tego kabla, który na całej głębokości szybu znajduje się w odległości kilku metrów od anteny. Wadą tego rozwiązania jest to, że słaby sygnał odbierany przez powłokę cieknącego kabla musi być wzmacniany, aby poprzez ten kabel dotrzeć na powierzchnię i do układów sterowania, co powoduje konieczność instalowania na jego trasie wzmacniaczy. Wzmacniacze te jako urządzenia elektroniczne pracujące w ciężkich warunkach oraz sam „cieknący kabel" wymagają natomiast rzetelnej obsługi i konserwacji a już nieznaczne pogorszenie ich stanu technicznego może być przyczyną obniżenia pewności ruchowej.

Drugim powszechnie obecnie stosowanym rozwiązaniem jest system wykorzystujący do propagacji fal liny wyciągu szybowego. W rozwiązaniu tym anteny-cewki są instalowane wokół lin (nośnych lub prowadniczych), w których indukowane są prądy będące nośnikiem informacji. Niewątpliwą zaletą tego rozwiązania jest to, że nie wymaga instalowania żadnych elementów dodatkowych w szybie (kabla). Natomiast wadą jest to, że do prawidłowego działania konieczne jest istnienie pętli z lin, przez którą będą mogły zamknąć się indukowane w linach prądy. Ponadto wykorzystanie przepływu prądów w linach uniemożliwia z uwagi na tłumienie (indukcyjność) zastosowanie wysokich częstotliwości, co stwarza problemy z jakością transmisji i wzajemnym zakłócaniem się urządzeń pracujących w tym samym szybie.

Z powyższego wynika, że dla większości standardowych wyciągów szybowych można zastosować istniejące rozwiązania. Pozostaje jednak grupa wyciągów szybowych rzadko używanych i/lub przewoźnych gdzie instalacja i konserwacja „cieknącego kabla" jest technicznie i ekonomicznie nieuzasadniona, a brak lin wyrównawczych i prowadniczych uniemożliwia zastosowanie drugiego z powyższych rozwiązań.

Podstawowym założeniem opracowania Komunikatora Szybowego KS było stworzenie systemu sterowania i łączności szybowej, który:

- mógłby być stosowany w dowolnym typie wyciągu szybowego niezależnie od ilości lin, obecności lin prowadniczych i wyrównawczych,
- nie wymagałby instalowania i utrzymywania w dobrym stanie technicznym jakichkolwiek elementów (kabli) w szybie,

- mógłby pracować w szybach w których pracują już inne systemy łączności szybowej nie zakłócając ich pracy,
- byłby funkcjonalnie, pod kątem obsługi oraz połączeń z układami sterowania wyciągu szybowego zbliżony lub identyczny do stosowanych obecnie rozwiązań i docelowo mógł je zastąpić bez konieczności wprowadzania w nich znaczących zmian.

Spełnienie pierwszych punktów tych założeń jest możliwe tylko przy zastosowaniu bezpośredniej łączności radiowej. Mając na uwadze przytoczone w poprzedzającej części rozdziału problemy, które napotyka transmisja radiowa w szybach kopalnianych, jedynym gwarantującym działanie rozwiązaniem technicznym było, zastosowanie kierunkowej transmisji radiowej o jak największej częstotliwości tak, aby zminimalizować efekty interferencji fal (wąska strefa Fresnela) i zakłócenia od i do innych urządzeń w szybie, które pracują zazwyczaj z częstotliwościami radiowymi nie przekraczającymi pasma UKF.

Jednocześnie postanowiono wykorzystać transmisję w pełni cyfrową i osiągnięcia ostatnich lat z dziedziny informatyki oraz sieci bezprzewodowych i telefonii mobilnej. Rozwój tych dziedzin i gwałtowne rozpowszechnienie się wszelkiego rodzaju cyfrowych systemów transmisji bezprzewodowej zarówno sieci informatycznych, jak i telefonicznych doprowadził do opracowania komercyjnych systemów o dużym zasięgu, odpornych na zakłócenia, zdolnych operować w środowiskach o dużym zagęszczeniu tego typu urządzeń przy stosunkowo niewielkiej mocy potrzebnej do ich działania i niewielkich wymiarach anten. Dodatkowo masowe stosowanie tych rozwiązań gwarantuje, że są to rozwiązania sprawdzone i będą nadal rozwijane

Funkcjonalny prototyp komunikatora KS w pierwotnej wersji nieiskrobezpiecznej został zainstalowany i w pełni przetestowany w styczniu 2010 r. w wyciągu awaryjno-rewizyjnym szybu R-X ZG „Rudna" należącego do KGHM „Polska Miedź" S.A. W tym wydechowym szybie o głębokości (długości drogi jazdy naczyń) 960 m przetestowano z wynikiem pozytywnym zarówno warunki transmisji danych, funkcjonalność urządzenia i jego współpracę z tradycyjnym (przekaźnikowym) układem sygnalizacji szybowej. Po zakończeniu prób urządzenie zostało wprowadzone na stałe do dokumentacji sygnalizacji szybowej i pracuje nadal w tym wyciągu jako podstawowe urządzenie do komunikacji z naczyniem.

W międzyczasie opracowano i przetestowano model iskrobezpieczny komunikatora KS, którego elementy w kwietniu 2011 r. uzyskały certyfikaty zgodności z dyrektywą ATEX dla urządzeń iskrobezpiecznych „ia" dla kopalń węgla kamiennego mogących pracować w obecności atmosfery wybuchowej (I M1). Prototyp modelu iskrobezpiecznego był testowany pod względem utrzymania i poprawności transmisji w kilku zarówno mokrych, jak i suchych szybach kopalń JSW S.A. do głębokości 1000 m.

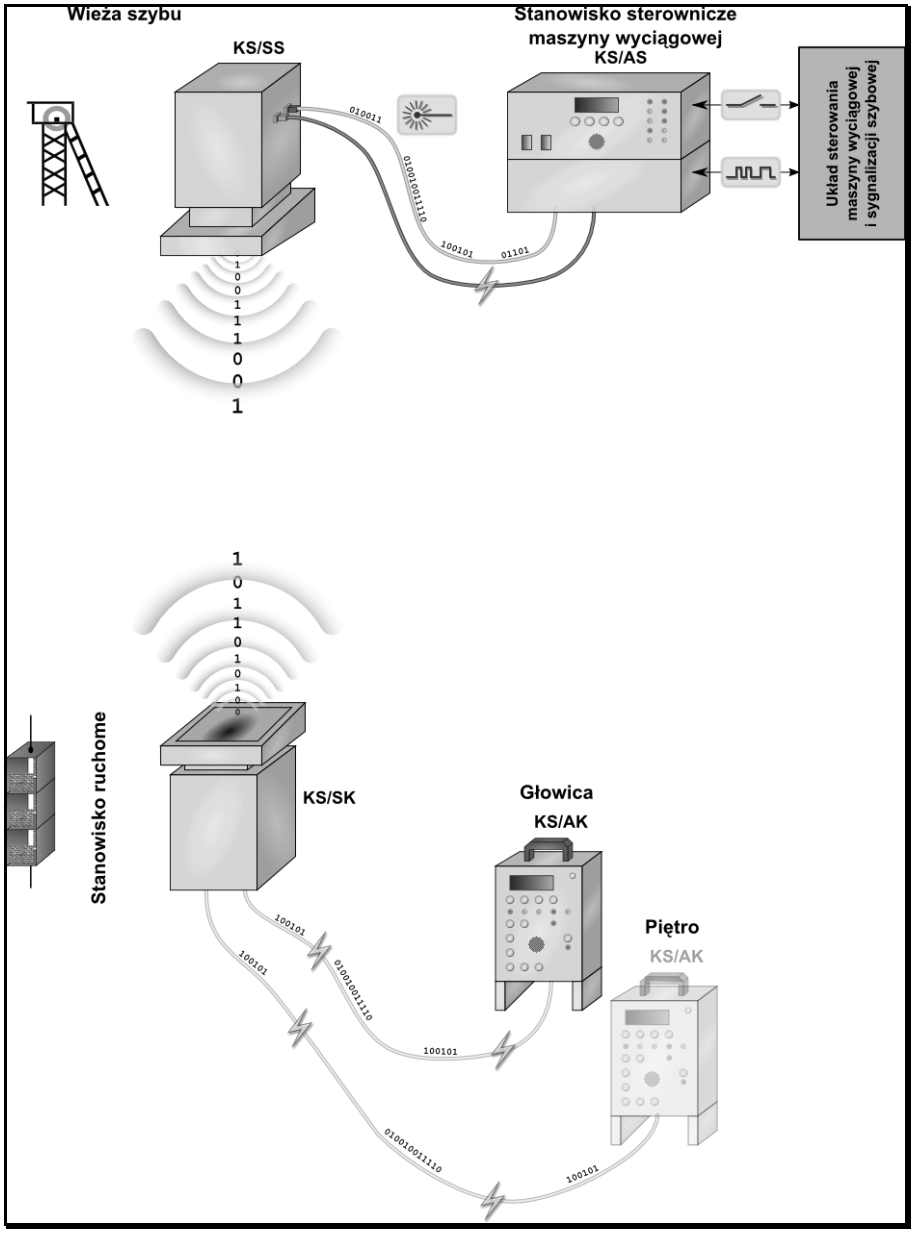
Również w kwietniu 2011 r. pierwszy egzemplarz komunikatora KS został zainstalowany w jednokońcowym przewoźnym wyciągu awaryjno-rewizyjnym B-1100A-DC dla kopalni LW „Bogdanka" S.A., gdzie współpracuje on z sygnalizacją szybową realizowaną na sterownikach programowalnych. Wyciąg ten obsługuje aktualnie szyby 1.4 (wydechowy) i 1.5 (wdechowy), a przeprowadzone próby wykazały utrzymanie wysokiej jakości połączenia głosowego i pewność sterowania z naczynia na całej długości tych szybów (około 1000 m) pomimo ich zawilgocenia i obecności dużej ilości elementów zbrojenia szybu.

Struktura urządzenia została przedstawiona na rysunku 1.

Podstawowymi elementami komunikatora są:

a) **Aparat stacyjny KS/AS** umieszczony na stałym stanowisku sterowania wyciągu szybowego (maszyny wyciągowej), który:
   - zapewnia iskrobezpieczne zasilanie Sprzęgacza Stacyjnego KS/SS,
   - realizuje dwukierunkową światłowodową transmisję danych siecią Ethernet do i z Sprzęgacza Stacyjnego KS/SS,
   - realizuje detekcję za pomocą wbudowanego mikrofonu komunikatów głosowych, ich digitalizację i wysłanie poprzez sprzęgacze do Aparatu Klatkowego KS/AK,
   - prowadzi stały nasłuch za pomocą zewnętrznego mikrofonu sygnałów akustycznych wykonawczych z dzwonu sygnalizacji jednouderzeniowej oraz sygnału alarmowego z buczka alarmu, ich digitalizację i automatyczne wysłanie poprzez sprzęgacze do Aparatu Klatkowego KS/AK,
   - odbiera poprzez sprzęgacze nadawane z Aparatu Klatkowego KS/AK komunikaty głosowe, i po ich przekształceniu do postaci analogowej i wzmocnieniu, emituje je poprzez wbudowany głośnik,
   - odbiera poprzez sprzęgacze z Aparatu Klatkowego KS/AK sygnały sterujące, kontroluje je i zgodne z ich stanem wysterowuje wbudowane przekaźniki wyjściowe, których bezpotencjałowe styki mogą być wykorzystane do sterowania pracą wyciągu szybowego,

b) **Sprzęgacz Stacyjny KS/SS** instalowany na stałe na nadszybiu i połączony kablem zasilania i światłowodem transmisyjnym z Aparatem Stacyjnym KS/AS, który:
   - odbiera transmitowane radiowo dane w postaci adresowanych i podpisanych przez urządzenie nadawcze pakietów, kontroluje podpis nadawcy pakietów i adres docelowy i jeżeli są to pakiety nadane przez Aparat Klatkowy KS/AK do Aparatu Stacyjnego KS/AS wysyła je łączem światłowodowym do KS/AS,
   - odbiera z łącza światłowodowego dane w postaci adresowanych i podpisanych pakietów, i po ich odfiltrowaniu wysyła je radiowo do sprzęgacza klatkowego KS/SK nad naczyniem,



Rys.1. Struktura Komunikatora Szybowego KS

c) **Sprzęgacz Klatkowy KS/SK** instalowany na stałe nad naczyniem i połączony kablem zasilająco-transmisyjnym z Aparatem Klatkowym KS/AK, który:
   – odbiera transmitowane radiowo dane w postaci adresowanych i podpisanych pakietów, i po ich odfiltrowaniu wysyła je łączem elektrycznym Ethernet do aparatu klatkowego KS/AK,

- odbiera z łącza elektrycznego Ethernet dane w postaci adresowanych i podpisanych pakietów, i po ich odfiltrowaniu wysyła je radiowo do sprzęgacza stacyjnego KS/SS na nadszybiu,

d) Przenośny **Aparat Klatkowy KS/AK** umieszczany na stanowisku ruchomym w naczyniu i podłączony kablem zasilająco-transmisyjnym z Sprzęgaczem Klatkowym KS/SK, który:
   - zapewnia iskrobezpieczne zasilanie Sprzęgacza Klatkowego KS/SK,
   - realizuje dwukierunkową światłowodową transmisję danych siecią Ethernet do i z Sprzęgacza Stacyjnego KS/SS,
   - realizuje detekcję za pomocą wbudowanego mikrofonu komunikatów głosowych, ich digitalizację i wysłanie poprzez sprzęgacze do Aparatu Stacyjnego KS/AS,
   - odbiera poprzez sprzęgacze nadawane z Aparatu Stacyjnego KS/AS komunikaty głosowe, i po ich przekształceniu do postaci analogowej i wzmocnieniu, emituje je poprzez wbudowany głośnik,
   - odbiera poprzez sprzęgacze z Aparatu Stacyjnego KS/AS sygnały kontrolne i informacyjne oraz wyświetla je na wyświetlaczu LCD.

Układ transmisji radiowej Komunikatora Szybowego KS oparto na gotowym komercyjnym rozwiązaniu popularnej informatycznej sieci Ethernet i bezprzewodowej sieci Wi-Fi tworząc wydzielone Ethernetowe łącze pomiędzy stanowiskiem ruchomym w naczyniu (KS/AK) a stanowiskiem stałym w maszynie wyciągowej (KS/AS) zawierające bezprzewodowy pomost Wi-Fi łączący głowicę naczynia (KS/SK) z nadszybiem (KS/SS). Pomost Wi-Fi pracuje w standardzie 802.11a z częstotliwością od 5.475 do 5.825 GHz zapewniając dwukierunkową radiową transmisję danych z wydajnością 6 Mbps. Ze względu na iskrobezpieczeństwo urządzenia konstrukcyjnie zapewniono, że moc nadawania nie przekroczy 6W. Przyjęta wydajność sieci jest najniższa dla zastosowanych punktów dostępu jednak wystarczająco duża, aby z nadmiarem realizować wszystkie założone funkcje komunikatora.

Zastosowane punkty dostępowe przeznaczone są do użytku zewnętrznego stąd ich dopuszczalna temperatura pracy wynosi -20°C…+70°C. Od strony sieci przewodowej punkty dostępowe są wyposażone w standardowy interfejs 10/100 BASE-TX pozwalający podłączyć dowolne urządzenie obsługujące ten standard. Punkty dostępowe są zintegrowanymi układami zawierającymi oprócz zasilania i układu nadawczo-odbiorczego także interfejs przewodowej sieci Ethernet oraz własny procesor odpowiedzialny z obsługę protokołu sieciowego oraz kolejkowanie i przekierowywanie pakietów danych a także zabezpieczenie dostępu do sieci i ustawienie parametrów. Obsługa ruchu sieciowego, adresowanie i kierowanie pakietów danych odbywa się automatycznie i nie ingeruje w treść przesyłanych danych, a pomost Wi-Fi jest z punktu widzenia transmisji przezroczysty.

Moduły transmisyjne KS/TR stanowią główny element sprzęgaczy KS/SS i KS/SK tworzących bezprzewodowy pomost transmisyjny. Oprócz modułu transmisyjnego sprzęgacz stacyjny KS/SS zawiera konwerter światłowodowy zamieniający sygnał Ethernet 10/100 BASE-TX na szeregowy sygnał optyczny. Konwerter zapewnia konstrukcyjnie iskrobezpieczeństwo wyjściowej linii transmisji światłowodowej poprzez ograniczenie maksymalnej mocy emisji. Zarówno konwerter, jak i transmiter są zasilane z obwodów iskrobezpiecznych aparatu stacyjnego.

Sprzęgacz Klatkowy KS/SK oprócz modułu transmisji zawiera przełącznicę sieciową, która pozwala na alternatywne podłączenie do jednego sprzęgacza dwu kabli zasilająco-transmisyjnych aparatu klatkowego. Jako że sprzęgacz jest przewidziany do instalowania nad naczyniem a prace rewizyjne i szybowe mogą być prowadzone z innego punktu naczynia (głowica, piętro klatki, stopa) konieczne jest połączenie sprzęgacza z aparatem klatkowym za pomocą kabla. Jeżeli prace mogą być wykonywane z dwu różnych miejsc (np. rewizja z głowicy lub stopy skipu) konieczne byłoby każdorazowe przekładanie kabla. Dzięki przełącznicy sieciowej w sprzęgaczu klatkowym KS/SK można do niego podłączyć i zainstalować na naczyniu na stałe dwa niezależne kable, do których można podłączyć aparat klatkowy. Przełącznica odcina także zasilanie od kabla, do którego nie jest aktualnie podłączony aparat klatkowy, aby na wolnym wtyku tego kabla nie pojawiało się napięcie.

Przełącznica jest także wyposażona w dwa stałe przełączniki i dwa wejścia dwustanowe, których stan jest przesyłany na wejścia aparatu klatkowego. Stan przełączników służy do informowania aparatu klatkowego, do którego z kabli jest on podłączony (gdzie jest zainstalowany w naczyniu) i w którym naczyniu się znajduje (wyciągi dwunaczyniowe). Dodatkowe wejścia mogą być wykorzystane do przesyłania stanu dwu dowolnych styków bezpotencjałowych czujników umieszczonych tak jak sprzęgacz klatkowy nad naczyniem (np. czujnik przylegania sań prowadniczych w wyciągach jednokońcowych).

Sprzęgacze klatkowy i stacyjny są zamknięte w obudowie z stali nierdzewnej i stopniu ochrony IP65 wyposażonej w zewnętrzne odłączalne złącza wielostykowe do podłączenia kabli.

Bezpośrednio do wejść antenowych modułów transmisyjnych KS/TR (przelotowo poprzez ścianki obudów sprzęgaczy) przyłączone są płaskie anteny panelowe o wymiarach 210x210 mm wykonane w postaci obwodów drukowanych, dzięki czemu nie wymagają dużej ilości miejsca. Anteny są polaryzowane i mają bardzo wąski kąt propagacji fal.

Anteny są zamknięte w oddzielnych komorach obudowy sprzęgaczy KS/SS i KS/SK. Komory w kierunku transmisji radiowej są zamknięte pokrywą z przezroczystego poliwęglanu zapewniającą mechaniczną osłonę anten, która

nie tłumi fal radiowych. Komora anteny ma stopień ochrony IP65 zapewniając jej dobrą ochronę przed wodą.

Punkty dostępowe Wi-Fi sprzęgaczy stanowią bezprzewodowe wejścia do sieci łączącej naczynie z stanowiskiem sterowniczym. Jednak sieć ta jest zabezpieczona przed dostępem osób nieuprawnionych poprzez filtrowanie adresów sieciowych IP i numerów MAC łączących się z nimi urządzeń. Transmisja bezprzewodowa pomiędzy punktami dostępu jest szyfrowana algorytmem WAP uniemożliwiając podsłuch transmitowanych danych przez osoby nieupoważnione. Dodatkowo należy pamiętać, że podczas normalnej pracy anteny nadawczo-odbiorcze są skierowane pionowo i uzyskanie połączenia z punktami dostępowymi jest możliwe jedynie bezpośrednio obok szybu.

Rys.2. Widok Aparatu Klatkowego KS/AK

Zadaniem Aparatu Klatkowego KS/AK jest odczytywanie stanu umieszczonych na nim przycisków oraz głosu z mikrofonu i ich wysyłanie do aparatu stacyjnego oraz odbiór sygnałów sterowania i głosu z aparatu stacyjnego i zgodne z nimi sterowanie lampek oraz wyświetlacza LCD. Głównym elementem aparatu jest moduł procesora wyposażonego w mikrokontroler, do którego wejść cyfrowych podłączone są styki przycisków i łączników sterowania umieszczonych na obudowie aparatu. Na obudowie umieszczony jest także mikrofon do łączności głosowej, którego sygnał po wzmocnieniu wchodzi na wejście analogowe mikroprocesora, który przeprowadza jego digitalizację. Jednocześnie do cyfrowych wyjść procesora podłączone są diody lampek i podświetlania przycisków sterowane sygnałami odebranymi z aparatu stacyjnego.

Do wyjścia analogowego podłączony jest natomiast wzmacniacz mocy, który generuje poprzez wbudowany głośnik sygnały akustyczne. Podstawowym zadaniem procesora jest pośrednictwo pomiędzy siecią Ethernet a obwodami wejść i wyjść, przy czym procesor aparatu klatkowego nie ingeruje w treść i stan tych elementów. Stan wszystkich przycisków jest przesyłany bez zmian do aparatu stacyjnego i tak samo stan wszystkich elementów wyjściowych (diody LED) jest ustalany faktycznie przez aparat stacyjny.

Aparat klatkowy zasilany jest z baterii akumulatorów Ni-MH o napięciu 6 V i pojemności 8.5Ah. Bateria ta zasila oprócz modułu procesora aparatu klatkowego także sprzęgacz klatkowy (przełącznicę sieciową i transmiter radiowy Wi-Fi). Pojemność ta jest wystarczająca do ciągłej pracy urządzenia przez 8 h.

Aparat Stacyjny realizuje podobne funkcje jak aparat klatkowy, tzn: odczytuje stany wejść lokalnych i mikrofonu i przesyła je do aparatu klatkowego, a na podstawie danych otrzymanych z aparatu klatkowego steruje lokalnymi wyjściami i głośnikiem. Różnica polega na tym, że lokalne wejścia i wyjścia aparatu stacyjnego są podłączone do wejść i wyjść układu sterowania maszyny wyciągowej a nie przycisków i lampek. Stany sygnałów wejściowych z maszyny docelowo po ich przesłaniu drogą radiową sterują stanem diod LED na aparacie klatkowym informując brygadę rewizyjną o faktycznym aktualnym stanie układu sterowania maszyny. Daje to brygadzie potwierdzenie zadanego przez nich stanu np. zablokowania maszyny, alarmu, zahamowania itp. Z kolei stan przycisków na aparacie klatkowym przesyłany do aparatu stacyjnego steruje umieszczonymi w nim 15 przekaźnikami wyjściowymi, których styki mogą być włączone w układ sterowania maszyny wyciągowej gdzie zależnie od stanu przycisków wymuszają odpowiednie zachowanie układu sterowania powodując np. nadanie sygnału wykonawczego, zablokowanie hamulca maszyny, wywołują alarm, powodują odhamowanie lub zahamowanie i uruchomienie lub zatrzymanie maszyny.

Aparat stacyjny może być wyposażony dodatkowo w kartę interfejsu sieci teleinformatycznej, która pozwala na bezpośrednie połączenie i cyfrowe przesyłanie stanu wejść i wyjść do i z układu sterowania maszyny zrealizowanej na sterownikach programowalnych. W takim przypadku lokalne wejścia dwustanowe oraz przekaźniki wyjściowe nie muszą być wcale podłączone lub będą stanowić redundancję sygnałów przesyłanych siecią. Sygnały mogą być przesyłane praktycznie dowolnym typem sieci przemysłowej (DeviceNet, Ethernet, Profibus, CANOpen, ControlNet, Modus itd.) zależnie od zastosowanego konwertera sieciowego, gdyż moduł procesora zainstalowany w aparacie stacyjnym bezpośrednio wysyła i odbiera dane poprzez łącze RS232. Połączenie z maszyną za pomocą sieci umożliwia wyświetlenie na wyświetlaczu LCD aparatu klatkowego dodatkowych informacji, takich jak zadana i rzeczywista prędkość maszyny i aktualna głębokość, na której znajduje się naczynie.

Oprócz przesyłu danych aparat stacyjny podobnie jak aparat klatkowy odbiera i nadaje sygnały akustyczne (rozmowa) za pomocą wbudowanego mikrofonu i głośnika. Dodatkowo jednak aparat stacyjny jest wyposażony w mikrofon zewnętrzny, który służy do stałego nasłuchu dzwonu wykonawczego sygnalizacji jednouderzeniowej i buczka alarmu. W czasie korzystania z sygnalizacji jednouderzeniowej mikrofon ten wykrywa i przesyła do aparatu klatkowego generowane sygnały akustyczne jako potwierdzenie ich wykonania. Układ

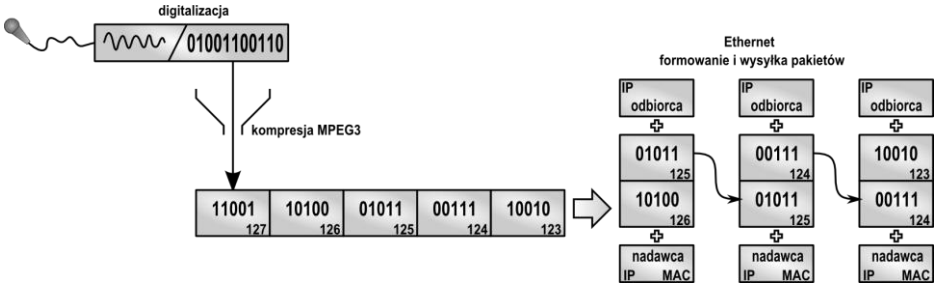
wejściowy mikrofonu jest wyposażony w filtr wielopasmowy pozwalający odróżnić dźwięk dzwonu i buczka od zakłóceń tła i innych dźwięków na hali maszyny, dzięki czemu do aparatu klatkowego nie są przesyłane inne dźwięki.

Aparat stacyjny i klatkowy oprócz funkcji przesyłania sygnałów realizują także funkcje kontrolne. W szczególności kontrolują one zdalnie sprawność drugiego aparatu i jakość transmisji. Pierwszą kontrolę prowadzą moduły transmisji radiowej, które automatycznie wymieniają wzajemnie dane statusowe pozwalające na stałe śledzenie utrzymania łączności pomiędzy nimi. Kontrola ta jest autonomiczną funkcją wbudowaną w sterowniki sieciowe Wi-Fi. Drugą kontrolę prowadzą porty Ethernetowe procesorów na podstawie sum kontrolnych odbieranych pakietów. Generowane automatycznie przez warstwę protokołu Ethernet sumy kontrolne są dołączane do pakietów i pozwalają odbiornikowi na weryfikację poprawności odebranych danych. W przypadku stwierdzenia błędów port kilkakrotnie wysyła żądanie powtórzenia uszkodzonego pakietu. Jeżeli pomimo to dane nie zostaną zweryfikowane pozytywnie protokół odrzuca uszkodzony pakiet. Zapobiega to przesyłaniu błędnych informacji i sygnałów sterujących. Trzecim zabezpieczeniem realizowanym już przez same procesory aparatu stacyjnego i klatkowego jest kontrola sprawności tych procesorów. Kontrola ta oparta jest na zasadzie wysyłania danych kontrolnych z aparatu stacyjnego do aparatu klatkowego i odbieraniu ich echa przesyłanego zwrotnie przez ten aparat. Dane kontrolne są cyklicznie zmieniane, co uniemożliwia fałszywe stwierdzenie sprawności aparatu klatkowego w przypadku uszkodzenia drogi transmisyjnej z aparatu stacyjnego do klatkowego. W takim przypadku aparat klatkowy nie otrzyma nowej wartości kontrolnej i będzie wysyłał starą, co zostanie wykryte przez procesor aparatu stacyjnego. Kontrola ta pozwala na stałą kontrolę całej drogi transmisji do i z aparatu klatkowego, a dodatkowo na podstawie pomiaru czasu od wysłania wartości kontrolnej do odebrania jej echa aparat stacyjny jest w stanie określić opóźnienie transmisji będący wskaźnikiem jakości połączenia. W przypadku stwierdzenia 50% pogorszenia jakości transmisji (100% wzrost średniego opóźnienia echa) aparat stacyjny i klatkowy ostrzegają obsługę o możliwości utraty łączności. W przypadku całkowitej utraty łączności aparaty generują alarm ostrzegający obsługę o braku łączności i sterowania oraz powodujący zatrzymanie i zablokowanie maszyny.

Dla zapewnienia bezpieczeństwa brygad rewizyjnych aparat stacyjny kontroluje także ilości nadanych impulsów przy sygnalizacji jednouderzeniowej. Podczas rewizji szybu i prac rewizyjnych aparat sprawdza czy nadano 2 lub 3 impulsy, które uprawniają odhamowanie na 6 s. Inna ilość nadanych impulsów nie spowoduje odblokowania maszyny. Podczas jazdy osobistej aparat kontroluje tylko, czy nadano więcej niż 1 impuls, co uprawnia odblokowanie maszyny na czas 20 s lub do zahamowania.

Dla uzyskania wysokiej jakości dźwięku oprócz transmisji cyfrowej odpornej na zakłócenia w torze transmisyjnym wykorzystano nadmiarowe przesyła-

nie danych głosowych, korzystając z dużej przepustowości łącza. Transmisja pakietowa przez sieć Ethernet w przypadku silnych zakłóceń radiowych przy dużej odległości transmisji może „gubić" pojedyncze pakiety danych. Utrata pakietu oznacza, że został on odczytany z błędem i na podstawie generowanych automatycznie sum kontrolnych został uznany przez algorytm kontrolny sieci Ethernet za niewiarygodny (odrzucony). W przypadku zwykłego szeregowego przesyłania danych głosowych utrata pakietu danych powodowałaby chwilową przerwę w sygnale wyjścia akustycznego. Dlatego zastosowano algorytm nadmiarowy wykorzystujący powielenie danych głosowych w dwu kolejnych pakietach. W takim przypadku utrata jednego pakietu nie powoduje utraty żadnych danych głosowych. Zasadę działania tego algorytmu przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3. Zasada działania zdwojonego przesyłania danych głosowych

Jako że pakiety przesyłane siecią Ethernet nie są deterministyczne czasowo, co oznacza, że kolejność ich odebrania w odbiorniku może być inna niż kolejność nadawania pakietów, konieczne jest kolejne numerowanie pakietów danych głosowych, aby umożliwić odbiornikowi ich prawidłowe uszeregowanie. Opóźnienie odbioru niektórych pakietów wynika z obecności błędów transmisji i ich korygowania poprzez kilkakrotne żądanie przez odbiornik powtórzenia uszkodzonych fragmentów. Działanie algorytmu przekształcania i przesyłania danych głosowych wprowadza opóźnienie sygnału nie przekraczające 100 ms. Przeprowadzone testy komunikatora wykazały, że przesyłany głos pozostaje dobrze rozpoznawalny nawet przy utracie 50% pakietów danych.

Komunikator szybowy został zaprojektowany do prowadzenia rewizji szybu, prac rewizyjnych, jazdy osobistej i jazdy brygad oraz dwukierunkowej jednoczesnej łączności głosowej pomiędzy naczyniem dostępnej niezależnie od wybranego rodzaju pracy wyciągu szybowego. Ze względu na to, że podczas jazdy brygad prędkość może być większa od prędkości rewizyjnej 1m/s brygada nie może w tym czasie znajdować się na głowicy naczynia. Komunikator ma możliwość stwierdzenia czy aparat klatkowy został podłączony na głowicy szybu czy też w innym miejscu (piętro klatki lub stopa skipu) i zablokowania możliwości załączenia jazdy brygad lub zwiększenia prędkości, gdy aparat klatkowy podłączony jest w miejscu do tego nie uprawnionym.

Dla wszystkich rodzajów pracy sterowanie może odbywać się z wykorzystaniem sygnalizacji jednouderzeniowej. Komunikator umożliwia nadawanie sygnałów jednouderzeniowych bezpośrednio do maszyny wyciągowej za pomocą przycisku umieszczonego na aparacie klatkowym w naczyniu. Dodatkowy mikrofon aparatu stacyjnego przesyła z kolei zwrotnie do aparatu klatkowego sygnał akustyczny dzwonu wykonawczego i buczka alarmu pozwalając obsłudze usłyszeć nadany przez siebie sygnał tak samo jak maszynista, dla którego był on przeznaczony. Taki sposób wytwarzania sygnałów kontrolnych daje rewidentom absolutną pewność, co do formy nadanego sygnału. Rewizja szybu, prace szybowe i jazda brygad mogą być także prowadzone przy zdalnym uruchamianiu z wykorzystaniem przycisków „góra", „dół" „stop" na aparacie klatkowym, które służą do zdalnego bezpośredniego sterowania maszyna wyciągową z naczynia. Warunkiem koniecznym jest jednak, aby maszyna wyciągowa umożliwiała sterowanie automatyczne. Podczas sterowania zdalnego w wyciągach dwunaczyniowych Komunikator KS samoczynnie rozpoznaje, w którym z naczyń zainstalowany jest aparat klatkowy i tak interpretuje sygnały „góra" i „dół", aby kierunek jazdy maszyny odpowiadał rzeczywistemu kierunkowi przemieszczania naczynia z aparatem klatkowym. Brygada ma także możliwość określenia górnej granicy prędkości jazdy maszyny przyciskami V2 (0,5 m/s lub 1,0 m/s) i V3 (>1,0 m/s tylko dla jazdy brygad) oraz precyzyjne ustalenie dowolnej prędkości jazdy w tym zakresie poprzez naciskanie przycisków „góra", „dół", które oprócz uruchomienia maszyny służą także do zwiększania lub zmniejszania zadanej prędkości jazdy. Oprócz sygnalizacji do jazdy aparat klatkowy umożliwia nadanie przyciskiem sygnału alarmowego, oraz stałe zablokowanie wyciągu za pomocą bistabilnego łącznika blokady.

Komunikator Szybowy KS umożliwia realizowanie wszystkich funkcji potrzebnych do bezpiecznego prowadzenia rewizji szybu i prac szybowych z naczynia. Możliwość jednoczesnej dwukierunkowej cyfrowej wysokiej jakości komunikacji głosowej z maszynistą, nadawania i kontrolowania nadanych sygnałów jednouderzeniowych oraz zdalnego uruchamiania maszyny, sterowania prędkością, wywołania alarmu i zablokowania maszyny dają brygadzie rewizyjnej pełną kontrolę nad wyciągiem szybowym. Zaimplementowane funkcje kontrolne zapewniają wysokie bezpieczeństwo i pewność działania. Podwójny stykowy i sieciowy interfejs do połączenia komunikatora z maszyną wyciągową umożliwia jego dogodne włączenie zarówno do starszych maszyn sterowanych przekaźnikowo, jak i nowych zrealizowanych na sterownikach programowalnych bez konieczności instalowania zbędnych połączeń kablowych. Wykorzystanie całkowicie radiowego połączenie Wi-Fi o bardzo dużej częstotliwości zapewnia komunikatorowi wysoką odporność na zakłócenia, nie powoduje zakłócania innych urządzeń w szybie i pozwala na jego stosowanie w wyciągach szybowych bez lin wyrównawczych i prowadniczych i bez konieczności instalacji dodatkowych kabli w szybie.

Literatura

1. DTR nr OPA/ZMW-14-2/11 Komunikatora Szybowego KS (OPA-ROW sp. z o.o.).
2. DTR nr OPA/ZMW-14-122.1/10 Wciągarki B-1100A-DC (OPA-ROW sp. z o.o.).
3. DTR nr OPA/ZMW-14-68/09 maszyny wyciągowej C-3,5x2A szybu R-X ZG „Rudna" (OPA-ROW sp. z o.o.).

Poprawa jakości informacji wizualizującej monitoring pionowania i poziomowania wiszących pomostów roboczych jako sposób na redukcję stresu u obsługi i poprawę bezpieczeństwa i komfortu pracy

Andrzej Majewski, Michał Meller – Politechnika Gdańska

1. Wstęp

Drążenie nowych szybów stanowi poważne, skomplikowane i długotrwałe przedsięwzięcie inżynierskie. Mała liczba tego typu inwestycji powoduje, że nowe rozwiązania nie znajdują łatwej drogi do wdrożenia. Z drugiej strony, poziom trudności tego typu działań i skala różnorodnych zagrożeń prowokują chęć uczynienia górniczej pracy łatwiejszą i bezpieczniejszą. Specyfika pracy pod ziemią powoduje, że nowoczesne techniki pomiarowe i informacyjne także nie są w stanie wyeliminować wielu zagrożeń typowych górnictwa. Jednakże każde rozwiązanie, które ogranicza znane ryzyka, ułatwiając realizację czynności niebezpiecznych czy rodzących nadmierny stres dla obsługi, może poprawić ogólny stan bezpieczeństwa pracy w kopalni.

W technologii prowadzenia przodka metodą podsiębierną, w trakcie głębieniu szybów metodami górniczymi, można wyróżnić szereg głównych zespołów urządzeń, takich jak:

- urządzenia urabiające i ładujące urobek, zainstalowane bezpośrednio w przodku drążonego szybu,
- kubłowe wyciągi górnicze zapewniające transport pionowy,
- urządzenia pomocnicze dostarczające wodę technologiczną, sprężone powietrze, kable energetyczne do oświetlenia i zasilania urządzeń zainstalowanych w szybie,
- urządzenia związane z wentylacją szybu oraz jego dna.

Z uwarunkowań technologicznych budowy szybu, dla zapewnienia komunikacji pomiędzy zrębem szybu, pomostem wiszącym i dnem szybu (przodkiem górniczym), kompleks szybowy wyposaża się najczęściej w dwa niezależne górnicze wyciągi szybowe. Urządzenia te służą do transportu pionowego ludzi oraz materiałów, maszyn i urządzeń do głębienia szybu, a także odstawy urobku z przodka. Transport odbywa się naczyniem wyciągowym (kubłem), które prowadzone jest za pośrednictwem sań prowadniczych po linach, najczęściej będących równocześnie linami nośnymi wiszącego pomostu roboczego.

Funkcjonalność platformy roboczej, wynikająca z potrzeb wykonywania prac górniczych, wymaga między innymi możliwości przemieszczania się za postępującym przodkiem. Tą właściwość zapewnia układ zawieszenia platformy na linach nawiniętych na bębny wciągarek wolnobieżnych, o długości odpowiedniej do zaplanowanej głębokości szybu. Z wciągarek wolnobieżnych liny

kierowane są do szybu kołami linowymi zabudowanymi na pomostach technologicznych wieży szybowej lub głowicy szybu. Każda lina połączona jest zazwyczaj punktowo z konstrukcją pomostu. Masę wiszącego pomostu roboczego wraz z jego wyposażeniem wykorzystuje się dla uzyskania wymaganego, kontrolowanego naciągu lin prowadniczych. W takim przypadku wiszący pomost roboczy staje się jednocześnie ramą napinającą lin prowadniczych kubłowych wyciągów szybowych.

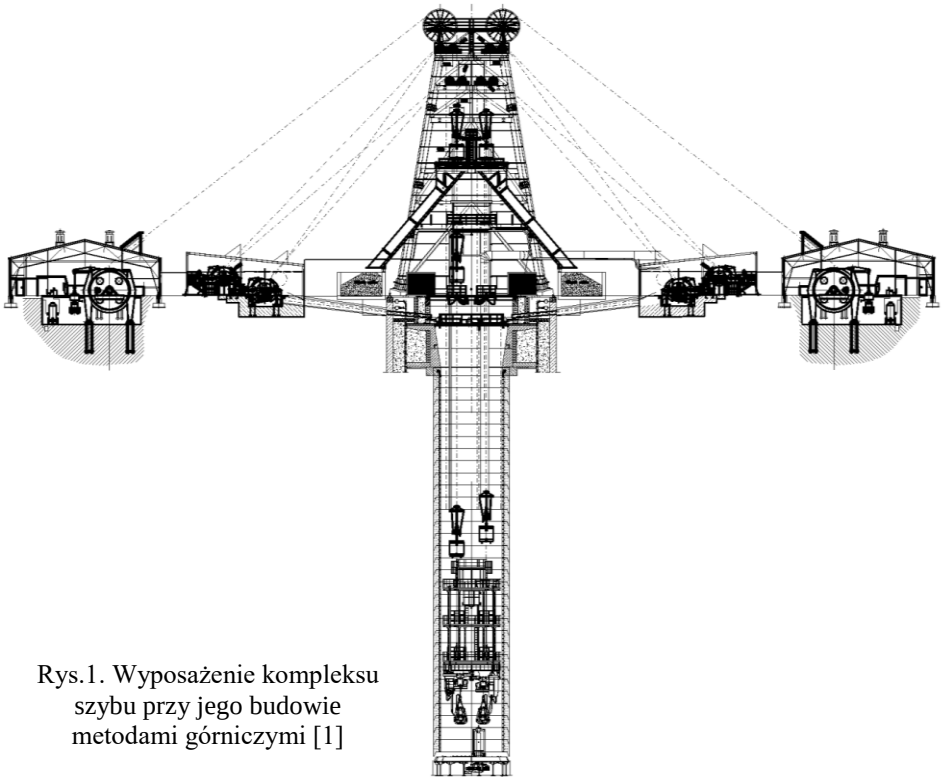
Konstrukcja wielopodestowego pomostu, dostosowana jest do wyposażenia go w urządzenia i elementy zabezpieczające potrzeby związane z pędzeniem przodka szybowego, takie jak:

- ładowarka czerpakowa do załadunku kubłów urobkiem,
- dźwig do montażu obudowy szybu i innych konstrukcji,
- zbiorniki wody,
- zbiornik betonu wykorzystywanego przy wznoszeniu obudowy,
- rozdzielnice elektryczne oraz teletechniczne,
- systemy pomiarowe, monitorujące warunki środowiskowe i pracę urządzeń,
- stanowiska sygnalizacyjne,
- zasobnik na kable energetyczne, sygnalizacyjne i teletechniczne,
- zasobnik na przewody elastyczne sprężonego powietrza oraz wody technologicznej.

Brak możliwości zapewnienia równomiernego rozłożenia mas konstrukcji i wyposażenia powoduje, że pomost, który w założeniu powinien symetrycznie obciążać liny zawieszenia, jest konstrukcją o środku ciężkości nie leżącym w osi szybu. Powoduje to nierównomierny rozdział obciążeń na poszczególne liny układu zawieszenia pomostu, a co zatem idzie ma istotne znaczenie dla bezpiecznej eksploatacji pomostu oraz górniczych wyciągów szybowych, których liny prowadnicze są jednocześnie linami nośnymi pomostu.

Istnieje wiele czynników mających istotny wpływ na rozkład obciążeń przenoszonych przez poszczególne liny zawieszenia pomostu roboczego. Najważniejsze, opisane w literaturze oraz wynikające z doświadczenia ruchowego czynniki, to:

- nierówna długość początkowa poszczególnych lin nośnych,
- różne właściwości sprężystości lin (moduły sprężystości),
- zróżnicowane wydłużenia trwałe lin,
- różne średnice nawijania lin na bębnach linowych,
- zróżnicowane sprawności elektryczne poszczególnych napędów wciągarek wolnobieżnych,
- nierównomierne rozłożenie masy elementów konstrukcji pomostu względem pionowej osi symetrii,
- niesymetryczne rozłożenie masy urządzeń oraz elementów stanowiących wyposażenie pomostu wiszącego.



Rys.1. Wyposażenie kompleksu szybu przy jego budowie metodami górniczymi [1]

Ponieważ niezrównoważenie obciążeń jest wynikiem równoczesnego działania wielu nieliniowych w sensie wpływu czynników, ważnym problemem praktycznym jest określenie ich oddziaływania na wielkość faktycznych obciążeń przenoszonych przez poszczególne liny układu zawieszenia pomostu. Problem ten został po części rozwiązany [2]. Po zastosowaniu systemu ciągłego monitorowania sił w linach nośnych i prowadniczo-nośnych rozpoznano udział niektórych czynników oraz określono sposób ich niwelowania.

Stosowny układ został zaprojektowany przez CPM CUPRUM–PROJEKT we Wrocławiu i zastosowany do diagnozowania udziału wymienionych wyżej czynników w urządzeniu z trójpodestowym pomostem roboczym – ramą napinającą, w aktualnie głębionym szybie SW-4 w KGHM Polska Miedź S.A. - O/ZG „Polkowice-Sieroszowice" [3].

Minimalizacja wpływu przyczyn mających wpływ na nierównomierny rozkład obciążeń jest w chwili obecnej możliwa praktycznie tylko poprzez zmianę długości roboczej lin. Wykorzystuje się do tego celu indywidualną pracę wciągarek wolnobieżnych. Realizacja następuje przy wykorzystaniu wizualizacji pomiarów wartości sił w linach i porównaniu ich z wartościami wzorcowymi (F_{min}, F_{max}, $F_{śr}$), uwidocznionymi na monitorze zlokalizowanym na stanowisku operatora wciągarek wolnobieżnych. Minimalizacja wpływu

przyczyn powodujących nierównomierny rozkład obciążeń, gwarantuje właściwe obciążenie lin w trakcie przemieszczania pomostu w szybie oraz w procesie zapierania pomostu o obudowę szybu. W trakcie wyrównywania naciągu lin zachodzi jednocześnie potrzeba zapewnienia właściwego położenia w pionie i w poziomie pomostu roboczego wiszącego w szybie.

Pionowanie i poziomowanie wiszącego pomostu roboczego ma duże znaczenie dla poprawnego prowadzenia naczyń górniczych wyciągów z zachowaniem bezpiecznych odległości na drodze przejazdu w szybie, jak i przez sam pomost roboczy. Wpływa także w istotny sposób na prostoliniowość osi głębionego szybu. Oddziałuje na komfort pracy załogi pomostu, chociaż ten czynnik nie jest traktowany, jako najbardziej istotny. Wpływa również w bardzo istotny sposób na bezpieczeństwo całego procesu drążenia szybu. Należy zauważyć, że konstrukcja pomostu i naczyń wydobywczych mogą być ustawione w bliskim sąsiedztwie, ale też mogą być oddalone od siebie o kilkaset metrów. Na drodze przemieszczania się naczyń w szybie istnieją przeloty w konstrukcji pokrywającej zrąb szybu oraz miejsce rozładunku kubłów. Przy stałym punkcie zawieszenia w wieży, oraz swobodnym zwisaniu pomostu roboczego w szybie, istnieje ciągłe zagrożenie, że brak pionowania i poziomowania pomostu doprowadzi do zmniejszenia odległości ruchowych i tym samym do kontaktu sań lub kubła z konstrukcjami zabudowanymi w szybie lub w wieży lub na pomoście.

Doświadczenia zebrane w trakcie eksploatacji systemu monitoringu naciągu lin, wykazały konieczność wprowadzenia do systemu dodatkowych urządzeń pomiarowych w postaci poziomicy elektronicznej, zabudowanej na pomoście wiszącym oraz czujników zbliżeniowych zabudowanych na poziomie zrębu szybu. Taki układ jest nieodzowny w diagnostyce położenia pomostu w szybie w czasie zapierania go do obudowy za pomocą rozpór hydraulicznych [4].

Dodatkowe układy pomiarowe są źródłem istotnej informacji o położeniu pomostu względem osi szybu i w odniesieniu do poziomu. Informacji tej nie był w stanie dostarczyć wyłącznie system ciągłego monitoringu sił w linach nośnych i prowadniczo-nośnych pomostu.

2. System pomiarowy

Do weryfikowania obciążenia poszczególnych lin nośnych i prowadniczo-nośnych, stosowany jest systemem ciągłego monitorowania, którego zasadniczymi elementami są:

- modułowy sterownik logiczny wyposażony w moduł procesora, moduły wejść, wyjść, pamięci, moduły interfejsów, wyświetlacz tekstowy oraz graficzny,
- urządzenia peryferyjne o rozproszonym sterowaniu – adresowalne czujniki siły i układy pomiarowe, funkcjonujące na bazie mikrokontrolerów oraz specjalizowanych przetworników analogowo-cyfrowych,

- lokalne linie transmisyjne działające poprzez łącze RS 485, RS232,
- sieciowe interfejsy komunikacyjne Ethernet, Wi-Fi.

Podstawowymi elementami układu, który dokonuje pomiaru sił w poszczególnych linach są wkładki pomiarowe składające się z tensometrycznego przetwornika siły wyposażonego w układ mikroprocesorowy stanowiący adresowalny cyfrowy moduł pomiarowy [1 i 4].

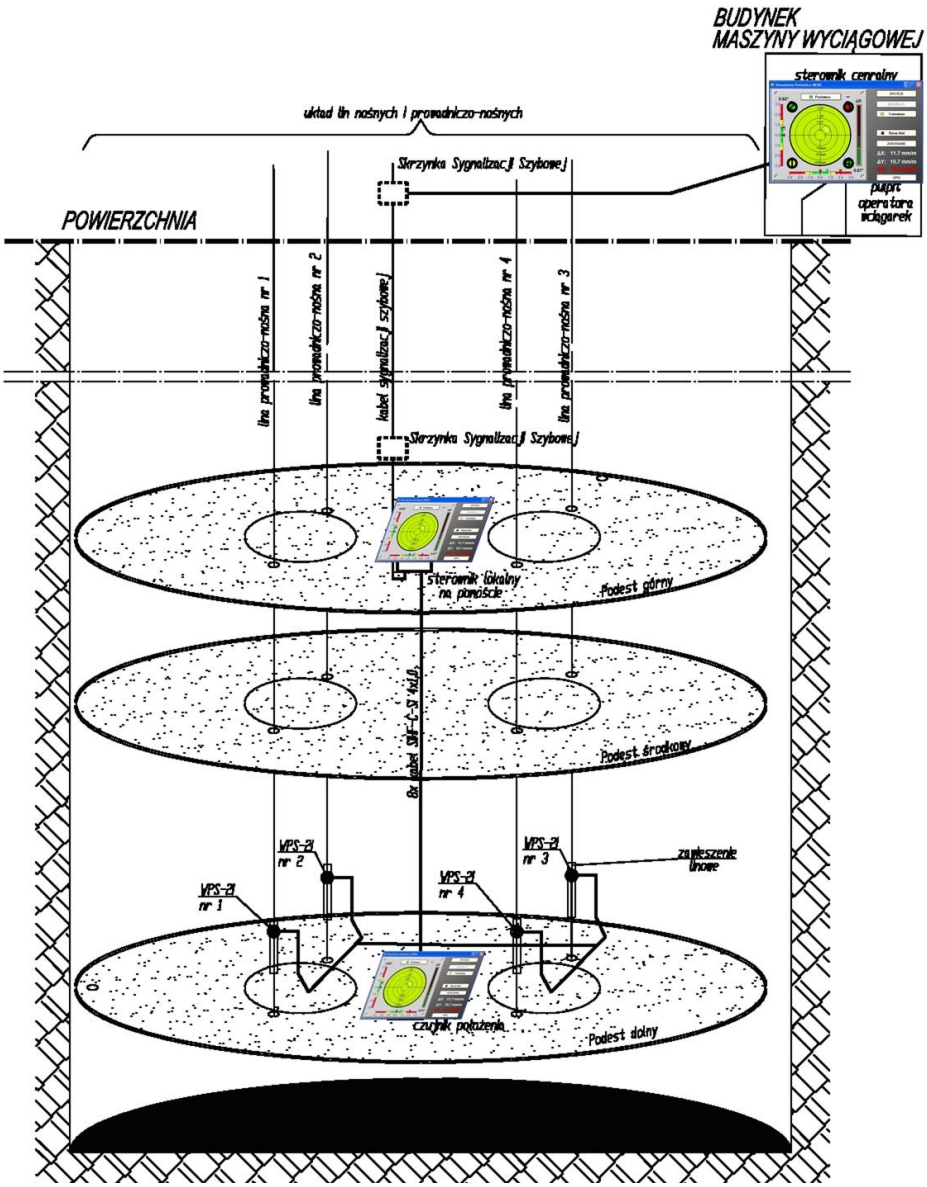
Położenie konstrukcji wiszącego pomostu roboczego kontroluje poziomica elektroniczna [8]. Wykorzystuje ona trójosiowy czujnik przyspieszeń, wykonany w technologii MEMS (mikromaszyna wytwarzana jak krzemowy układ scalony) [5], który reaguje na położenie wektora grawitacji względem podstawy czujnika w trójwymiarowej przestrzeni. Sygnał z akcelerometru, po przetworzeniu na wartość cyfrową, jest obrabiany we wbudowanym mikrokontrolerze tak, aby można było zaprezentować rezultat w formie przemieszczenia „bąbelka" poziomicy w dwóch osiach: podłużnej i poprzecznej w stosunku do podstawy czujnika [6 i 8].

Dzięki odpowiedniej konstrukcji i zamocowaniu podstawy (płytki PCB) czujników położenia oraz umiejscowienia ich w centrum górnego i dolnego podestu, uzyskujemy możliwość „związania" wskazań poziomicy z konstrukcją roboczego pomostu wiszącego. Precyzyjnie wykonane trzypunktowe podparcie o jednym punkcie stałym i dwóch regulowanych, zapewnia poprawną współpracę poziomicy z konstrukcją pomostu, łatwą kalibrację, a w razie potrzeby, może także realizować współpracę z dowolną przestrzenną konstrukcją zawieszoną na linach w szybie.

Dane charakterystyczne czujnika położenia (LIS3LV02DL-MEMS inertial sensor 3-axis - ±2g/±6g digital output low voltage linear accelerometer):

– typ czujnika	trzyosiowy akcelerometr o zakresie pomiarowym ±2g/±6g
– rozdzielczości pomiaru położenia wektora przyspieszenia ziemskiego	16-bitów
– czułość pomiaru wektora grawitacji	(2^{14} LSB/g)
– rozdzielczość pomiaru pochylenia	0,025°
– typowy błąd wyznaczenia poziomu	0,025° (7 LSB)
– zakres pomiaru pochylenia	±3.2° w obu osiach
– częstotliwość pomiaru	40/s

Lokalizację poszczególnych elementów systemu pomiarowego na pomoście roboczym przedstawia rysunek 2.



Rys.2. Wiszący trójpodestowy pomost roboczy - rama napinająca z lokalizacją urządzeń [4]

3. Diagnozowanie stanu zawieszenia i położenia pomostu roboczego

Diagnozowanie położenia pomostu oraz stanu obciążenia poszczególnych lin zrealizowane jest na wiszącym pomoście roboczym w szybie (stanowisko osoby kierującej przemieszczeniem i ustawieniem pomostu) oraz w pomieszczeniu maszyny wyciągowej na stanowisku operatora bębnowych wciągarek wolnobieżnych.

Wyniki pomiarów z poziomicy elektronicznej oraz pomiaru sił z poszczególnych wkładek pomiarowych, zabudowanych w zawieszeniach linowych, są w sposób ciągły przesyłane do sterownika lokalnego na podeście górnym pomostu. Stamtąd przesyłane są do sterownika centralnego zlokalizowanego w budynku maszyny wyciągowej.

Przesyłanie sygnałów z poziomicy elektronicznej odbywa się podobnie jak sygnałów z wkładek pomiarowych po łączu RS 485 z kontrolą poprawności transmisji do sterownika lokalnego, skąd dwoma liniami transmisyjnymi (2 pary w kablu sygnalizacji szybowej) do sterownika centralnego. Sterownik lokalny steruje układami elektroniki w poziomicy elektronicznej, a wizualizacja wyników poziomowania odbywa się na monitorach ekranowych sterownika lokalnego i centralnego w budynku maszyny wyciągowej.

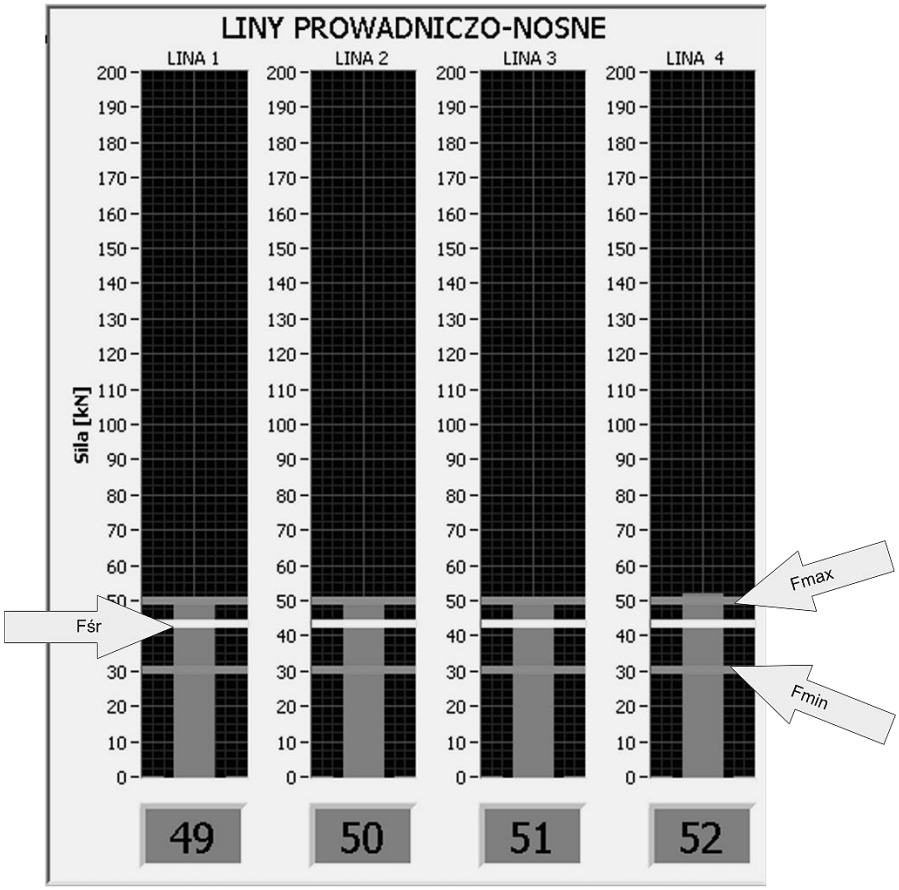
System umożliwia odczytanie wartości sił z wkładek pomiarowych i wyświetlenie ich w postaci graficznej (rys. 3) oraz wyświetlenie tarczy poziomicy z „bąbelkiem" a także informacji tekstowej (wartości sił w kN i pochylenia w mm/m).

W pierwszej fazie eksploatacji rozszerzonej wersji systemu monitoringu, tj. na etapie eksperymentów i zbierania doświadczeń wynikających z pomiarów poziomicą i obserwacji położenia pomostu oraz ułożenia lin nośnych wewnątrz szybu stwierdzono, że taka forma jest właściwa i użyteczna.

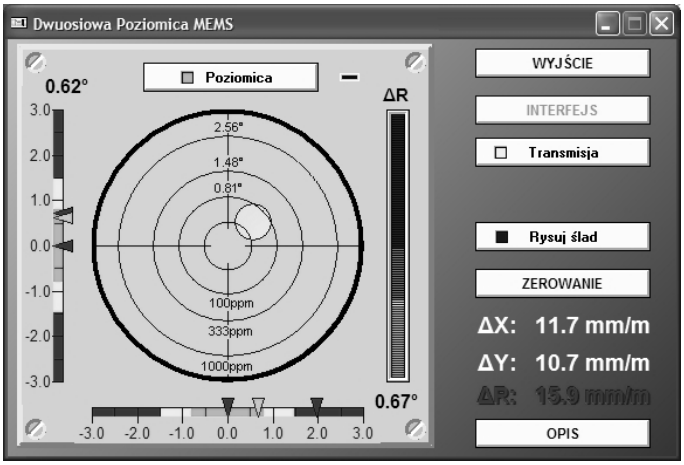
Gdy znane są relacje pomiędzy wynikami pomiaru poziomicą i przemieszczaniem pomostu oraz ustawianiem go w położeniu roboczym (rozpieraniem o obudowę szybu), wizualizacja położenia na pomoście nabiera innego znaczenia. Staje się bardzo użyteczna i szczególnie ważna przy pionizacji pomostu w trakcie rozpierania go o obudowę szybu. Ze względu na rozmiary i proporcje pomostu roboczego – ramy napinającej, jest możliwe jego przechylenie przy zapieraniu, pomimo wstępnego wypoziomowania poprzez regulacje naciągu lin nośnych. Wydaje się więc konieczne zobrazowanie położenia poziom–pion na obu podestach, na których zabudowane są rozpory hydrauliczne.

Trzy kondygnacje (około 10 metrów) to dostatecznie dużo, aby przekazywanie informacji o położeniu podestów głosem było mało skuteczne. Ponadto, obraz często wart jest tysiąca słów… Konkluzja wydaje się być jednoznaczna – dla potrzeb łatwego i precyzyjnego pionowania wiszącego pomostu w położeniu roboczym należy przewidzieć interfejs wizualny poziomicy elektronicznej zarówno na górnym, jak i na dolnym podeście.

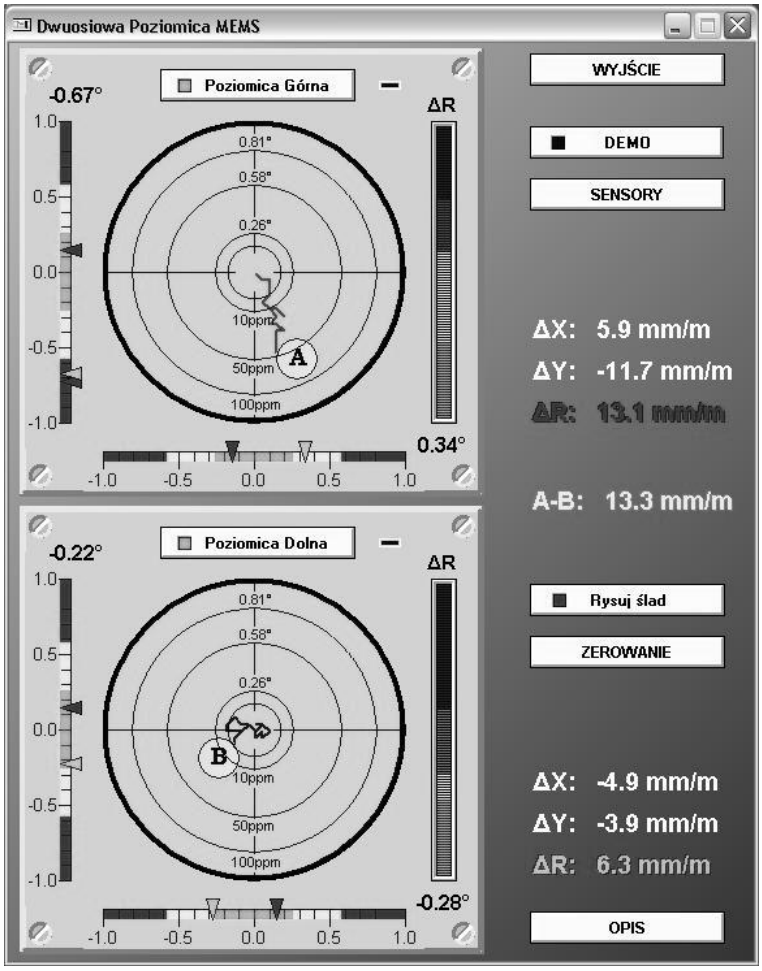
Z teoretycznych analiz i wyliczeń geometrii pomostu wynika, że przydatna będzie zwiększona precyzja pomiaru odchylenia od pionu, a także możliwość odczytu wzajemnego ustawienia pomostów górnego i dolnego względem siebie (różnica pochyleń).



Rys.3. Wizualizacja pomiaru sił w linach [4]



Rys.4. Wizualizacja poziomowania wiszącego pomostu roboczego [4]



Rys.5. Wizualizacja poziomowania i pionowania podestów wiszącego pomostu

Wiszący pomost jest bardzo sztywną konstrukcją. Jednak fakt, że ma on formę kraty bez wykrzyżowań (zastrzałów) i jest rozpierany o obudowę szybu siłownikami hydraulicznymi o dużej sile, może spowodować, że w trakcie normalnej eksploatacji konstrukcja jego może być deformowana (przeginana) w obszarze odkształceń sprężystych, w zakresie możliwym do zmierzenia i zobrazowania poziomicą różnicową.

Poprzez precyzyjny pomiar pozycji w trakcie stabilizowania (rozpierania) platformy możliwe jest skorygowanie ustawienia pomostu w zakresie dokładności niemożliwej lub zbyt pracochłonnej do osiągnięcia poprzez manipulowanie wciągarkami wolnobieżnymi. Optymalnym rozwiązaniem będzie przenośny komputer – tablet graficzny, na którym będzie wyświetlany obraz z poziomic różnicowych. Obsługa wyposażona w taki komputer może realizo-

wać zapieranie pomostu o obudowę szybu, obserwując jednocześnie położenie jego konstrukcji i wzajemne ustawienie górnego i dolnego podestu w trakcie całej operacji. Zapewnienie komunikacji z czujnikami poziomicy odbywać się będzie bezprzewodowo, za pośrednictwem radiowego łącza Ethernet. Wieloantenowy router Wi-Fi zapewni właściwy poziom sygnału radiowego na wszystkich podestach wiszącego pomostu, a tym samym, umożliwi obserwację położenia podestu i całego pomostu w każdym miejscu pracy obsługi.

Rys.6. Tablet XT-100 z aplikacją poziomicy różnicowej do ustawiania pomostu roboczego

4. Wizualizacja

Realizacja systemu ciągłego monitoringu sił w linach nośnych zawieszenia wiszących pomostów roboczych jest narzędziem do diagnozowania stanu obciążenia poszczególnych lin i została szczegółowo przedstawiona w publikacjach [1, 2 i 3]. Wizualizacja na monitorze ekranowym obrazuje rozkład obciążenia i pozwala na działania zmierzające do uzyskania określonego i wymaganego względami bezpieczeństwa położenia pomostu wiszącego w świetle szybu. Wizualizacja umożliwia kontrolowany naciąg lin prowadniczo-nośnych. Ważnym elementem wizualizacji jest fakt, że przebiega ona na monitorach zabudowanych bezpośrednio na stanowisku operatora wciągarek wolnobieżnych oraz na stanowisku sygnalisty zlokalizowanym na górnym podeście wiszącego pomostu roboczego.

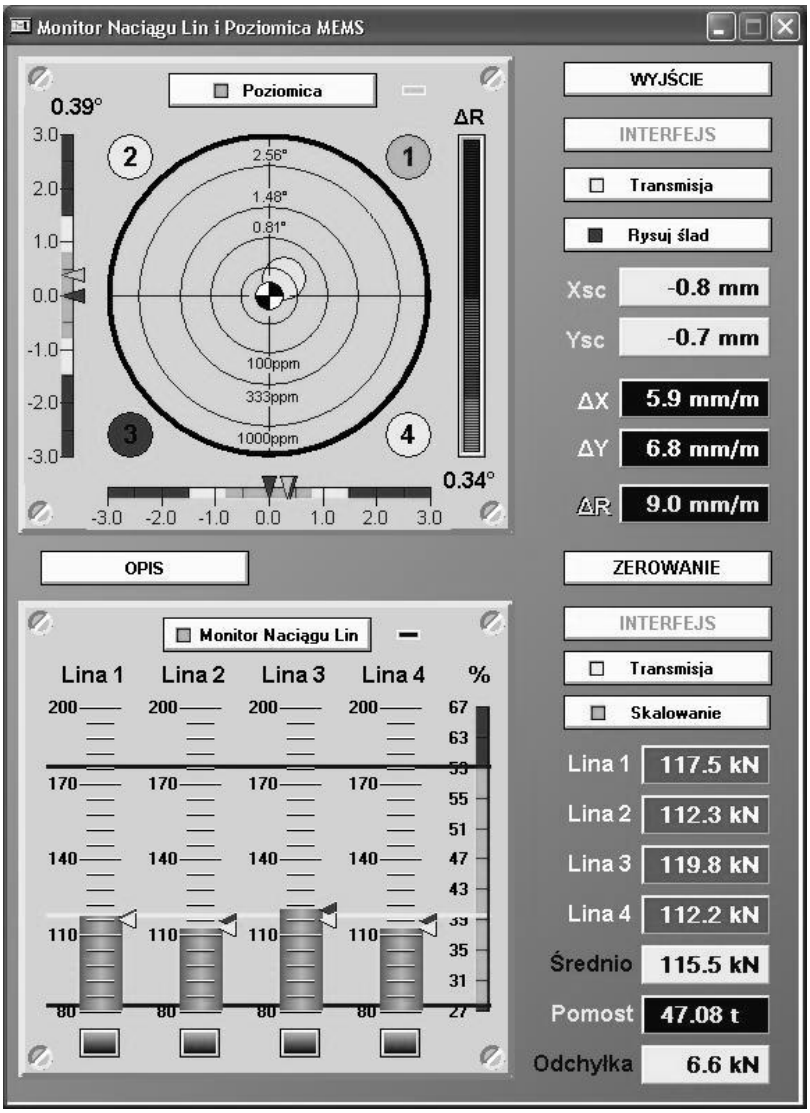
Projekt: „Monitoring kontroli naciągu lin prowadniczo-nośnych, projekt 09120.III.4.3-51.4" [4] (kwiecień 2011), zakładał niezależne funkcjonowanie systemu pomiaru sił i poziomicy elektronicznej. Według tej wersji projektu technicznego, układ pomiarowy poziomicy – czujnik pochylenia, będzie zainstalowany w konstrukcji dolnego podestu. Wizualizacja położenia wiszącego pomostu roboczego w szybie będzie zobrazowana na tych samych monitorach ekranowych.

Innym, zdecydowanie ważniejszym i bardziej skomplikowanym zagadnieniem jest zapewnienie optymalnej formy informacji o położeniu pomostu (poziomowanie) w powiązaniu z informacją o siłach występujących aktualnie w linach zawieszenia. Ta informacja będzie potrzebna maszyniście do precyzyjnego operowania napędami wciągarek wolnobieżnych. Można, w najprostszym przypadku, pokazać na ekranie monitora kontrolnego obrazy z obu aplikacji: pomiaru naciągu lin nośnych i poziomicy elektronicznej. Istnieje jednak realna obawa o użyteczność takiej formy prezentacji wyników pomiarów i poziom stresu, jaki może generować trudność interpretacji relacji wysokości słupków z położeniem „bąbelka" poziomicy.

Z doświadczeń eksploatacyjnych wizualizacji kontroli naciągu lin nośnych wynika, że natłok informacji powoduje trudność podejmowania decyzji, którą linę należy wydłużyć lub którą linę skrócić. Fakt ten spowodował potrzebę modernizacji układu i aplikacji wizualizującej tak, aby doprowadzić do przekazywania takiej liczby informacji, która umożliwia intuicyjne korygowanie naciągu lin nośnych zawieszenia wiszącego pomostu roboczego.

Eksperymenty przeprowadzone na modelu rozszerzonego systemu (czerwiec-lipiec'2011) potwierdziły te spostrzeżenie. Doprowadziły do jeszcze jednej bardzo istotnej konkluzji. Podobnie jak wyłączny pomiar sił w linach nie wystarczał do zapewnienia właściwego położenia pomostu (poziom/pion), tak samo skupienie się tylko na rezultatach pomiarów z poziomicy nie gwarantowało zachowania prawidłowych proporcji sił w poszczególnych linach. W skrajnych sytuacjach, przy słabo wytrenowanej obsłudze, może to doprowadzić do występowania przypadków skrajnego rozbilansowania sił w linach, prowokując przeciążenie niektórych par lin, w relacji do pozostałych, ponad dopuszczone przepisami różnice, przy jednoczesnym prawidłowym wypoziomowaniu pomostu.

Konieczne jest więc opracowanie zintegrowanego systemu pomiarowo-wizualizującego, w którym zapewnione będzie połączenie odczytów wielkości sił w linach z obrazem poziomicy na przykład w formie takiej, jak na rysunku 7. Odpowiednia obróbka numeryczna dostępnych wyników pomiaru pozwoliła dodatkowo na wskazanie tak istotnej informacji, jak położenie poziome środka ciężkości platformy, całkowite odchylenie płaszczyzny pomostu od poziomu, ze wskazaniem wartości i kierunku odchylenia, oraz poziom niezrównoważenia sił w linach zawieszenia pomostu.



Rys.7. Proponowana wizualizacja poziomowania i pionowania wiszącego pomostu w powiązaniu z obrazowaniem zmian naciągu lin

Część wyników jest obrazem stanu fizycznego obiektu oddalonego, w przypadku rzeczywistego szybu, o kilkaset metrów od miejsca wykorzystania rezultatów pomiaru. Wielkość sił w poszczególnych linach, całkowita masa pomostu, położenie środka ciężkości, odchylenie pomostu od poziomu w osi podłużnej i poprzecznej obrazują rzeczywistość.

Pozostałe wyniki obliczeń i prezentacji (wizualizacji) stanowią materiał wyjściowy do decyzji – jak sterować wciągarkami, aby osiągnąć zamierzone położenie pomostu i rozkład sił. Wyniki obliczeń pochylenia całkowitego i od-

chyłki sił w linach od wartości średniej stanowią jednocześnie miarę jakości ustawienia pomostu. Mogą być wykorzystane w zbudowaniu kryterium optymalizacji w systemie automatycznego sterowania położeniem pomostu roboczego.

Właściwe zorientowanie czujnika poziomicy względem punktów zamocowania lin nośnych pozwala na bezpośrednie i jednoznaczne powiązanie naprężeń w linach z ruchem wskaźnika poziomicy.

5. Właściwości regulacyjne układu wielolinowego zawieszenia pomostu

Teoretycznie wstępnie wypoziomowany pomost powinien zachowywać niezmienione ustawienie względem osi szybu. Doświadczenie ruchowe pokazuje, że pomimo synchronizacji napędów wciągarek wolnobieżnych, przy przemieszczaniu pomostu nie jest to możliwe. Przemieszczaniu pomostu towarzyszą zmiany jego ustawienia względem płaszczyzny prostopadłej do osi szybu. Analiza zjawiska wskazuje jako główną przyczynę zmienny rozkład obciążeń lin. Wynikowy brak wypoziomowania jest skutkiem zróżnicowania parametrów lin, zmienności tych parametrów w funkcji długości lin, braku zrównoważenia rozmieszczenia mas konstrukcji pomostu i jego wyposażenia względem osi szybu oraz zjawisk zachodzących na styku bęben linowy – lina, jako skutek przemieszczenia liny w kierunku pomostu w stosunku do pozostałych lin.

Teoretycznie, pionowanie i poziomowanie pomostu roboczego można prowadzić podejmując dwojakiego rodzaju działania: poprzez likwidację przyczyn nierównomiernego rozkładu obciążeń lub poprzez likwidację ich skutków. W praktyce wykorzystuje się obie metody.

Likwidacja przyczyn jest ograniczona do doboru jednakowej długości lin oraz poprawnego i ciasnego ich nawinięcia na bęben wciągarki tj. z wstępnym naciągiem oraz ciasnym ułożeniem poszczególnych zwojów na bębnie. Doświadczenia eksploatacyjne stosowania tych zabiegów są dobre - średnice poszczególnych warstw na wszystkich wciągarkach są w praktyce identyczne.

Drugą możliwością, która jest praktycznie wykorzystywaną dla wyrównania obciążeń, jest zmiana długości poszczególnych lin, realizowana poprzez indywidualne odwinięcie lub nawinięcie lin na bębny wciągarek wolnobieżnych. Dla prawidłowego wykonania tego zabiegu konieczne jest określone kolejności, wielkości i kierunku zmiany długości każdej z lin. Doświadczenie eksploatacyjne pokazuje, że jest to zadanie trudne i powodujące znaczący stres, występujący nawet u doświadczonych pracowników, dobrze wyszkolonych w obsłudze wciągarek.

Aktualnie eksploatowane wciągarki przystosowane są do indywidualnego sterowania ręcznego. Mają także tryb zdalnego sterowania w pracy synchronicznej, w której operator może jednocześnie sterować ruchem kilku sprzężonych wciągarek. Tą metodą jest realizowany ruch pionowy pomostu roboczego. Wcią-

garki nie są jednak przystosowane do indywidualnego sterowania zewnętrznego, w trybie umożliwiającym bieżącą kontrolę ruchu postępowego pomostu, z jednoczesną kontrolą położenia pomostu (sterowanie zależne niesynchroniczne). To ograniczenie skłoniło autorów do skoncentrowania się na systemie wspomagania decyzji przy ręcznym sterowaniu pracą zespołu wciągarek. W przewidywanym reżimie pracy operator wciągarek po zluzowaniu pomostu (odblokowanie siłowników zapierających pomost o obudowę szybu) dokonuje korekty położenia poziomego pomostu i zrównoważenia sił w linach. Następnie, po przełączeniu sterowania wciągarek na pracę synchroniczną, przemieszcza pomost w pionie w wymaganym zakresie. Po osiągnięciu położenia docelowego ponownie koryguje ustawienie pomostu w poziomie i pionie. Dla uzyskania określonego położenia roboczego pomostu wiszącego, podesty powinny być ustawione poziomo, a sam wiszący pomost roboczy powinien znajdować się w osi szybu. Przy takim położeniu pomost powinien być stabilizowany poprzez rozparcie jego konstrukcji o obudowę szybu, za pomocą rozpór hydraulicznych.

6. System wspomagania decyzji dla operatora wciągarek wolnobieżnych

Przy tworzeniu matematycznego modelu pozycjonowania pomostu roboczego wewnątrz drążonego szybu przyjęto kilka założeń upraszczających. Z wymiarów i proporcji geometrycznych platformy roboczej, w relacji do średnicy wewnętrznej szybu i aktualnego zagłębienia przyjęto, że pomost jest sztywną tarczą o masie skupionej w środku ciężkości.

Ciężar pomostu wywołuje momenty sił na zaczepach lin rozłożone, według znanych z pomiarów sił proporcji, na poszczególne liny. W stanie ustalonym (pomost w bezruchu) momenty te są równoważone przez siły występujące w punktach zaczepienia lin. Pod wpływem naprężeń spowodowanych ciężarem pomostu i ciężarem własnym lin, ulegają one rozciągnięciu w sposób uzależniony od ich aktualnej długości roboczej i indywidualnego współczynnika sprężystości.

Niejednakowe obciążenie lin oraz ich nierówne wydłużenie powoduje przechylenie pomostu. Wielkość tego przechyłu jest mierzona z wystarczającą dokładnością przez poziomicę elektroniczną. Przechył pomostu jest traktowany jak złożony obrót wokół trzech osi w układzie współrzędnych XYZ. Ponieważ akcelerometr reaguje na położenie wektora grawitacji w przestrzeni, musimy dokonać stosownej konwersji układu współrzędnych. Po przekonwertowaniu położenia pomostu do układu odniesienia, związanego z pionem grawitacyjnym, uzyskujemy trzy kąty względne obrotu α_x, β_y, γ_z. Obrót wokół osi Z (pion) zaniedbujemy, przyjmując $\gamma_z = 0$. Na tej podstawie możemy wyznaczyć macierz obrotu R i wyznaczyć położenie zawiesi (końców lin) w przestrzeni X,-Y,-Z w stanie równowagi.

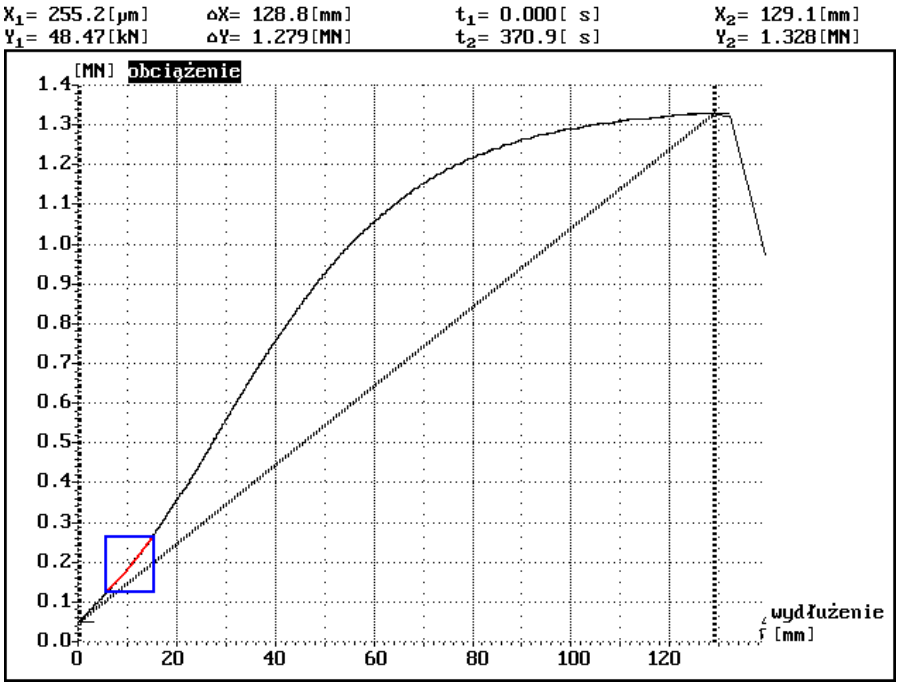
Model matematyczny w środowisku Matlab/Simulink został stworzony dla układu czterolinowego, ale nie ma istotnych ograniczeń dla rozwinięcia go do

modelu ośmiolinowego (przypadek SW-4). Parametrami modelu, oprócz wielkości sił i pochyleń, są wymiary pomostu (współrzędne punktów zaczepienia lin), długości lin i ich współczynniki sprężystości.

W trakcie budowy i ewaluacji modelu matematycznego ustalenie współczynników sprężystości lin nastręczyło spore problemy.

W oryginalnym rozwiązaniu, w szybie SW-4, zastosowano liny nośne i prowadniczo-nośne o konstrukcji WS 6x36+A_0 i średnicy 44 mm. Dzięki uprzejmości Prezesa Zarządu firmy Autorytet sp. z o.o. autorom udało się uzyskać dostęp do informacji zawartych w protokołach z badania (zrywania) tych lin.

Analiza protokołów doprowadziła do poniższych wniosków. Lina w układzie zawieszenia pomostu roboczego przez cały okres drążenia szybu jest wydłużana (odwijana z bębna wciągarki). Skracanie liny następuje tylko w okresie bezpośrednio poprzedzającym strzał, w którym pomost jest podnoszony o około 40 m. Bezpośrednio po tym pomost wraca do położenia sprzed strzału, aby następnie podążać dalej w dół. Lina na odcinku już pracującym w pionie jest rozciągnięta w sposób stabilny. Dodawany odcinek stanowi aktualnie około 0,5% długości już pracującej. Można z dobrym przybliżeniem założyć, że nowo odwinięty odcinek nie wpływa istotnie na parametry sprężystości całej liny.



Rys.8. Użyteczny zakres charakterystyki wydłużenia liny pod wpływem naprężeń [11]

Zgodnie z wymaganiami przepisów liny zawsze pracują ze współczynnikiem bezpieczeństwa większym niż 5. Z obliczeń projektowych wynika, że

roboczo te współczynniki, dla zagłębienia w granicach 50% docelowej głębokości szybu, są mniejsze niż 10. Przyjęto założenie, że dobrym wstępnym przybliżeniem współczynników sprężystości lin będą wartości wyznaczone z wykresu z badań zrywania lin, dla przedziału obciążeń pomiędzy 10% a 20% P_c.

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że średnie względne wydłużenie liny pod wpływem obciążenia można opisać następującym równaniem:

– $\varepsilon_{śr} = -1*10^{-5}*F^2 + 0{,}0292*F - 1{,}769$ *mm/m,* gdzie *F* naprężenie liny w [kN],

– $\varepsilon_{max} = -3*10^{-5}*F^2 + 0{,}036*F - 2{,}0583$

– $\varepsilon_{min} = -2*10^{-5}*F^2 + 0{,}028*F - 1{,}7785$

dla lin zastosowanych na SW-4 (według danych z badań z roku 2008).

Przyjęto, że parametry dla każdej z lin są stałe na całej długości roboczej liny. W związku z tym założono, że każda lina jest poddawana obciążeniom rozciągającym, wynikającym z przypadającego na nią ciężaru pomostu (wartość zmierzona przez wkładkę pomiarową) oraz połowy ciężaru własnego liny:

$$F_{Li} = F_i + \tfrac{1}{2} l_{Li} * m_L * g \ [kN]$$

gdzie:

l_L – długość liny w [m],

m – masa 1 metra liny w [kg],

g – przyspieszenie ziemskie.

Nie uwzględnienie w tym miejscu zmiany długości liny (rozciągnięcia pod wpływem naprężeń) i związanej z tym zmiany masy jednostkowej powoduje błąd względny wyznaczenia wielkości naprężeń na poziomie $1*10^{-4}$, który można zaniedbać. Jest to daleko idące uproszczenie, do budowy modelu. Zakłada się, że próby poligonowe pozwolą na dokładniejsze skalibrowanie parametrów modelu, korygując je do wartości rzeczywistych parametrów w realizacji produkcyjnej. Ponadto zakłada się, że proces kalibracji parametrów modelu będzie mógł być wykonany w dowolnej chwili, na podstawie danych historycznych, dzięki czemu uzyska się zdolność adaptacji algorytmu do zmiennych w czasie parametrów lin.

Na podstawie wyżej przedstawionych parametrów zbudowane zostało równanie równowagi pomostu, oraz jego pochodne:

– $f(F_{Li}, l_{Li}, p_{Li}) = 0$ równanie równowagi pomostu,

– $\delta f/\delta F_{Li}$ pochodna równania równowagi pomostu po siłach,

– $\delta f/\delta l_{Li}$ pochodna równania równowagi pomostu po długościach lin,

– $\delta f/\delta p_{AxAy}$ pochodna równania równowagi pomostu po pochyleniach.

Rozwiązanie stosownego układu równań przy zastosowaniu dwóch kryteriów oceny: minimalizacji miary pochylenia pomostu i uzyskania zamierzonej

wielkości odchylenia (niezrównoważenia) sił w linach, koniecznego dla uniknięcia rezonansów mechanicznych, prowadzi do wskazania zależności pomiędzy zmianą długości liny i zmianą położenia pomostu.

Linearyzacja modelu wokół punktu równowagi pozwala na ocenę, jak skrócenie, bądź wydłużenie poszczególnej liny wpływa na przechył pomostu oraz rozkład sił w linach. Informacja ta pozwoliła na stworzenie automatycznego algorytmu decyzyjnego, który doradza operatorowi wyciągarek, w jaki sposób (w jakiej kolejności oraz o ile) skracać/wydłużać poszczególny liny. Informację tą przekazuje system wizualizacji w formie barwy punktu (kółka) reprezentującego linę, umieszczonego obok obrazu poziomicy bąbelkowej. Przyjęto konwencję barw tęczy. Kolor zielony oznacza prawidłową dlugość liny nie wymagajacą korekty. Barwy w kierunku czerwieni (żółty, pomarańczowy, czerwony) wskazują wielkość skrócenia liny. Barwy w kierunku fioletu (błękitny, niebieski, fioletowy) wskazują wielkość wydłużenia liny.

Eksperymenty na modelu wskazują na czytelność i jednoznaczność takiego schematu przekazu informacji. Tym niemniej, konieczna będzie weryfikacja przyjętych założeń w warunkach eksploatacji produkcyjnej.

7. Kalibrowanie elementów pomiarowych

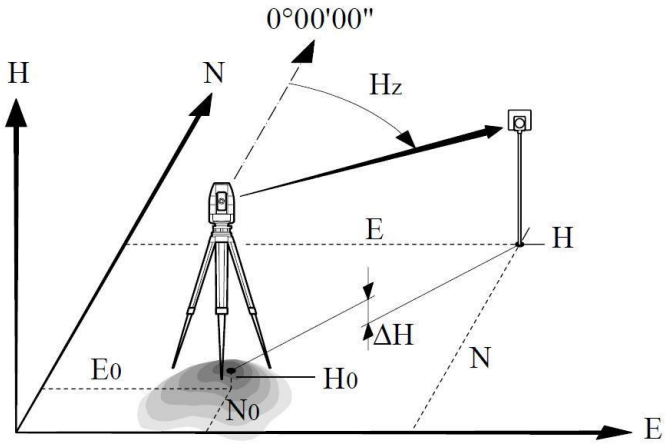
Kolejne, bardzo istotne zagadnienie to kalibracja wkładek pomiarowych sił oraz poziomicy. Wkładki pomiarowe sił należy kalibrować przed zabudową ich na pomoście. Natomiast kalibracja poziomicy odbywać się będzie po zabudowie na pomoście, czyli nastąpi zgranie ustawienia czujnika równolegle względem płaszczyzny pomostu oraz zorientowanie go tak, aby jego osie (X, Y) pokryły się z umownymi osiami pomostu – podłużną i poprzeczną.

Możliwe są dwa podejścia do zagadnienia. Pierwsze stosunkowo proste, bo niewymagające dodatkowego oprzyrządowania, wykorzystuje wbudowany w poziomicę mechanizm kalibracji. Poprzez zwarcie zacisków kalibracji, w chwili załączenia zasilania, poziomica jest wprowadzana w tryb kalibracji. W tym stanie sygnalizuje osiągnięcie położenia poziomego przez czujnik w zakresie odchyleń ±0,05° od poziomu w obu osiach. Po umocowaniu obudowy czujnika poziomicy w przewidzianym miejscu instalacji i ustawieniu jej równolegle do osi podłużnej i poprzecznej platformy, z błędem nie większym niż ±0,1°, przystępujemy do kalibracji czujnika. Ustawiamy pomost poziomo, wprowadzamy poziomicę w tryb kalibracji i regulując zamocowania płytki czujnika, wypoziomujemy go do osiągnięcia odchyleń w przedziale ±0,05° (sygnalizacja świetlna położenia względem osi podłużnej i poprzecznej).

Procedura, chociaż prosta, ma jeden mankament – ustawienie powierzchni pomostu wiszącego w szybie dokładnie poziomo poprzez manipulowanie wciągarkami wolnobieżnymi może być trudne i bardzo pracochłonne. Kalibrowanie przy innym ustawieniu pomostu nie ma większego sensu, bo nie możemy wykorzystać sygnału odniesienia (wypoziomowania) z czujnika poziomicy.

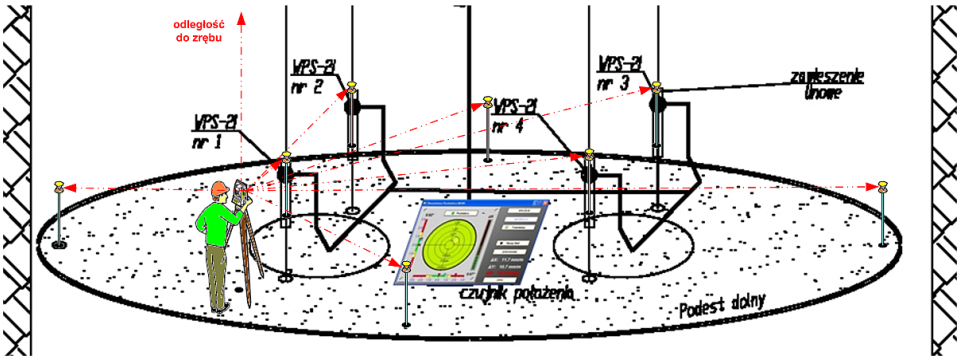
Jeżeli ustalimy poziomość czujnika przy odchylonym pomoście, godzimy się na stały błąd wskazań poziomicy, wynikający z offsetu (różnicy ustawień).

Druga metoda jest bardziej skomplikowana, ale gwarantuje poprawne ustawienie i zorientowanie poziomicy względem pomostu, przy założeniu, że potrafimy ustawić pomost z odchyleniem od poziomu mniejszym niż ±3°. Do kalibracji poziomicy wykorzystujemy pomiary wykonane metodą geodezyjną, określenia położenia i wysokości punktu w przestrzeni, których ideę obrazuje rysunek poniżej.



Rys.9. Schemat pomiaru geodezyjnego

Ustawiamy i stabilizujemy pomost z pochyleniem nie większym niż ±3°. Po wybraniu dowolnego, dogodnego miejsca na pomoście (punkt „0") i zorientowaniu instrumentu geodezyjnego (tachimetru) mierzymy współrzędne kartezjańskie (Ni, Ei, Hi) punktów pokazanych na poniższym rysunku. Przy tej samej okazji powinien zostać wykonany pomiar długości roboczej lin zawieszenia pomostu, poprzez zmierzenie odległości od zrębu szybu do kielicha (kielichów) zawieszenia linowego.



Rys.10. Schemat pomiarów do kalibracji poziomicy na pomoście

Z obliczeń wyznaczamy teoretyczne osie X i Y i punkt centralny pomostu, przyjmując za bazę punkty zakotwiczenia lin nośnych. Następnie określamy pochylenie pomostu w obu osiach z dokładnością nie mniejszą niż 0,1 mm/m. Instalujemy czujnik poziomicy i pozycjonujemy go mechanicznie tak, aby wskazania odchylenia „bąbelka" poziomicy (pochylenia) pokryły się, co do kierunku i wartości, ze zmierzonymi metoda geodezyjną i wyliczonymi wartościami pochylenia pomostu. Na tym procedura kalibracji się kończy.

Metoda ta, chociaż wydaje się być bardziej skomplikowana wykonawczo i obliczeniowo, jest łatwiejsza w realizacji, gdyż nie wymaga wstępnego wypoziomowania pomostu z tak dużą precyzją, a wskazane pomiary i obliczenia jest w stanie wykonać każdy geodeta. Mogą być powtarzane okresowo, w celach kontrolnych.

8. Podsumowanie

System ciągłego monitorowania pionowania i poziomowania wiszących pomostów roboczych w połączeniu z systemem ciągłego monitorowania sił w linach nośnych ich zawieszenia, jest nieodzowny w diagnostyce prawidłowego położenia pomostów i obciążenia ich zawieszenia.

Wykorzystanie systemu wspomagania decyzji, wbudowanego w system wizualizacji pomiarów, w istotny sposób ułatwia realizacje zadań związanych z poziomowaniem i pionowaniem pomostu. Zweryfikowany na modelu zabieg pionowania i poziomowania wykonywany z wykorzystaniem kontrolowanej korekty długości poszczególnych lin, na podstawie wizualizacji poziomicy bąbelkowej i wskaźników przemieszczania lin, zapewnia dużą dokładność i precyzję ustawienia pomostu.

W oparciu o doświadczenia zebrane w trakcie budowy modelu układu sterowania i wspomagania decyzji, możliwe jest stworzenie komputerowego symulatora stanowiska obsługi wciągarek wolnobieżnych, przydatnego do bezpiecznego i taniego szkolenia obsługi takiego sprzętu.

Dla stworzenia systemu automatycznego poziomowania pomostu konieczna jest współpraca z producentem wciągarek wolnobieżnych (MWM Elektro sp. z o.o.), w celu uzyskania stosownej modyfikacji napędu wciągarek, w sposób umożliwiający ich indywidualne, automatyczne zdalne sterowanie, z zachowaniem wszelkich reżimów bezpieczeństwa.

Dalsze prace rozwojowe systemu uwarunkowane są zainteresowaniem potencjalnych użytkowników w finansowaniu prac rozwojowych, badań przedwdrożeniowych i prac wdrożeniowych.

Literatura

1. CPM CUPRUM–PROJEKT we Wrocławiu, Technologia kontroli naciągu lin nośnych trójpodestowego pomostu roboczego. Projekt 4044.II.4.24-51.0, Wrocław 2008.
2. Zygmunt A., Twardak E.: Bezpośredni pomiar sił w nowej technologii monitoringu naciągu lin nośnych i prowadniczo-nośnych wiszących pomostów roboczych w głębionych szybach, jako skuteczna metoda zapewnienia właściwego rozkładu sił w poszczególnych linach.
3. Twardak E.: Wizualizacja kontroli naciągu lin nośnych i prowadniczo-nośnych wiszących pomostów roboczych na przykładzie głębionego szybu SW-4 zlokalizowanego w KGHM „Polska Miedź" S.A. Lubin.
4. CPM CUPRUM–PROJEKT we Wrocławiu, Monitoring kontroli naciągu lin prowadniczo-nośnych. Projekt 09120.III.4.3-51.4, Wrocław 2011.
5. ST Microelectronic: LIS3LV02DL MEMS inertial sensor 3-axis - ±2g/±6g digital output low voltage linear accelerometer http://www.st.com/stonline/books/pdf/docs/12094.pdf
6. Majewski A.: Poziomica elektroniczna dla budujących i serwisujących wagi samochodowe, zbiornikowe i inne wagi przemysłowe, http://www.majewskiandrzej.pl/projekty/poziomica-wagarska
7. Majewski A.J.: Poziomica elektroniczna MEMS http://www.majewskiandrzej.pl/projekty/poziomica-mems
8. Majewski A.J.: Dwuosiowa poziomica elektroniczna "bull eye". http://www.majewskiandrzej.pl/2010/07/dwuosiowa-poziomica-elektroniczna-bull-eye
9. Majewski A.J.: (PDF) Instrukcja obsługi: Poziomica z interfejsem graficznym http://www.majewskiandrzej.pl/wp-content/uploads/2010/09/Poziomica-wagarska-instrukcja-obs%C5%82ugi.pdf
10. Twardak E., Majewski A.J., Przyborowski A.: Monitoring pionowania i poziomowania wiszących pomostów roboczych, jako skuteczna metoda zapewnienia właściwej lokalizacji pomostu w czasie głębienia szybu. Materiały III Międzynarodowa Konferencja CBiDGP'2011, Ustroń: „Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego".
11. Zespół Rzeczoznawców Urządzeń Technicznych „AUTORYTET" spółka z o.o.: Protokół nr 22/08/R/R ze zrywania w całości liny 44 6x36 WS–NFC 1770 B sZ. Data próby: 11.03.2008 r., Lina wykonane dla: Przedsiębiorstwo Budowy Kopalń „PeBeKa" S.A.

Problemy dynamiczne w eksploatacji naczyń wydobywczych górniczych urządzeń wyciągowych

Stanisław Wolny – Akademia Górniczo-Hutnicza, **Zbigniew Łowkis** – KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Rudna" w Polkowicach

1. Wstęp

Naczynie wydobywcze (klatka, skip) górniczego urządzenia wyciągowego jest przestrzenną konstrukcją składającą się z elementów belkowych, tarczowych i płytowych, które mają złożoną konfigurację brzegu zewnętrznego, a ponadto posiadają różnego rodzaju wykroje, przeważnie kołowe (trzon główny, głowica, rama dolna), służące do zamocowania między innymi zawieszeń oraz elementów prowadzenia. Rozwiązanie problemu polegające na ustaleniu rozkładu naprężeń oraz współczynników koncentracji w tych elementach, stanowi skomplikowane zadanie teorii sprężystości, gdy tymczasem zgodnie z obowiązującymi przepisami górniczymi wymiarowanie elementów naczynia przeprowadza się metodą naprężeń dopuszczalnych z uwzględnieniem maksymalnego ruchowego obciążenia statycznego.

Aby stało się możliwe stosowanie metod elementów skończonych i stanów granicznych do wymiarowania i oceny bezpieczeństwa tych konstrukcji, a metod wytrzymałości zmęczeniowej do określenia czasu ich bezpiecznej eksploatacji, niezbędnym jest, między innymi, wyznaczenie rzeczywistych obciążeń elementów górniczych urządzenia wyciągowego dla wszystkich możliwych faz pracy układu. Rzeczywiste wartości obciążeń elementów górniczego urządzenia wyciągowego uzyskano po przeprowadzeniu analizy dynamicznej pracy układu w czasie jego normalnej eksploatacji.

2. Obciążenia dynamiczne naczynia wydobywczego w warunkach normalnej eksploatacji

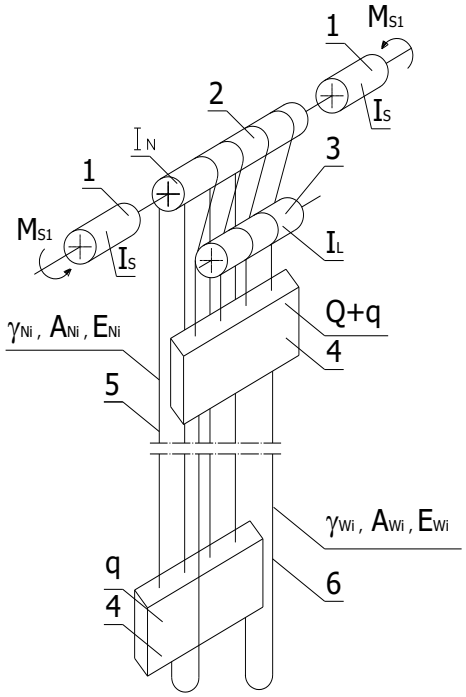
2.1. Obciążenia zawieszeń naczynia oraz lin wyrównawczych dla przypadku rozruchu oraz hamowania naczynia

Maksymalne obciążenie zawieszeń naczyń oraz lin wyrównawczych podczas normalnej eksploatacji układu, ma miejsce w przypadku nieustalonych faz pracy urządzenia, tj. w przypadku rozruchu pełnego naczynia z podszybia, jak również podczas hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do nadszybia [3]. Mając zatem na uwadze wyznaczenie maksymalnych obciążeń zawieszeń naczyń i lin wyrównawczych, rozważania teoretyczne w zakresie analizy dynamicznej ograniczono do tych faz pracy urządzenia w warunkach normalnej eksploatacji układu.

Natomiast próbę określenia sił wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia szybu, przeprowadzono w oparciu o wykonaną analizę dynamiczną dla przypadku jazdy naczynia z ustaloną prędkością V_0 przy uwzględnieniu nierówności ciągów prowadniczych.

2.2. Model dynamiczny urządzenia wyciągowego

Z uwagi na powszechność stosowania obecnie maszyn wyciągowych wieżowych z kołami kierującymi, dalsze rozważania ograniczono do urządzenia wyciągowego, typowego w naszych warunkach, którego schemat przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Schemat urządzenia wyciągowego

W układzie fizycznym przedstawionego wyciągu występują:

1) wolnoobrotowe silniki prądu stałego, których moment bezwładności tworników wynosi I_s,
2) wielolinowe koło pędne o średnicy D i momencie bezwładności I_N,
3) zespół kół odchylających o momencie bezwładności I_L,
4) naczynia skipowe o masie q i ładowności Q, z których górne jest załadowane,
5) gałęzie równoległe ułożonych lin nośnych o gęstości liniowej γ_N i sztywności na rozciąganie $A_N E_N$,
6) gałęzie równoległe ułożonych lin wyrównawczych o gęstości liniowej γ_W i sztywności na rozciąganie $A_W E_W$.

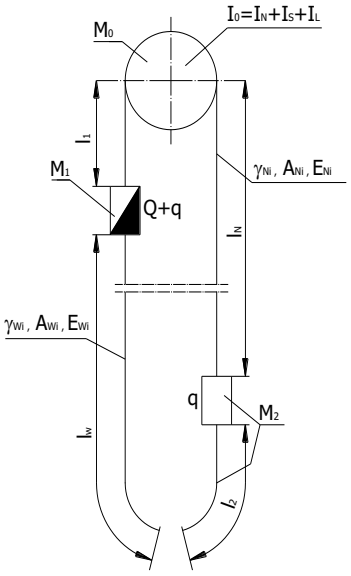
Wirniki silników połączone krótkimi sztywnymi wałami z kołem pędnym poruszają się ruchem obrotowym. Ruchem obrotowym poruszają się ponadto odcinki lin nośnych, przylegające w danej chwili do koła pędnego na łuku równym połowie obwodu koła. Naczynia skipowe oraz gałęzie lin nośnych i wyrównawczych poruszają się ruchem postępowym.

Ograniczając się do najbardziej interesującego dla praktyki ruchowej przypadku położenia naczyń skipowych, jak na rysunku 1, gdy jedno z nich znajduje się w okolicy nadszybia, a drugie w okolicy podszybia (rozruch z podszybia, hamowanie przy dojeździe do nadszybia) wyciąg będzie można zastąpić modelem jak na rysunku 2.

W przyjętym modelu:

$$M_0 = \frac{G_0}{g}, M_i = \frac{1}{g}(G_i + q_i \cdot l_i)(i = 1,2)$$

gdzie: G_1,G_2,G_0 – ciężary naczyń i ciężar zredukowany części wirujących wyciągu, łącznie z kołami kierującymi. Masy krótkich odcinków lin 1_1 (między naczyniem górnym a kołem pędnym) i 1_2 (pod naczyniem dolnym do nawrotu w rząpiu) wliczono w całości do naczyń.



Rys.2. Model urządzenia wyciągowego

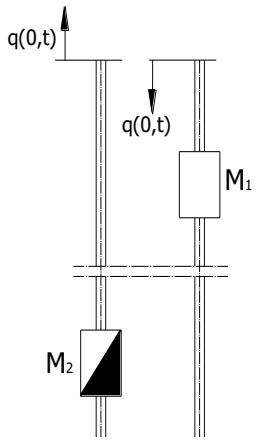
W modelu według rysunku 2 poczyniono następujące uproszczenia:

– koło pędne, koła linowe i tworniki silników elektrycznych potraktowano jako jedną masę sztywną o momencie bezwładności $I_0 = I_L + I_N + I_S$, ze względu na dużą sztywność na skręcanie i małą długość wału napędowego na podstawie rozważań zawartych w [3],

- oba naczynia potraktowano jako sztywne,
- pominięto tłumienie wewnętrzne w linach z uwagi na krótki czas trwania procesu,
- przez pętle liny wyrównawczej na nawrocie nie są przenoszone drgania z jednej strony na drugą, co pozwala na rozdzielenie zamkniętego układu mas modelu (z rysunku 2) w tym miejscu.

3. Obciążenia lin nośnych urządzenia wyciągowego dla przypadku rozruchu

Zagadnienie zasygnalizowane w punkcie 2 ulega znacznemu uproszczeniu, jeżeli zostanie założona funkcja prędkości jednego końca liny, w tym przypadku – masy M_0 (rys. 2). Układ z rysunku 2 rozpada się wtedy na dwa niezależne, jak na rysunku 3. Istnieją powody do przyjęcia takiego uproszczenia oparte na doświadczeniu [3]. Nowoczesne urządzenia wyciągowe posiadają z reguły napędy o dużej mocy i sztywnych charakterystykach i są w stanie podtrzymać prędkości według z góry założonego wykresu jazdy.



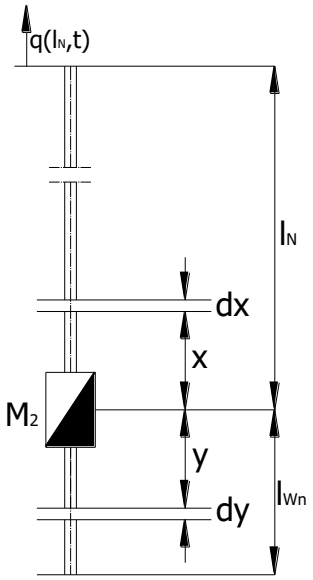
Rys.3. Rozdział modelu wyciągu na dwa niezależne układy w przypadku zadanej prędkości koła pędnego

Dla przypadku podnoszenia masy M_2 (pełne naczynie) z dolnego skrajnego położenia, rozpatrzymy więc model układu jak na rysunku 4. Funkcję opisującą przemieszczenie górnego końca liny nośnej (przemieszczenie obwodowe koła pędnego) oznaczymy przez $q_{(t)}$.

Wyznaczenie przemieszczeń i odkształceń przekrojów poprzecznych lin nośnych i wyrównawczych od momentu rozpoczęcia procesu podnoszenia pełnego naczynia z podszybia sprowadza się do rozwiązania równań [1, 4, 5, 6]:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} - a_N^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial t^2} - a_W^2 \frac{\partial^2 v(y,t)}{\partial y^2} = 0 \tag{2}$$



Rys.4. Model wyciągu z zadaną funkcją prędkości górnego końca liny

Przy następujących warunkach brzegowych:

$$x = 0;\ M_2 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = A_N E_N \frac{\partial u}{\partial x} - A_W E_W \frac{\partial v}{\partial y} \tag{3a}$$

$$x = l_N;\ u(x,t) = q_{(t)} \tag{3b}$$

$$y = 0;\ u(x = 0,t) = v(y = 0,t) \tag{3c}$$

$$y = l_{Wr};\ \frac{\partial v(y,t)}{\partial y} = 0 \tag{3d}$$

oraz zerowych warunkach początkowych,

gdzie:

$u(x,t)$, $v(y,t)$ – przemieszczenia dowolnych przekrojów poprzecznych lin (nośnych i wyrównawczych) oddalonych (dla $t = 0$) o x, y od nieruchomych układów współrzędnych związanych z masą M_2 ; przemieszczenia te są liczone w nieruchomych układach współrzędnych, których początki w chwili $t = 0$ pokrywają się z masą M_2,

l_N – długość lin nośnych,

l_{Wr} – długość lin wyrównawczych podwieszonych do naczynia w jego skrajnym dolnym położeniu,

$A_N E_N$, $A_W E_W$ – sztywność na rozciągnie odpowiednio lin nośnych i wyrównawczych,

a_N, a_W – prędkość rozprzestrzeniania się fali sprężystego odkształcenia odpowiednio w linach nośnych i wyrównawczych,

$q_{(t)}$ – jest znaną funkcją czasu.

Rozwiązania równań (1) i (2) poszukujemy w postaci:

$$u(x,t) = \varphi(t - \frac{x}{a_N}) + \psi(t + \frac{x}{a_N}) \tag{4a}$$

$$v(y,t) = f(t - \frac{y}{a_W}) + g(t + \frac{y}{a_W}) \tag{4b}$$

Rozwiązania równań (1) (2) w postaci ogólnych wzorów analitycznych ma przemieszczenia i naprężenia w różnych przedziałach zmienności *x*, *t* oraz *y*, *t* odpowiednio dla lin nośnych i wyrównawczych zamieszczono w publikacji [5]. Natomiast w tym rozdziale ograniczono się do podania zależności na obciążenie dynamiczne w przekroju poprzecznym lin nośnych w miejscu zamocowania zawieszenia naczynia.

$$S^R_{(x=l_N)} = Q + q + \Delta S_{(x=l_N)} + \frac{\gamma_w}{2} a_1 t^2 \tag{5}$$

gdzie:

$$\Delta S_{(x=l_N)} = A_N E_N \frac{a_1}{a_N}\left(t - \frac{l_N}{a_N}\right)\sigma_0\left(t - \frac{l_N}{a_N}\right) -$$

$$- A_N E_N \frac{a_1}{a_N}\left[\left(t - \frac{l_N}{a_N}\right) - \frac{2}{h_2}u\left(t - \frac{l_N}{a_N}\right) + \frac{2}{h_2}e^{-h_2\left(t - \frac{l_N}{a_N}\right)}\right]\sigma_0\left(t - \frac{l_N}{a_N}\right) +$$

$$+ A_N E_N \frac{a_1}{a_N}\left[\left(t - \frac{3l_N}{a_N}\right) - \frac{4}{h_2}u\left(t - \frac{3l_N}{a_N}\right) + \frac{4}{h_2}e^{-h_2\left(t - \frac{3l_N}{a_N}\right)} + 4\left(t - \frac{3l_N}{a_N}\right)e^{-h_2\left(t - \frac{3l_N}{a_N}\right)}\right]\sigma_0\left(t - \frac{3l_N}{a_N}\right) +$$

$$+ A_N E_N \frac{a_1}{a_N}\left[\begin{array}{l}\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right) - \frac{6}{h_2}u\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right) + \frac{6}{h_2}e^{-h_2\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right)} + 4\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right)e^{-h_2\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right)} + \\ + 4h_2\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right)^2 e^{-h_2\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right)}\end{array}\right]\sigma_0\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right) +$$

$$+ A_N E_N \frac{a_1}{a_N}\left[\left(t - \frac{3l_N}{a_N}\right) - \frac{2}{h_2}u\left(t - \frac{3l_N}{a_N}\right) + \frac{2}{h_2}e^{-h_2\left(t - \frac{3l_N}{a_N}\right)}\right]\sigma_0\left(t - \frac{3l_N}{a_N}\right) +$$

$$+ A_N E_N \frac{a_1}{a_N}\left[\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right) - \frac{4}{h_2}u\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right) + \frac{4}{h_2}e^{-h_2\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right)} + 4\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right)e^{-h_2\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right)}\right]\sigma_0\left(t - \frac{5l_N}{a_N}\right) +$$

$$+ A_N E_N \frac{a_1}{a_N}\left[\begin{array}{l}\left(t - \frac{7l_N}{a_N}\right) - \frac{6}{h_2}u\left(t - \frac{7l_N}{a_N}\right) + \frac{6}{h_2}e^{-h_2\left(t - \frac{7l_N}{a_N}\right)} + 4\left(t - \frac{7l_N}{a_N}\right)e^{-h_2\left(t - \frac{7l_N}{a_N}\right)} + \\ + 4h_2\left(t - \frac{7l_N}{a_N}\right)^2 e^{-h_2\left(t - \frac{7l_N}{a_N}\right)}\end{array}\right]\sigma_0\left(t - \frac{7l_N}{a_N}\right)$$

$$h_2 = \frac{A_N E_N}{M_2 q_N} \tag{5a}$$

gdzie:

$A_N E_N$ – sztywność na rozciąganie lin nośnych,

$M_2=q+Q$ – masa naczynia i podnoszonego ładunku,

a_1 – przyśpieszenie rozruchu,

a_N – prędkość rozprzestrzeniania się fali odkształcenia sprężystego w linach nośnych

l_N – długość lin nośnych (od naczynia do koła pędnego) w chwili rozpoczęcia procesu rozruchu.

Wyniki analizy teoretycznej zostały pozytywnie zweryfikowane eksperymentem na obiekcie rzeczywistym [6] poprzez pomiar obciążenia przenoszonego przez zawieszenie naczynia w analizowanej wyżej fazie urządzenia.

Ponadto, wzory analityczne, będące wynikiem wykonanej analizy dynamicznej, dla przypadku hamowania układu przy dojeździe naczynia do górniczego poziomu załadowczego, z których wyznaczyć można przemieszczenia i naprężenia w dowolnych przekrojach poprzecznych lin nośnych zestawiono w opracowaniu [5].

4. Obciążenie w układzie naczynie wydobywcze – zbrojenie szybowe

4.1. Model urządzenia wyciągowego

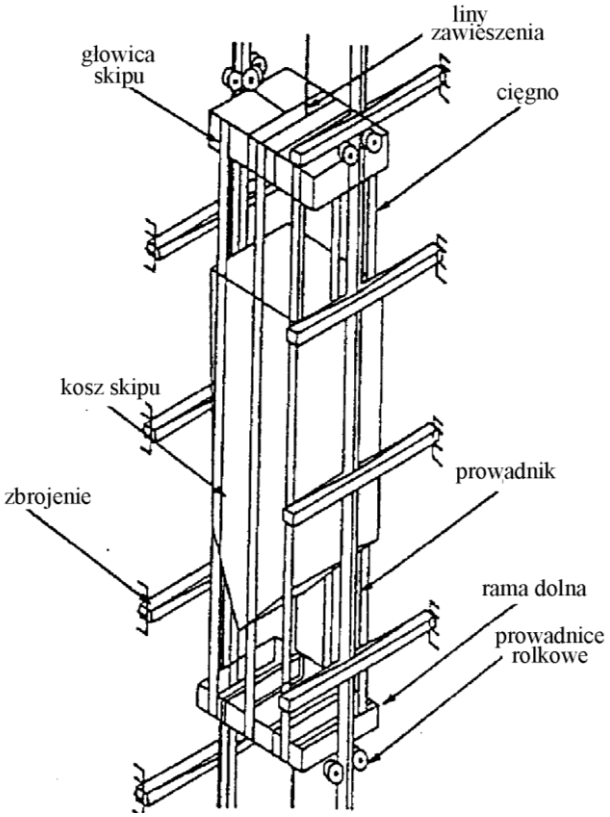
Analizę dynamiczną pracy urządzenia wyciągowego w warunkach normalnej eksploatacji (jazdy z ustaloną prędkością $V_0 = const$) wykonano w oparciu o model urządzenia przedstawiony na rysunku 5. W modelu tym wyróżniono trzy masy skupione: głowicy, ramy dolnej i kosza skipu, które połączono nieważkimi, poprzecznie sprężystymi, a wzdłużnie nieodkształcalnymi prętami. Analizę dynamiczną przeprowadzono przy następujących założeniach:

- charakterystyki sprężyste prowadnic tocznych oraz zbrojenia szybu są liniowe,
- przemieszczenia naczynia są tak małe, że nie następuje przejmowanie uderzeń przez prowadnice ślizgowe,
- w płaszczyźnie prowadnic czołowych – nierówności czołowych płaszczyzn przeciwległych ciągów prowadników są równoległe $x_{1(t)} = x_{2(t)} = x_{(t)}$ oraz prowadnice toczne w stosunku do prowadników ustawione są bez luzu i wstępnego docisku lub też z takim wstępnym dociskiem aby w czasie jazdy naczynia nie następowała utrata kontaktu żadnej prowadnicy czołowej z prowadnikiem.

W rzeczywistości wszystkie powyższe warunki – gwarantujące, że układ naczynie wydobywcze – zbrojenie szybowe spełnia warunki układu liniowego – dokładnie spełnione są co najwyżej na krótkich odcinkach drogi naczynia. Jednak zdając sobie sprawę z tego ograniczenia, analiza liniowego układu trójmasowego, pozwala zwrócić uwagę na niektóre istotne z punktu widzenia sił

wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia zjawiska występujące w analizowanym obiekcie, całkowicie pominięte w modelu jednomasowym [2].

Uwzględniając powyższe założenia, a szczególnie te dotyczące równoległości nierówności czołowych płaszczyzn przeciwległych ciągów prowadniczych, układ przedstawiony schematycznie na rysunku 5 można zastąpić jego modelem jak na rysunku 6.



Rys.5. Model urządzenia wyciągowego

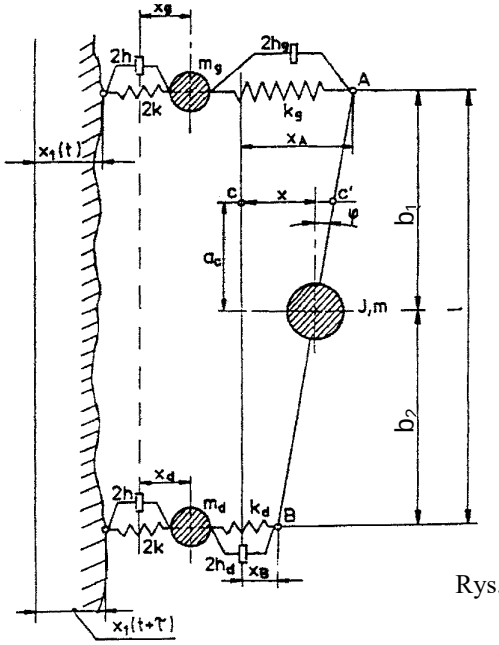
Do zapisania równań ruchu układu wykorzystano równania Lagrange'a drugiego rodzaju. Równania te przyjmują postać [7]:

$$\frac{mb_2^2 + I}{l^2}\ddot{x}_A + \frac{mb_1b_2 - I}{l^2}\ddot{x}_B + k_g\left(x_A - x_g\right) + 2h_g\left(\dot{x}_A - \dot{x}_g\right) = 0 \tag{6}$$

$$\frac{mb_1^2 + I}{l^2}\ddot{x}_B + \frac{mb_1b_2 - I}{l^2}\ddot{x}_A + k_d\left(x_A - x_g\right) = 0 \tag{7}$$

$$m_g\ddot{x}_g + 2k\left(x_g - x_{l(t)}\right) - k_g\left(x_A - x_g\right) - 2h_g\left(\dot{x}_A - \dot{x}_g\right) + 2h\left(\dot{x}_g - \dot{x}_{l(t)}\right) = 0 \tag{8}$$

$$m_d\ddot{x}_d - k_d\left(x_B - x_d\right) + 2k\left(x_d - x_{l(t+\tau)}\right) - 2h_d\left(\dot{x}_B - \dot{x}_d\right) + 2h\left(\dot{x}_d - \dot{x}_{l(t+\tau)}\right) = 0 \tag{9}$$



Rys.6. Model mechaniczny urządzenia wyciągowego

gdzie:

$$x_A = x + b_1\varphi;\ x_B = x - b_2\varphi \tag{10}$$

oraz:

φ – kąt obrotu koszta skipu wokół jego środka masy

x – przemieszczenie poziome masy kosza skipu,

m – masa kosza skipu wraz z urobkiem,

I – moment bezwładności kosza skipu wraz z urobkiem,

m_g – masa głowicy,

m_d – masa ramy dolnej,

$2h, k$ – współczynniki (liniowe) tłumienia i sprężystości prowadnic krążkowych tocznych,

$2h_g, k_g$ – współczynniki tłumienia i sprężystości (poprzecznych) cięgien łączących głowicę z koszem skipu,

$2h_d, k_d$ – współczynniki tłumienia i sprężystości (poprzecznych) cięgien łączących ramę dolną z koszem skipu,

x_g, x_d – przemieszczenia poziome w płaszczyźnie czołowej odpowiednio głowicy i ramy dolnej,

$x_{I(t)}, x_{I(t+\tau)}$ – funkcja opisująca nierówności czołowych płaszczyzn prowadników,

τ – czas przejazdu przez naczynie drogi równej odległości między prowadnicami czołowymi (na głowicy i ramie dolnej),

b_1, b_2 – odległości od środka masy kosza skipu prowadnic czołowych odpowiednio górnych i dolnych,

l – odległość między prowadnicami czołowymi górnymi i dolnymi.

Wymuszeniami, jak już wspomniano, są nierówności prowadników. Nierówności te wynikają z tego faktu, że prowadniki do dźwigarów są zamocowane w stosunku do pionu z pewną tolerancją [7] oraz uskoków w miejscach łączenia prowadników a ponadto trudnych do przewidzenia geologicznych odkształceń obudowy szybu.

Dla przypadku, gdy spełniony jest warunek $I = mb_1b_2$, dla którego drgania głowicy i ramy dolnej są niezależne, otrzymujemy dwa rozprężone układy równań (6÷9):

$$\begin{cases} m_A\ddot{x}_A + k_g\left(x_A - x_g\right) + 2h_g\left(\dot{x}_A - \dot{x}_g\right) = 0 \\ m_g\ddot{x}_g + 2k\left(x_g - x_{l(t)}\right) - k_g\left(x_A - x_g\right) - 2h_g\left(\dot{x}_A - \dot{x}_g\right) + 2h\left(\dot{x}_g - \dot{x}_{l(t)}\right) = 0 \end{cases} \tag{11}$$

$$\begin{cases} m_B\ddot{x}_B + k_d\left(x_B - x_d\right) + 2h_d\left(\dot{x}_B - \dot{x}_d\right) = 0 \\ m_d\ddot{x}_d + 2k\left(x_d - x_{l(t+\tau)}\right) - k_d\left(x_B - x_d\right) - 2h_d\left(\dot{x}_B - \dot{x}_d\right) + 2h\left(\dot{x}_d - \dot{x}_{l(t+\tau)}\right) = 0 \end{cases} \tag{12}$$

gdzie:

$$m_A = \frac{I + mb_2^{\,2}}{l^2} \quad m_B = \frac{I + mb_2^{\,2}}{l^2}$$

W celu obliczenia wariancji rozwiązania należy najpierw wyznaczyć transmitancje W_{XA} i W_{XB}, które dla każdego z układów równań (11) i (12) mają postać [7]:

$$\begin{aligned} X_A(s) &= W_{XA}X_1(s) \\ X_g(s) &= W_{Xg}X_1(s) \\ X_B(s) &= W_{XB}X_2(s) \\ X_d(s) &= W_{Xd}X_2(s) \end{aligned} \tag{13}$$

gdzie:

$$W_{X_A} = \frac{2k_g k}{m_A m_g (i\omega)^4 + \left(m_g k_g + 2m_A k + m_A k_g\right)(i\omega)^2 + 2k \cdot k_g} \tag{14a}$$

$$W_{Xg} = \frac{2k\left[m_A(i\omega)^2 + k_g\right]}{m_A m_g (i\omega)^4 + \left(m_g k_g + 2m_A k + m_A k_g\right)(i\omega)^2 + 2k \cdot k_g} \tag{14b}$$

$$W_{X_B} = \frac{2k \cdot k_d}{m_B m_d (i\omega)^4 + \left(m_d k_d + 2m_B k + m_B k_d\right)(i\omega)^2 + 2k \cdot k_d} e^{-i\omega\tau} \tag{14c}$$

$$W_{Xd} = \frac{2k\left[m_B(i\omega)^2 + k_d\right]}{m_B m_d (i\omega)^4 + \left(m_d k_d + 2m_B k + m_B k_d\right)(i\omega)^2 + 2k \cdot k_g} \cdot e^{-i\omega\tau} \tag{14d}$$

przy czym:

$$\tau = \frac{\lambda}{V_0} \quad \text{oraz} \quad X_1(s) = X_2(s)$$

Gęstości widmowe przemieszczeń punktów *A* i *B* oraz mas m_g i m_d przyjmują postać [7]:

$$S_{X_A}(\omega) = \left|W_{X_A}\right|^2 S_{X1}(\omega), \tag{15a}$$

$$S_{X_g}(\omega) = \left|W_{X_g}\right|^2 S_{X1}(\omega), \tag{15b}$$

$$S_{X_B}(\omega) = \left|W_{X_B}\right|^2 S_{X2}(\omega), \tag{16a}$$

$$S_{X_d}(\omega) = \left|W_{X_d}\right|^2 S_{X2}(\omega), \tag{16b}$$

gdzie: $S_{x_1(\omega)}$, $S_{x_2(\omega)}$ - gęstości widmowe nierówności ciągów prowadniczych [7].

Gęstości widmowe przyspieszeń punktów *A* i *B* oraz mas m_q i m_d wynoszą:

$$S_{\ddot{X}_A}(\omega) = \left|W_{X_A}\right|^2 \omega^4 S_{X1}(\omega) \tag{17a}$$

$$S_{\ddot{X}_g}(\omega) = \left|W_{X_g}\right|^2 \omega^4 S_{X1}(\omega) \tag{17b}$$

$$S_{\ddot{X}_B}(\omega) = \left|W_{X_B}\right|^2 \omega^4 S_{X2}(\omega) \tag{18a}$$

$$S_{\ddot{X}_d}(\omega) = \left|W_{X_d}\right|^2 \omega^4 S_{X2}(\omega) \tag{18b}$$

4.2. Obciążenie w układzie naczynie wydobywcze – zbrojenia szybu

Interesującą funkcją, ze względu na użyteczność projektową, jest obciążenie kinetyczne w układzie prowadzenia, tj. siła wzajemnego oddziaływania między zbrojeniem szybu a głowicą skipu lub zbrojeniem szybu a ramą dolną skipu (rys. 5).

Dla przypadku wzajemnego oddziaływania w układzie zbrojenie szybu-głowica skipu mamy:

$$Q(t) = 2k\left[x_g(t) - x_1(t)\right] \tag{19}$$

gdzie: $k = 750\ \frac{kN}{m}$ – sprężystość prowadnicy [7].

Po zastosowaniu przekształcenia Laplace'a, ze wzoru (19) otrzymujemy:

$$Q(s) = 2k\left[x_g(s) - x_1(s)\right]$$

a po wykorzystaniu zależności (13) mamy:

$$\begin{aligned} Q(s) &= 2k\left[W_{xg}X_1(s) - X_1(s)\right] = \\ &= 2k\left[W_{xg} - 1\right]\cdot X_1(s) = W_0 \cdot X_1(s) \end{aligned} \tag{20}$$

gdzie:

$$W_0 = 2k\cdot\left(W_{xg} - 1\right) = -\frac{2k\left[m_A m_g (i\omega)^4 + \left(m_A + m_g\right)k_g (i\omega)^2\right]}{m_A m_g (i\omega)^4 + \left[m_g k_g + m_A\left(2k + k_g\right)\right]\cdot(i\omega)^2 + 2k\cdot k_g}$$

Po uwzględnieniu wyrażenia (20) gęstość widmowa siły wzajemnego oddziaływania *Q(t)* przybiera postać:

$$S_Q(\omega) = |W_0|^2 \cdot S_{x1}(\omega) \tag{21}$$

5. Podsumowanie

Wyniki przeprowadzonych analiz dynamicznych w różnych fazach pracy urządzenia wyciągowego, pozwoliły na określenie maksymalnych sił (obciążeń) w następujących elementach naczynia wydobywczego:

- zawieszenia naczynia i zawieszenia lin nośnych podczas rozruchu pełnego naczynia z podszybia,
- zawieszenia naczynia i zawieszenia lin nośnych podczas hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do podszybia,
- układzie prowadzenia (głowica skipu – zbrojenie szybu, rama dolna skipu – zbrojenie szybu) w czasie jazdy skipu z prędkością ustaloną V_0 .

Wyniki przeprowadzonych pomiarów ograniczone do pomiarów sił w zawieszeniach naczyń oraz sił wzajemnego oddziaływania w układzie głowica skipu – zbrojenie szybu) korespondują z wynikami przeprowadzonych symulacji – w analizowanych fazach pracy urządzenia wyciągowego – opartych na rezultatach przeprowadzonych analiz dynamicznych.

Uzyskane rezultaty mogą być wykorzystane na etapie projektowania naczynia wydobywczego (jego elementów) z wykorzystaniem stanów granicznych nośności i użytkowalności.

Literatura

1. Gutowski R., Świetlicki W.: Dynamika i drgania układów mechanicznych. PWN, Warszawa 1986.
2. Kawulok S.: Oddziaływanie zbrojenia szybu na mechanikę prowadzenia naczynia wyciągowego. Prace Głównego Instytutu Górnictwa. Seria dodatkowa, Katowice 1989.
3. Knop H.: Wybrane zagadnienia z dynamiki urządzeń wyciągowych. ZN AGH. Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa. Z. 67. Kraków 1975.
4. Wolny S.: Dynamic loading of mining hoist elements in the condition of emergency braking. The Archive of Mechanical Engineering. Vol. XLIX. N.3, 2002.
5. Wolny S.: Dynamic loading of the pulley block in a hoisting installation in normal operating conditions. Archive of Mining Sciences. Kraków, Vol. 54. No 2, p. 261-284, 2009.
6. Wolny S., Płachno M.: Experimental verification of Bering rope loading in typical operating conditions of the hoisting installation. Archive of Mining Sciences. Kraków, Vol. 54. No 3, p. 531-542, 2009.
7. Wolny S., Matachowski F.: Operating loads of the shaft steelwork – conveyance system due to random irregularities of the guiding strings. Archive of Mining Sciences. Kraków, Vol. 55. No 3, p. 589-603, 2010.

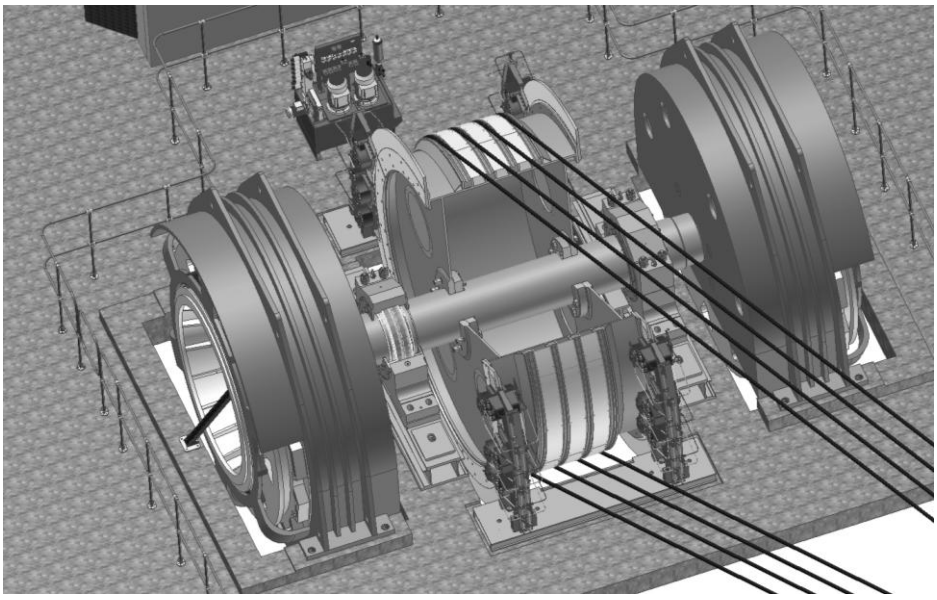
Modelowanie zjawisk cieplnych zachodzących podczas hamowania maszyny wyciągowej hamulcem tarczowym

Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz, Andrzej Turewicz – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wprowadzenie

ITG KOMAG wraz z Instytutem Techniki Cieplnej i Instytutem Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej realizuje projekt badawczo-rozwojowy dotyczący opracowania metody projektowania tarcz hamulcowych w aspekcie zwiększenia ich odporności cieplnej dla zwiększonych parametrów ruchowych – wydajnościowych górniczych wyciągów szybowych.

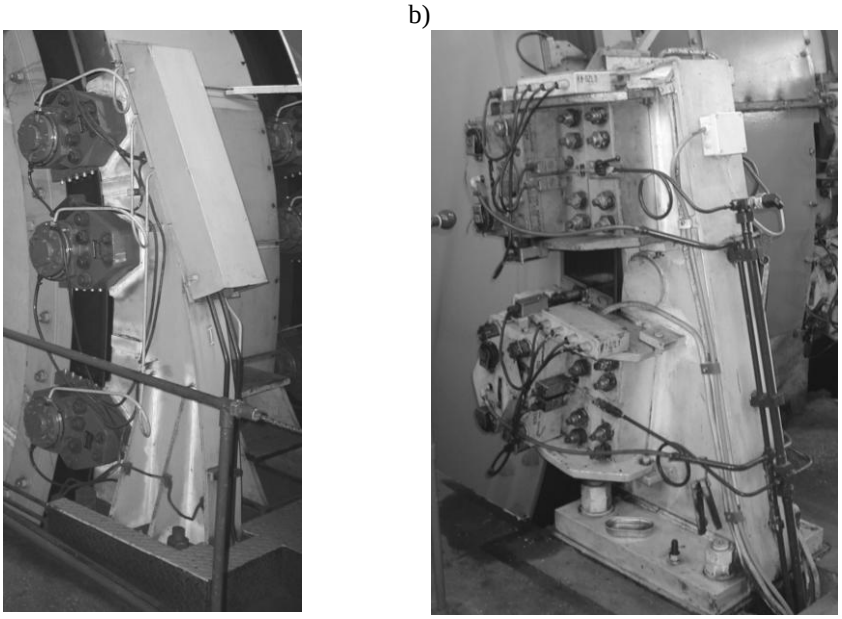
W tym celu przeprowadzono analizę eksploatowanych w polskich kopalniach maszyn wyciągowych stosowanych w górniczych wyciągach szybowych pod względem ich parametrów ruchowych, tj.: prędkości ruchu oraz transportowanych ładunków. W tabeli 1 przedstawiono zestawienie maszyn wyciągowych z hamulcami tarczowymi (rys. 1) o zainstalowanej mocy nie mniejszej niż 2 MW. Maszyny te, stosowane są w górniczych wyciągach szybowych, o głębokościach ciągnienia od około 500 m do 1100 m, z udźwigami od 10 Mg do 40 Mg i prędkościami ciągnienia od 10 m/s do 20 m/s. Spośród około 70 maszyn wdrożono kilka typowych rozwiązań, które wykonano w kilku lub kilkunastu egzemplarzach. Są to maszyny wyciągowe typu 4L-5500/2×3600, 2L-6000/2400, 2L-5000/2000.



Rys.1. Model czterolinowej maszyny wyciągowej z hamulcami tarczowymi [8]

Parametry ruchowe wyciągu, maszyny wyciągowej, jak również konfiguracja i parametry hamulca maszyny decydują o generowaniu podczas hamowania ciepła na styku pary ciernej, tj. okładziny hamulcowej i tarczy hamulcowej. Stosowane w krajowych maszynach wyciągowych hydrauliczne hamulce tarczowe wyposażone są w dwa typy siłowników hamulcowych o różnej sile docisku siłowników. Najpopularniejsze są siłowniki typu BSFG-408 firmy Svendborg Breakes oraz ich zamienniki siłowniki typu SH-100 firmy ZUT ZGODA, o maksymalnej sile docisku około 80 kN oraz siłowniki 8SM-7622 firmy Siemens o maksymalnej sile docisku 112,5kN. Maksymalny nacisk na powierzchnię okładziny ciernej szczęki hamulcowej siłownika BSFG-408 i SH-100 o powierzchni okładziny ciernej 200×300 mm wynosi około 1,3 MPa, a siłownika 8SM7622 o powierzchni okładziny ciernej 230×500 mm wynosi 0,98 MPa.

a) b)



Rys.2. Stojaki hamulcowe z siłownikami hamulcowymi [8]: a) siłowniki BSFG 408, b) siłowniki 8SM7622

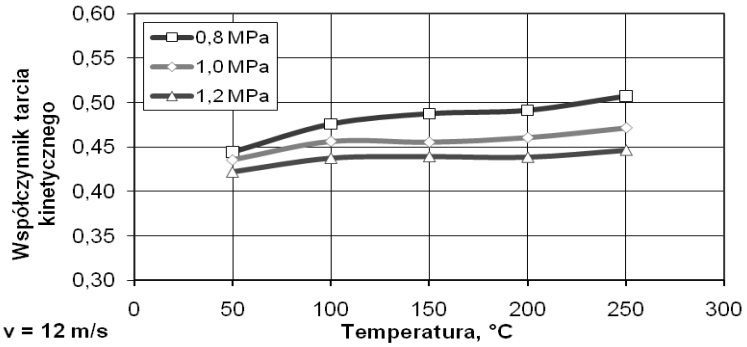
Do celów analizy zjawisk cieplnych stosuje się nowoczesne oprogramowanie MSC MARC oparte na metodzie elementów skończonych, które umożliwia modelowanie układów rzeczywistych i prowadzenie analiz zjawisk cieplnych zachodzących w tych obiektach. Określenie temperatury w okładzinach szczęk hamulcowych, jak i tarcz hamulcowych ma istotne znacznie dla właściwego zaprojektowania układu hamulcowego, zwłaszcza w wyciągach o wysokich parametrach ruchowych. Energia kinetyczna i potencjalna będącego w ruchu urządzenia wyciągowego zamieniana jest w trakcie hamowania hamulcem mechanicznym blisko w 100% na energię cieplną. Zmiana temperatury okładziny ciernej wpływa na współczynnik tarcia (rys. 3), a jej nadmierny

wzrost może spowodować trwałe uszkodzenie i utratę własności ciernych okładziny. W przypadku tarczy hamulcowej rosnąca temperatura może powodować deformacje tarczy, a nawet jej uszkodzenie.

Zestawienie największych maszyn wyciągowych eksploatowanych w krajowych podziemnych zakładach górniczych [1]

Tabela 1

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



Rys.3. Wpływ temperatury na wartość współczynnika tarcia okładziny typu MICKE 1203 [6]

W nowoczesnych maszynach wyciągowych hamulec wykorzystywany jest do zatrzymania maszyny głównie w trybie tzw. „hamowania bezpieczeństwa", które polega na zatrzymaniu układu w sposób czysto mechaniczny. Wyzwolenie „hamowania bezpieczeństwa" następuje poprzez zadziałanie określonego zabezpieczenia maszyny wyciągowej, lub też na skutek wyzwolenia tego procesu przez maszynistę. W trakcie realizowania „hamowania bezpieczeństwa" następuje zadziałanie hamulca mechanicznego określoną nastawioną siłą hamowania w zakresie opóźnień hamowania określonych przepisami przy jednoczesnym odłączeniu silnika napędzającego maszynę tak, aby wykluczyć jego oddziaływanie na układ w trakcie hamowania maszyny [7].

2. Analiza energii tarcia i strumieni ciepła w górniczych wyciągach szybowych

Hamulec mechaniczny w nowoczesnych maszynach wyciągowych wykorzystywany jest głównie do utrzymania górniczego wyciągu szybowego w spoczynku z wymaganym współczynnikiem bezpieczeństwa. W trakcie normalnego prowadzenia ruchu wyciągiem w procesie zwalniania maszyny nie bierze on czynnego udziału, a zwalnianie będącej w ruchu maszyny realizowane jest z wykorzystaniem silnika elektrycznego. Zatrzymywanie będącego w ruchu wyciągu szybowego z wykorzystaniem hamulca mechanicznego odbywa się sporadycznie w trybie „hamowania bezpieczeństwa". Jest to jeden z przypadków, w którym energia kinetyczna będącego w ruchu górniczego wyciągu szybowego i energia potencjalna zamieniana jest na energię tarcia.

Kolejnym przypadkiem, czynnego wykorzystania sił tarcia hamulca mechanicznego jest grawitacyjne opuszczanie nadwagi. Taki tryb przemieszczenia unieruchomionych w szybie naczyń do poziomów załadowczych. Realizuje się to w sytuacjach, gdy napęd główny maszyny ulegnie uszkodzeniu lub też braknie zasilania maszyny. System ten rozwijany i wdrażany jest w górniczych wyciągach szybowych w ostatnim czasie.

Inną sytuacją, w której może zadziałać hamulec mechaniczny maszyny jest stan poważnego uszkodzenia maszyny wyciągowej i zadziałanie hamulca w sytuacji hamowania swobodnie opadającej nadwagi na długości drogi jazdy w szybie.

Rozważania dotyczące energii tarcia, zależnej od warunków ruchu wyciągu szybowego jak i maksymalnego strumienia ciepła, podczas hamowania w wymienionych stanach działania hamulca zestawiono w tabeli 2 [1].

W kolumnie 3 tabeli 2 podano prędkość nominalną wyciągu, prędkość krytyczną oraz prędkość maksymalną, jaką może osiągnąć maszyna wyciągowa w wyniku swobodnego opadania nadwagi na całej długości szybu. Prędkością krytyczną, nazwano prędkość wyciągu, jaka może zostać wygenerowana w wyniku swobodnego opadania nadwagi od górnego położenia naczynia do miejsca, od którego hamowanie hamulcem mechanicznym spowoduje zatrzymanie naczynia przed rząpiem szybu.

W kolumnach 5, 7, 9 zestawiono wartości energii tarcia (suma energii kinetycznej i potencjalnej układu) jakie mogą zostać wygenerowane w trakcie rozważanych przypadków hamowania wyciągu szybowego. W kolumnach 6, 8, 10 zestawiono wartości maksymalnych strumieni ciepła, przy czym w kolumnie 10 zestawiono wartości strumieni w odniesieniu do prędkości krytycznej i prędkości maksymalnej podanej w kolumnie 3.

Z zestawionych danych wynika, że:

– w warunkach hamowania bezpieczeństwa
  - energia tarcia przyjmuje wartości w zakresie E_c – od 30 do 90 MJ,
  - maksymalny strumień ciepła przyjmuje wartości w zakresie P – od 8 do 15 MW,
– w warunkach hamowania grawitacyjnego opuszczania
  - energia tarcia przyjmuje wartości w zakresie E_c – od 100 do 400 MJ,
  - maksymalny strumień ciepła przyjmuje wartości w zakresie P – od 0,10 do 0,40 MW,
– w warunkach hamowania swobodnie opadającej nadwagi
  - energia tarcia przyjmuje wartości w zakresie E_c – od 100 do 400 MJ,
  - maksymalny strumień ciepła przyjmuje wartości w zakresie P – od 20 do 30 MW,
  - strumień ciepła dla prędkości maksymalnej v_{max} P_{max} – od 25 do 45 MW.

Powyższe dane obrazują skalę problemu, z jakim można się spotkać w trakcie eksploatacji górniczego wyciągu szybowego.

W warunkach ruchowych wprowadza się ograniczenia, zwłaszcza prędkości, w skrajnie niekorzystnych warunkach pracy wyciągu szybowego, tj.

opuszczania maksymalnej nadwagi, obniżając w ten sposób całkowitą energię układu, jak również moc cieplną.

Zestawienie energii tarcia i mocy cieplnych wybranych górniczych wyciągów szybowych [1]

Tabela 2

Typ maszyny moc silników	Nadwaga [N]	Prędkość nominalna Prędkość krytyczna / prędkość maksymalna [m/s]	Głębokość ciągnienia [m]	Hamowanie bezpieczeństwa		Grawitacyjne opuszczanie nadwagi		Swobodnie opadająca nadwaga hamowanie	
				E_c [MJ]	P [MW]	E_c [MJ]	P [MW]	E_c [MJ]	P [MW]
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2L-6000 2×2000	217650	13,0 38,1/54,4	960	26,22	5,79	208,94	0,22	208,94	16,96 24,21
2L-6000 2×2000	220000	13,0 33,4/50,4	800	27,95	5,29	171,78	0,22	171,78	13,58 20,49
4L-5000 2×3600	392000	18,0 40,8/61,2	1050	86,62	12,97	412,02	0,39	412,02	29,40 44,10
4L-5000 3600	173500	16,0 36,3/48,8	950	34,07	6,42	164,21	0,17	164,21	14,59 19,61
2L-6000 1000	100000	4,0 24,4/27,8	825	2,35	1,78	81,62	0,10	81,62	10,84 12,35
2L-6000 2×2000	210800	12,0 27,8/41,7	540	22,79	4,76	113,85	0,21	113,85	11,01 16,52
K-7000 2×1350 1 tarcza	134000	16,0 28,3/42,1	535	24,50	4,13	71,66	0,13	71,66	7,31 10,87
4L-5500 2×3600	312300	16,0 35,3/52,0	765	52,55	9,60	237,33	0,32	237,33	21,20 31,23
4L-5500 2×3600	308500	16,0 31,3/48,0	610	53,16	8,85	188,16	0,31	188,16	17,29 26,52
4L-5000 2×2900	269000	16,0 38,2/53,6	950	47,74	8,99	255,51	0,27	255,51	21,48 30,14
4L-5500 2×3600	297000	16,0 31,4/48,4	590	49,47	8,34	175,21	0,30	175,21	16,34 25,19
4L-5500 2×3400	300500	16,0 31,8/47,4	620	51,02	9,10	186,33	0,30	186,33	18,08 26,95
4L-5500 2×3600	337600	20,0 44,0/59,1	1120	83,96	15,14	378,07	0,34	378,07	33,33 44,77
4L-5500 2×3600	327300	20,0 43,2/57,1	1120	84,69	15,21	366,53	0,33	366,53	32,83 43,39

W warunkach grawitacyjnego opuszczania nadwagi można kontrolować temperaturę tarcz hamulcowych i przerwać proces w opuszczania przy osiągnięciu zbyt wysokiej temperatury. W warunkach grawitacyjnego opuszczania nadwagi:

- wielkość nadwagi jest mniejsza przy jeździe ludzi (w warunkach których realizuje się ten proces) niż przy jeździe z urobkiem,
- przemieszczenie naczyń odbywa się na krótszej drodze, do najbliższego poziomu celem ewakuacji ludzi z naczynia,

– opuszczanie nadwagi może być realizowane w kilku cyklach, robiąc przerwy w celu wystudzenia tarcz hamulcowych,
– strumień ciepła jest stosunkowo mały ze względu na małą prędkość układu (do 1 m/s).

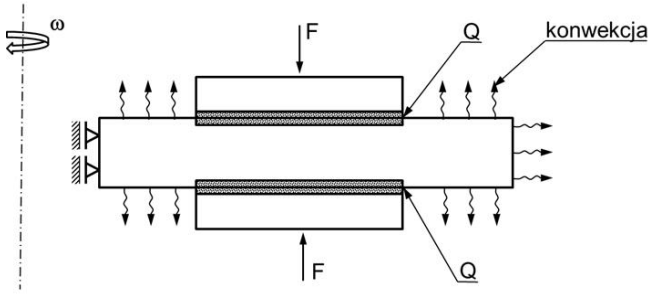
W przypadku swobodnego opadania nadwagi przyjęta przez hamulec energia tarcia może odpowiadać maksymalnej energii potencjalnej układu, a generowany strumień ciepła wynikający z prędkości układu większej niż prędkość nominalna spowoduje znaczny przyrost temperatury powierzchniowej tarczy hamulcowej. Taki przypadek jest mało prawdopodobny w górniczym wyciągu szybowym, jednak nie niemożliwy (występowały tego rodzaju awarie w górniczych wyciągach szybowych).

3. Modelowanie współpracy pary ciernej hamulca maszyny wyciągowej z zastosowaniem metody elementów skończonych MES

Powszechnie stosowana metoda elementów skończonych MES umożliwia prowadzenie analiz zjawisk cieplnych zachodzących na styku pary ciernej hamulca tarczowego (rys. 4). Strumień ciepła, jaki generowany jest na styku pary ciernej hamulca zależy głównie od prędkości ruchu tarczy oraz siły tarcia, czyli siły docisku i współczynnika tarcia współpracujących elementów hamulca.

$$Q = F_t \cdot \varpi \cdot r = F \cdot \mu \cdot \varpi \cdot r \tag{1}$$

gdzie:
Q – strumień ciepła [W],
F_t – siła tarcia [N],
F – siła docisku okładziny hamulcowej do tarczy [N],
μ – współczynnik tarcia,
ω – prędkość kątowa tarczy hamulcowej [1/s],
r – promień tarcia tarczy hamulcowej [m].



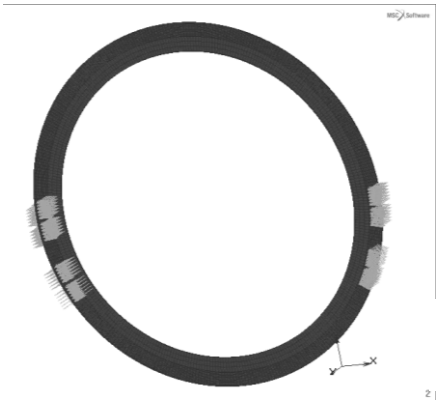
Rys.4. Schemat współpracy pary ciernej hamulca tarczowego

Obliczeniowe wyznaczenie rozkładów temperatur, jakie mogą wystąpić w elementach hamulca, tj. tarczy hamulcowej oraz okładzinach szczęk hamul-

cowych w trakcie hamowania urządzenia wyciągowego pozwala konfigurować hamulec, tj. rozkład szczęk hamulcowych na tarczy i parametr hamowania w określonych warunkach ruchu danego urządzenia wyciągowego. Możliwe jest też analizowanie wpływu temperatury tarczy hamulcowej na jej odkształcenia i naprężenia jakie mogą wystąpić w przymocowanej do linopędni tarczy.

Pod względem budowy modelu obliczeniowego analiza cieplna hamulca tarczowego maszyny wyciągowej wydaje się być prosta, natomiast już sprzężenie jej z analizą wytrzymałościową staje się zadaniem obliczeniowym trudnym. Dlatego też stosuje się modele obliczeniowe MES o różnym stopniu złożoności. Najbardziej złożone modele to modele uwzględniające zjawiska kontaktu pomiędzy trącymi się elementami hamulca, tj. tarczą hamulcową i okładzinami szczęk hamulcowych, gdzie tarcza i okładziny zbudowane są z elementów skończonych przestrzennych 3D. Czas trwania obliczeń przy zastosowaniu takiego modelu obliczeniowego jest bardzo długi, a często zdarza się, że obliczenia zostają przerwane w wyniku zaistniałego w trakcie obliczeń błędu. Przyczynami błędów są tzw. separacje, czyli utrata kontaktu lub penetracje, czyli przenikanie się elementów.

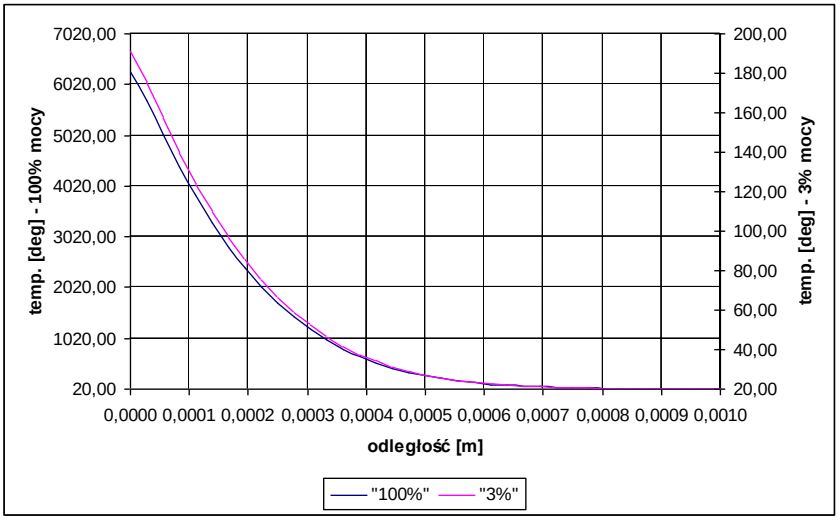
W związku z powyższym w modelowaniu pary ciernej hamulca tarczowego zaproponowano model opierający się na odseparowaniu elementów hamulca (okładziny i tarczy) i analizowaniu ich indywidualnie. Dla tak postawionego zadania niezbędne jest obciążenie modelu każdego z elementów hamulca określoną wartością strumienia ciepła, a analizy każdego z elementów wykonywane są oddzielnie (rys. 5).



Rys.5. Model tarczy hamulcowej z zadanym strumieniem ciepła [6]

Przy tak postawionym zadaniu istotne jest przyjęcie założenia odnoszącego się do rozdziału strumienia ciepła wnikającego w tarczę hamulcową, jak i w okładziny cierne hamulca. Dane literaturowe, jak również przeprowadzone doświadczenia, oparte na analizach numerycznych wskazują, że w tarczę hamulcową wnika zdecydowanie większy strumień ciepła, a jego wartość kształtuje się na poziomie około 97% całkowitego strumienia generowanego na parze ciernej.

Przedstawiony na rysunku 6 wykres rozkładu temperatury na grubości okładziny, przy założeniu obciążenia cieplnego okładziny, wartością 3% wartości strumienia całkowitego, zakładanego pomiędzy tarczą, a okładziną dało zbliżoną wartość temperatury powierzchni klocka (180^{o}C) do wartości uzyskanej przy nagrzewaniu tarczy hamulcowej 100% wartością strumienia. Temperatury powierzchni tarczy i okładzin będących ze sobą w kontakcie muszą charakteryzować się tą samą wartością temperatury powierzchni.



Rys.6. Rozkład temperatury na grubości okładziny przy zadaniu 100% i 3% wartości strumienia całkowitego

Bardzo ważnym czynnikiem właściwie prowadzonej analizy numerycznej MES zjawisk cieplnych zachodzących w parze ciernej jest spełnienie warunku określającego wielkość elementu, w zależności od wymaganego kroku obliczeniowego.

$$\Delta l \le \sqrt{\frac{6 \cdot \lambda}{\rho \cdot c} \cdot \Delta t} \tag{2}$$

gdzie:

Δl – wielkość elementu siatki modelu obliczeniowego [m],
Δt – czas [s],
λ – współczynnik przewodzenia ciepła [W/mK],
ρ – gęstość materiału [kg/m^3],
c – ciepło właściwe materiału .[J/kgK]

Przy znanej długości okładziny hamulcowej wynoszącej 300 mm i przy założeniu maksymalnej prędkość tarczy hamulcowej np. 16 m/s, w styku pary ciernej wykonane zostanie np. 5 kroków obliczeniowych. Przy takim założeniu maksymalna wielkość elementu siatki modelu obliczeniowego dla materiału o określonych własnościach fizycznych (tabela 3) wyniesie:

– dla tarczy:

$$\Delta l \le \sqrt{\frac{6 \cdot \lambda}{\rho \cdot c} \cdot \Delta t} = \sqrt{\frac{6 \cdot 43}{7850 \cdot 503} \cdot \left(\frac{0,3}{16 \cdot 5} \right)} = 0,000496 \ m = 0,496 \ mm$$

– dla okładziny:

$$\Delta l \le \sqrt{\frac{6 \cdot \lambda}{\rho \cdot c} \cdot \Delta t} = \sqrt{\frac{6 \cdot 2,3}{2000 \cdot 1040} \cdot \left(\frac{0,3}{16 \cdot 5} \right)} = 0,000158 \ m = 0,158 \ mm$$

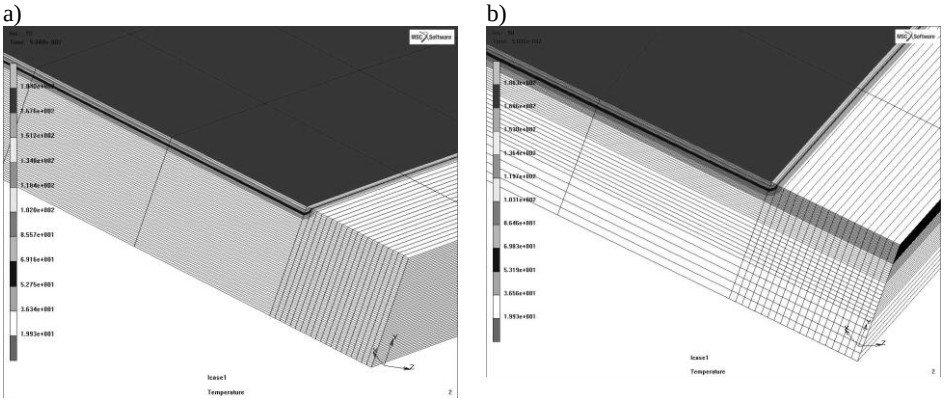
Orientacyjne własności materiałowe tarczy hamulcowej i okładziny ciernej [3]

Tabela 3

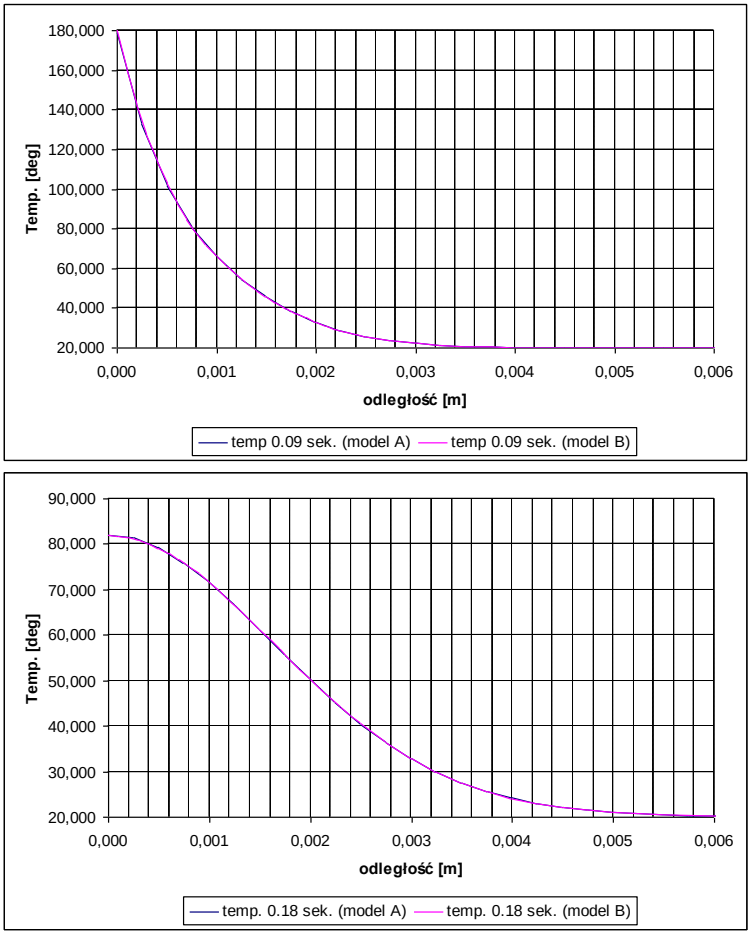
Parametr	Jednostka	Tarcza hamulcowa (stal)	Okładzina cierna (MICKE 1203)
Ciepło właściwe c_p	J/(kg·K)	503	1040
Przewodność cieplna, λ	W/(m^2·K)	43	2,3
Gęstość materiału, ρ	kg/m^3	7850	2100
Współczynnik dyfuzji termicznej $a = \frac{\lambda}{\gamma \cdot c}$	m^2/s	10,9·10^{-6}	1,1·10^{-6}

Wymagane do budowy modelu obliczeniowego tarczy hamulcowej maszyny wyciągowej, tak małe elementy skończone powodują, że modele te są bardzo duże. Stosuje się więc sposoby zmniejszania modelu np. poprzez rozrzedzanie siatki w głąb modelowanego elementu (im dalej źródła ciepła tym większe elementy) – rysunek 7, jak również analizowanie 1 segmentu całej tarczy hamulcowej (gdy tarcza hamulcowa wykonana jest z dzielonych segmentów). Na rysunku 8 przedstawiono wykresy rozkładu temperatury na grubości tarczy hamulcowej uzyskane w oparciu o przeprowadzoną analizę na modelu A i B.

a) b)



Rys.7. Siatka modelu tarczy hamulcowej [6]: a) stała wielkość elementu (model A), b) zmienna wielkość elementu (model B)



Rys.8. Rozkład temperatury na grubości tarczy hamulcowej przy zastosowaniu modelu A i B dla dwóch czasów analizy numerycznej [6]

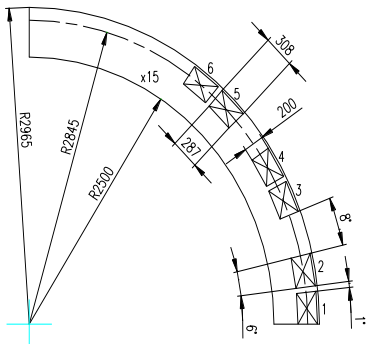
Uzyskane wyniki analizy numerycznej dla dwóch czasów 0,09 s i 0,18 s wykazują, że uzyskane rozkłady temperatury na grubości tarczy pokrywają się dla modelu A i B.

4. Analiza zjawisk cieplnych w tarczy hamulcowej

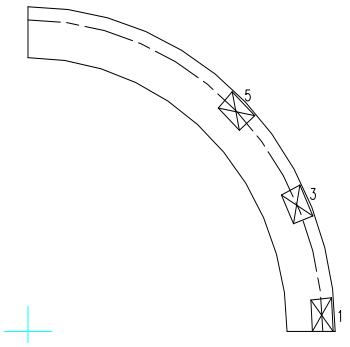
W oparciu o przyjęty model tarczy hamulcowej przeprowadzono testy mające na celu oszacowanie temperatury na jej powierzchni w odniesieniu do różnych wartości zadawanego strumienia ciepła oraz zróżnicowanego ich rozmieszczenia na tarczy hamulcowej. Testowanie (za pomocą analizy MES) miało na celu oszacowanie temperatury tarczy po przejściu tarczy przez zestaw siłowników zainstalowanych na pojedynczym stojaku hamulcowym. Obliczenia przeprowadzono na przykładzie 4 wariantów rozmieszczenia źródeł strumieni ciepła na tarczy hamulcowej (rys. 9).

W tabeli 4 zestawiono dane wejściowe w postaci siły docisku siłownika *F*, prędkości ruchu tarczy *v*, przy założonej stałej wartości współczynnika tarcia μ = 0,4, które to czynniki wpływają na wartość zadawanego strumienia ciepła. Ponadto w tabeli 4 podano liczbę siłowników *K* oraz analizowany wariant rozmieszczenia siłowników według rys. 9 oraz wartość strumienia ciepła i uzyskane wyniki obliczeń numerycznych, w postaci maksymalnej temperatury uzyskanej na powierzchni tarczy. W prowadzonej analizie nie uwzględniano wymiany ciepła tarczy z otoczeniem (konwekcji).

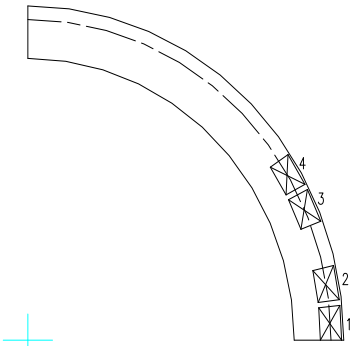
a) wariant 1



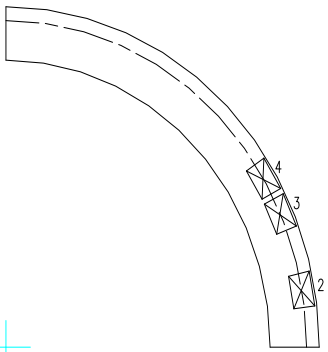
b) wariant 2



c) wariant 3



d) wariant 4



Rys.9. Szkice rozmieszczenia strumieni ciepła na tarczy hamulcowej

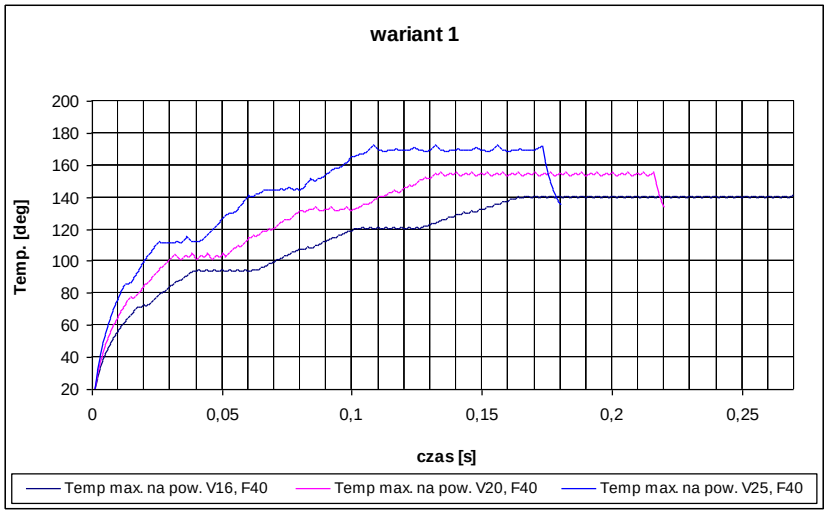
Przyjęte parametry siły docisku siłowników odpowiadają wartością ruchowym spotykanym na obiektach, tj. 40 kN i 60 kN. Wartość siły docisku 80 kN odpowiada oddziaływaniu siłowników maksymalną siłą. Spośród analizowanych prędkości początkowych tarczy bardzo często spotykana na obiektach rzeczywistych jest prędkość około 16 m/s. Zakładając zwiększone parametry ruchowe-wydajnościowe wyciągu szybowego przeanalizowano również nagrzewanie się tarczy hamulcowej po przejściu przez zestaw siłowników z prędkością początkową 20 m/s i 25 m/s.

Zestawienie wyników analizy numerycznej nagrzewania się tarcz hamulcowych [6]

Tabela 4

F [kN]	v [m/s]	K [szt.] wariant	Wc [MW]	Tmax [deg]	K [szt.] wariant	Wc [MW]	Tmax [deg]	K [szt.] wariant	Wc [MW]	Tmax [deg]	K [szt.] wariant	Wc [MW]	Tmax [deg]
80	16	6 (w. 1)	3,072	259,4	4 (w. 3)	2,048	220,1	3 (w. 2)	1,536	174,1	3 (w. 4)	1,536	185,3
80	20	6 (w. 1)	3,84	287,7	4 (w. 3)	2,56	243,1	3 (w. 2)	1,92	188,4	3 (w. 4)	1,92	202,1
80	25	6 (w. 1)	4,8	319,6	4 (w. 3)	3,2	270,2	3 (w. 2)	2,4	205,3	3 (w. 4)	2,4	229,8
60	16	6 (w. 1)	2,304	201,3	4 (w. 3)	1,536	170,8	3 (w. 2)	1,152	135,6	3 (w. 4)	1,152	143
60	20	6 (w. 1)	2,88	220,9	4 (w. 3)	1,92	187,6	3 (w. 2)	1,44	146,7	3 (w. 4)	1,44	156,6
60	25	6 (w. 1)	3,6	244,1	4 (w. 3)	2,4	207,1	3 (w. 2)	1,8	163,3	3 (w. 4)	1,8	172,4
40	16	6 (w. 1)	1,536	139,7	4 (w. 3)	1,024	120	3 (w. 2)	0,768	95,4	3 (w. 4)	0,768	102
40	20	6 (w. 1)	1,92	155	4 (w. 3)	1,28	132,1	3 (w. 2)	0,96	104,2	3 (w. 4)	0,96	111,1
40	25	6 (w. 1)	2,4	169,3	4 (w. 3)	1,6	144,9	3 (w. 2)	1,2	115,5	3 (w. 4)	1,2	121,6

Przykładowe wyniki przeprowadzonych testów przedstawiono na rysunkach 10 do 12. Uzyskane wartości temperatury dotyczą przejścia punktu tarczy przez zestaw, wyłącznie danej grupy siłowników bez powtarzalności przejścia przy kolejnych obrotach tarczy podczas hamowania.

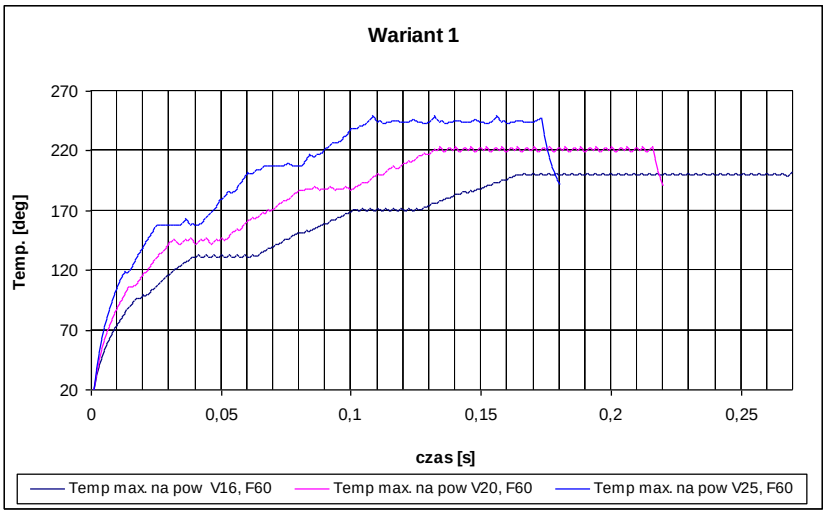


Rys.10. Wykres temperatury maksymalnej na powierzchni tarczy dla 6 siłowników przy sile docisku siłownika 40 kN [6]

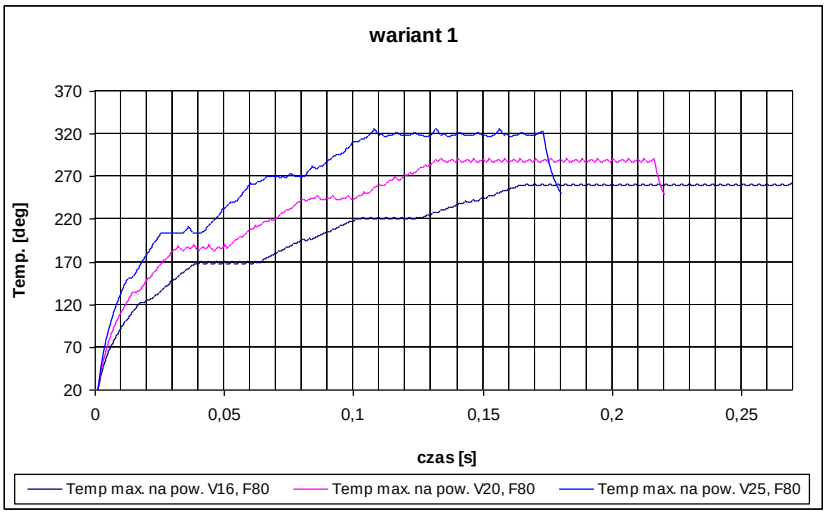
Kolejnym krokiem prowadzonych prac była analiza całego procesu hamowania maszyny wyciągowej dla założonych warunków ruchu. Model segmentu tarczy hamulcowej przedstawiono na rysunku 13.

Geometria tarczy oraz rozkład siłowników odpowiada wariantowi 3, przedstawionemu na rysunku 9. Przyjęto grubość tarczy hamulcowej 30 mm, prędkość początkową tarczy 25 m/s i siłę docisku szczęk hamulcowych 60 kN. Założono wartość opóźnienia hamowania 1,9 m/s^2, co odpowiada warunkom

opuszczania maksymalnej nadwagi (czas hamowania 13,16 s). Zakładany strumień ciepła oddziaływujący na segment tarczy hamulcowej uzależniony był od zmieniającej się prędkości tarczy w trakcie hamowania.

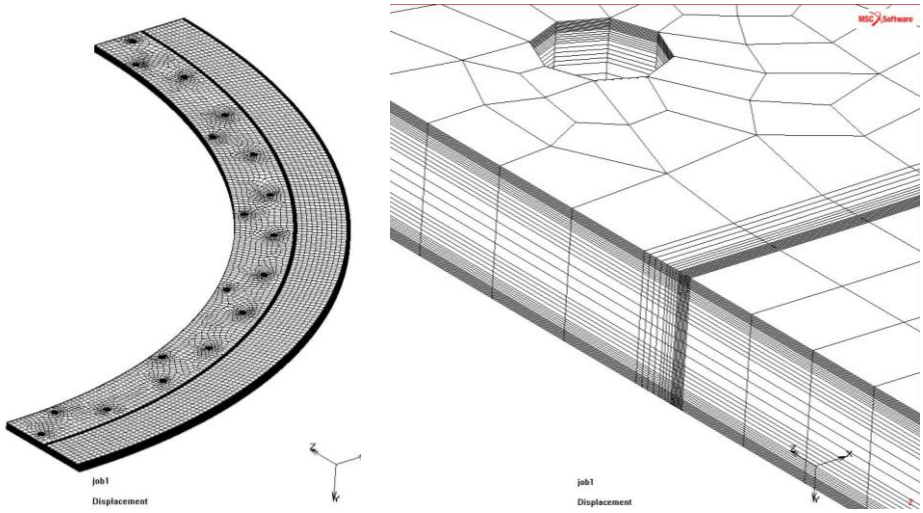


Rys.11. Wykres temperatury maksymalnej na powierzchni tarczy dla 6 siłowników przy sile docisku siłownika 60 kN [6]

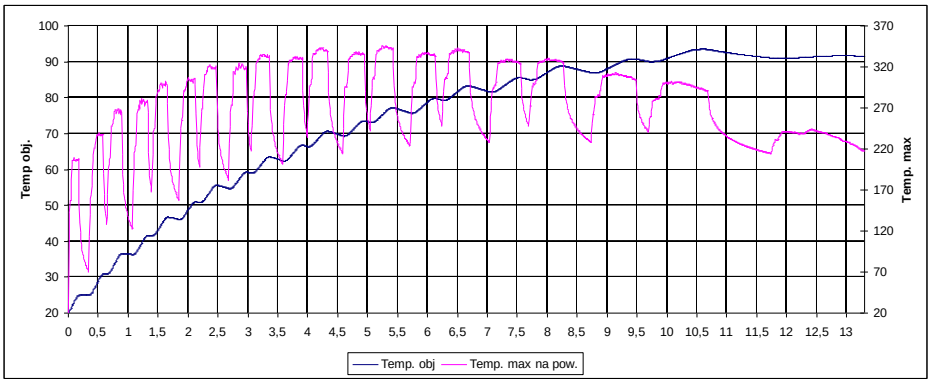


Rys.12. Wykres temperatury maksymalnej na powierzchni tarczy dla 6 siłowników przy sile docisku siłownika 80 kN [6]

Na rysunku 14 przedstawiono wyniki analizy numerycznej w postaci wykresu rozkładu temperatury na powierzchni tarczy oraz średniej temperatury w całej objętości tarczy w odniesieniu do warunków „hamowania bezpieczeństwa" maszyny wyciągowej.



Rys.13. Model segmentu tarczy hamulcowej

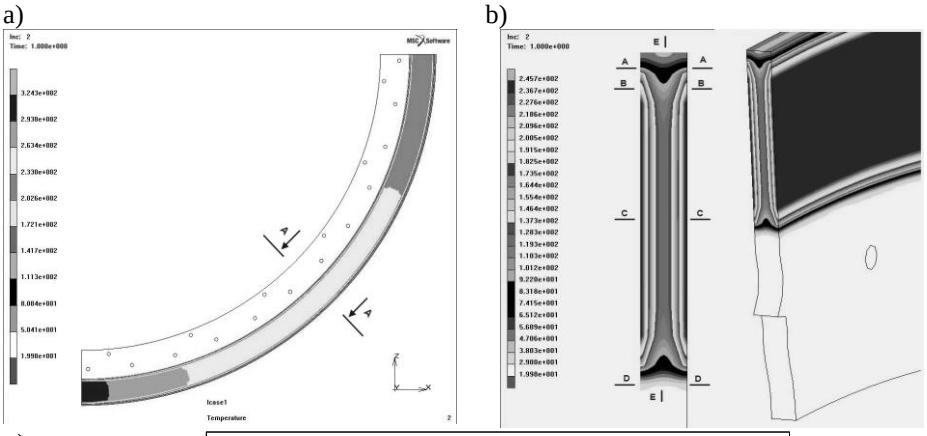


Rys.14. Wykres temperatury uzyskany w wyniku analizy numerycznej procesu hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej [6]

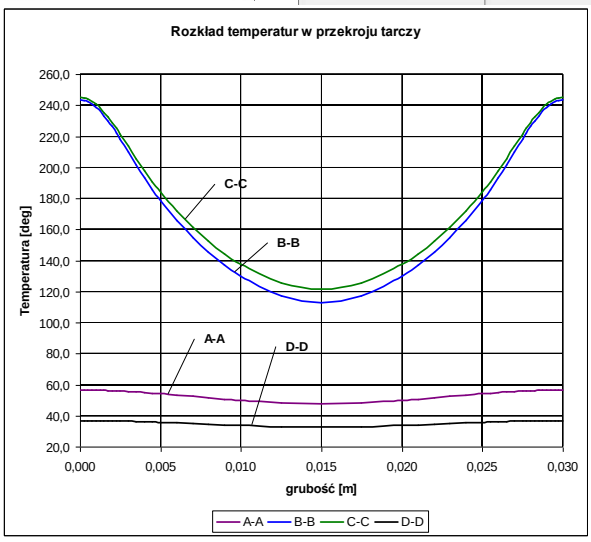
Z przedstawionego wykresu wynika, że maksymalna temperatura na powierzchni segmentu tarczy osiąga wartość 340^{o}C, a średnia wartość temperatury w całej objętości segmentu tarczy po czasie hamowania dochodzi do 100^{o}C. Jest to jednak wartość średnia, a nie wyrównana jeszcze w całej objętości tarczy. Wyniki analizy cieplnej wprowadzono do modelu, w celu przeprowadzenia analizy wytrzymałościowej. Wykonano ją dla wybranej chwili czasu t = 8,27 s (rys. 16). Maksymalna wartość temperatury na powierzchni segmentu tarczy wyniosła 324^{o}C (rys. 15), a średnia wartość temperatury w całej objętości segmentu tarczy wyniosła 89^{o}C.

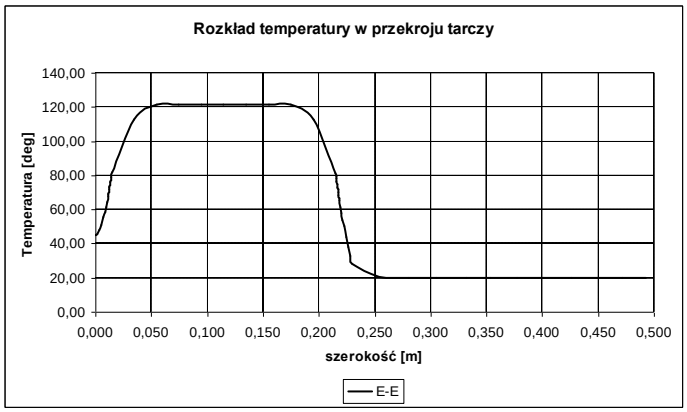
Na rysunku 16 przedstawiono przykładowy wynik analizy wytrzymałościowej w postaci mapy odkształceń tarczy i naprężeń w tarczy hamulcowej wynikające z jej nagrzania wskutek „hamowania bezpieczeństwa” w 8,27 s hamowania.

a) b)



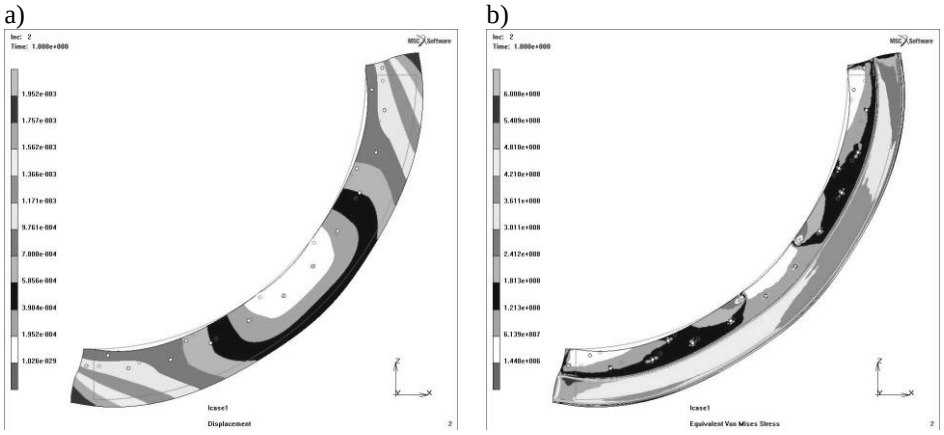
c)





Rys.15. Rozkład temperatury na powierzchni i wewnątrz segmentu tarczy dla t = 8,27 s [6]: a) mapa temperatury powierzchni tarczy, b) mapa temperatury w przekroju A-A tarczy, c) wykresy rozkładu temperatury w przekrojach tarczy hamulcowej

a) b)



Rys.16. Mapa odkształceń i naprężeń w tarczy hamulcowej dla rozkładu temperatur w segmencie tarczy dla t = 8,27 s [6]: a) mapa odkształceń, b) mapa naprężeń

Przeprowadzenie obliczeń cieplnych dla przedstawionego przypadku trwało 41 godzin. Obliczenia wytrzymałościowe, wraz z zaimplementowaniem danych wejściowych w postaci rozkładu temperatury w tarczy wymagało 68 godzin.

5. Podsumowanie

Modelowanie pary ciernej hamulca maszyny wyciągowej i zjawiska hamowania maszyny wyciągowej stwarza problemy związane z wielkością modelu, a co za tym idzie czasem analizy numerycznej. Wyniki analiz cieplnych (rozkłady temperatur w tarczy hamulcowej), wykorzystane zostają do analiz wytrzymałościowych tarczy hamulcowej.

Zadowalający efekt w postaci wykorzystania analiz numerycznych w konfigurowaniu pary ciernej hamulca maszyny wyciągowej i projektowaniu tarcz hamulcowych wymaga poszukiwania sposobów dalszego skracania procesu obliczeniowego, aby czas obliczeń wynosił kilka lub kilkanaście godzin.

Wyniki analiz numerycznych zweryfikowane zostaną z wynikami pomiarów nagrzewania się tarcz przeprowadzonych na wybranych maszynach wyciągowych zainstalowanych w górniczych wyciągach szybowych, jak również na pomniejszonym modelu fizycznym hamulca tarczowego maszyny wyciągowej będącym na stanowisku badawczym Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej.

Literatura

1. Kowal L., Turewicz K.: Odporność cieplna hamulców maszyn wyciągowych w aspekcie zwiększenia parametrów ruchowych górniczych wyciągów szybowych. Mechanizacja Górnictwa, ITG KOMAG, 2011.

2. Ścieszka S.F.: Problemy termiczne hamulców tarczowych do maszyn wyciągowych. Biuletyn ZUT Zgoda Świętochłowice nr 3, 1973.
3. Ścieszka S.F.: Hamulce cierne. Zagadnienia konstrukcyjne, materiałowe i tribologiczne. WZP-ITE Radom, 1998.
4. Ścieszka S.F., Żołnierz M.: Prognozowanie obciążenia cieplnego hamulca tarczowego maszyny wyciągowej metodą elementów skończonych. Międzynarodowa Konferencja „Transport Szybowy", 09.2007, CMG KOMAG.
5. PN-G-46206:1997. Górnicze wyciągi szybowe. Odporność cieplna hamulców tarczowych maszyn wyciągowych.
6. Projekt badawczy rozwojowy nr N R03 0006 06/2009 pt. Metoda projektowania tarcz hamulcowych maszyn wyciągowych w aspekcie zwiększenia ich odporności cieplnej dla zwiększonych parametrów ruchowych – wydajnościowych górniczych wyciągów szybowych. ITG KOMAG. Nie publikowane wyniki prowadzonych prac.
7. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz.U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.) wraz z załącznikiem nr 2 do tego rozporządzenia pt. „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia".
8. Dokumentacja techniczna ITG KOMAG.

Matematyczne modelowanie procesów dynamicznych napędu hamulca tarczowego górniczych maszyn wyciągowych

Anatolij Stiepanov – emerytowany profesor Instytutu Politechnicznego w Permie, Rosja

Выполнено математическое моделирование динамических процессов высоконапорного привода дискового тормоза шахтных подъёмных машин. Определено влияние конструктивных характеристик на быстродействие и устойчивость тормозной системы. Предложена новая система управления приводом дискового тормоза, которая обеспечивает высокое быстродействие и абсолютную устойчивость переходных режимов. Тормозная система создает предпосылки для успешного создания системы автоматического демпфирования и поддержания заданного замедления при предохранительном торможении, которая существенно повысит безопасность эксплуатации шахтных подъёмных установок.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: дисковый тормоз, гидропривод, регулятор, давление, математическая модель, шахтный подъём, торможение, демпфирование.

Современные шахтные подъёмные машины оборудуются дисковыми тормозами с высоконапорным гидроприводом, обладающими высоким быстродействием, малой инерционностью. Применение дисковых тормозов позволило поднять на новый уровень безопасность и надежность эксплуатации шахтных подъёмных установок. Фирма ABB (Швеция) в 1962 г произвела модернизацию и перешла на производство шахтных подъёмных машин с дисковыми тормозами [1]. Одна из таких машин фирмы SIEMAG (Германия) показана на рис. 1. [2].

Рис.1. Подъёмная машина с дисковыми тормозами

В СССР первая подъёмная машина с дисковым тормозом фирмы SIEMAG была смонтирована в начале 70-х годов прошлого столетия на Сибайском руднике в Башкирии.

По данным НПФ МИДИЭЛ [3] в последнее десятилетия Россия приобрела 15 подъемных машин, изготовленных на Украине. Машины оборудованы дисковыми тормозами на базе узлов фирмы АВВ, (Швеция). Кроме этого было поставлено 13 комплектов оборудования подъёмных машин фирмы SIEMAG [4, с. 172].

В Советском Союзе научно исследовательские работы по дисковым тормозам шахтных подъёмных машин были начаты в 60-е годы прошлого столетия. В отраслевой лаборатории шахтных стационарных установок Минуглепрома СССР при Пермском политехническом институте на базе подъёмной машины 2Ц-1,6х0,8 был разработан и смонтирован дисковый привод тормоза с комплексом гидроаппаратуры высокого давления. На базе научно-исследовательских работ, выполненных институтом горной механики имени академика М.М. Федорова (г. Донецк) и отраслевой лабораторией шахтных стационарных установок Минуглепрома СССР, в 1974 г. было разработано техническое задание на изготовление первой отечественной подъёмной машины с дисковыми тормозами. Техническое задание было утверждено Минуглепромом СССР и Минтяжмашем СССР. Для управления высоконапорным пружинно гидравлическим приводом тормоза были разработаны регуляторы высокого давления [5, 6]. Экспериментальные исследования опытного образца дискового тормоза с комплексом гидроаппаратуры высокого давления дали положительные результаты. Теоретические исследования динамики пружинно гидравлического привода дискового тормоза были проведены с применением электронных моделей МН-7 [7], а потом с использованием программ Фортран и Паскаль [8, с. 192].

В 1980 г. была изготовлена первая отечественная подъемная машина с дисковым тормозом, которая была смонтирована на шахте им. 9 пятилетки в Донбассе. В промышленных условиях регулятор высокого давления, к сожалению, не дал положительных результатов. Главной причиной не удовлетворительных результатов были, во-первых, склонность регулятора к перерегулированию в переходных режимах, а во-вторых, завышенные требования к построению замкнутой системы автоматического поддержания заданного замедления при предохранительном торможении. В настоящее время автором доказано, что на подъёмных установках, у которых массы поступательно движущихся частей соизмеримы с массами вращающихся частей, замкнутая система автоматического поддержания заданного замедления без демпфирования колебаний груженой ветви нецелесообразна, так как не обеспечивает снижения динамических нагрузок. [8, с. 80], [9, с. 217], [10].

К сожалению, ситуация, которая сложилась в 80-е годы привела к прекращению финансирования научно-исследовательских работ и не позволила довести до положительного конца работы по созданию отечественной системы плавного и непрерывного регулирования давления в тормозных цилиндрах.

В настоящее время современные персональные компьютеры и математические программы (MathCad 14, MatLab) позволяют на новом уровне решить задачу о динамических процессах пружинно гидравлического привода дискового тормоза шахтных подъёмных машин.

Основными элементами дискового тормоза являются пружинно гидравлический привод и комплекс гидрооборудования, основным в котором является аппарат для регулирования величины тормозного усилия (регулятор давления).

ТОРМОЗНОЙ ПРИВОД

Дисковый тормоз шахтной подъёмной машины состоит из 4 постаментов (блоков), на которых расположены тормозные модули и гидрораспределительная аппаратура. Тормозной модуль состоит из двух тормозных элементов, представляющих из себя цилиндры, поршни которых нагружены тарельчатыми пружинами. На каждом блоке монтируется 2-4 тормозных модулей со своим комплектом гидроаппаратуры. Таким образом, на подъёмной машине может быть 16-32 тормозных цилиндров. Такое решение приводит к уменьшению габаритов привода и гидроаппаратов, а следовательно, к уменьшению расходных характеристик гидропривода и увеличению его быстродействия. Конструкция тормозного привода с большим количеством дублирующих элементов и высоким быстродействием позволяет существенно повысить надежность и безопасность шахтных подъёмных машин. Схема дискового тормозного привода показана на рис. 2.

Используя принцип Д`Аламбера, дифференциальное уравнение, характеризующее движения поршня можно записать:

$$M_{пр} \cdot x'' = S_2 - c_n \cdot x - \Delta F \cdot P_x - c_к \cdot (x - xx) - S_{тр} \cdot sign(x')$$

$$\text{при } x \le xx,\ c_к = 0 \qquad (1)$$

где:

$M_{пр}$ – масса поршня и присоединенных к нему элементов тормоза, *кг* ;

x – текущее значение перемещения поршня тормозного цилиндра, *м* ;

xx – величина холостого хода тормоза, *м* ;

S_2 – усилие блока тарельчатых пружин при максимальном давлении в тормозном цилиндре, H ;

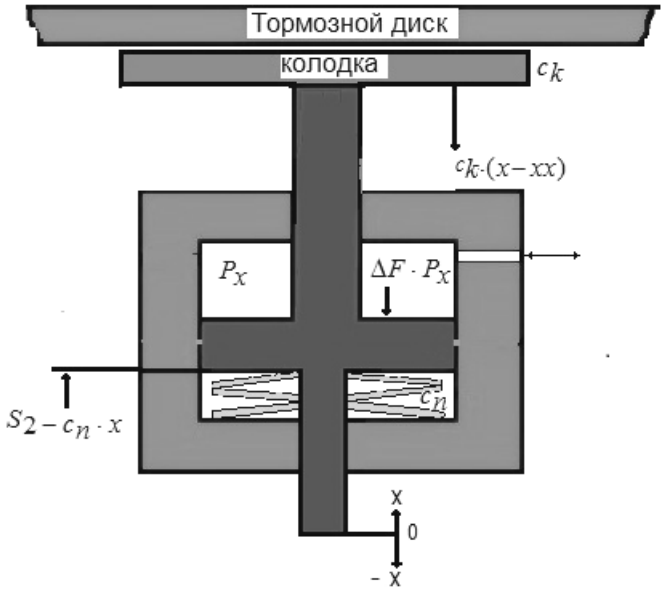


Рис.2. Тормозной привод

ΔF – площадь поршня в полости, в которой изменяется давление, $м^2$;

P_x – текущее значение давления в тормозном цилиндре, $Па$;

c_n – жесткость пружинного блока, $\frac{Н}{м}$;

$c_к$ – жесткость тормозных колодок, $\frac{Н}{м}$;

$S_{тр} = \pi \cdot D_{пр} \cdot b_{ум} \cdot P_x \cdot f_{ум}$ – сила трения при движении поршня, $Н$;

$D_{пр}$ – диаметр поршня, $м$;

$b_{ум}$ – ширина уплотнительной манжеты, $м$;

$f_{ум}$ – коэффициент трения манжеты; $sign-$ функция Кронеккера, которая показывает, что при изменении знака скорости изменяется направление силы трения. Из уравнения (1) при $P_x = 0$, $x' = 0$, $x'' = 0$, $x = x_{max}$ определяется максимальное перемещение поршня тормозного привода: $x_{max} = \frac{S_2 + c_к \cdot xx}{c_n + c_к}$. Усилие, развиваемое тормозным приводом при перемещение поршня на величину x_{max} будет $F_{max} = S_2 - c_n \cdot x_{max}$ или $F_{max} = c_к \cdot (x_{max} - xx)$. Из этих зависимостей можно определить соотношение, которое характеризует величину усилия блока тарельчатых пружин от тормозного усилия F_{max} и конструктивных параметров тормоза: $S_2 = \frac{c_n + c_к}{c_к} \cdot F_{max} + c_n \cdot xx.$ С другой стороны $S_2 = \Delta F \cdot P_{max}$, здесь P_{max} – максимальное давление гидросистемы, $Па$. Таким образом, функцию

зависимости максимального давления от максимального тормозного усилия можно представить:

$$P_{max}(F_{max}) = \frac{1}{\Delta F} \cdot \left(\frac{c_n + c_к}{c_к} \cdot F_{max} + c_n \cdot xx \right) \quad (2)$$

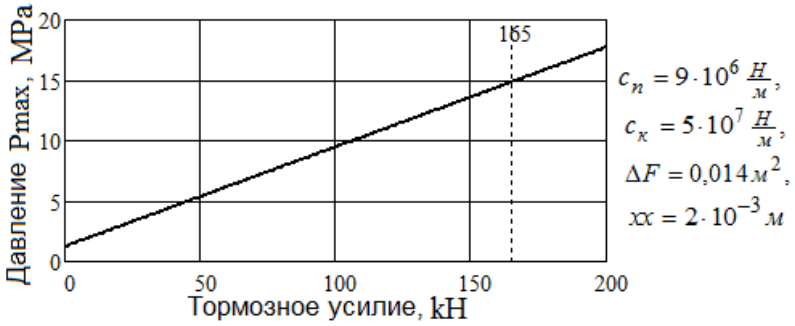


Рис.3. Максимальное давление в гидросистеме в зависимости от максимального тормозного усилия

Из рисунка видно, что при принятых параметрах, тормозной привод при давлении *15 МПа* развивает усилие *165 кН*. Если допустить, что на каждом постаменте подъёмной машины монтируется 4 тормозных модуля, то суммарное количество тормозных цилиндров будет 32, тогда при коэффициенте трения 0,3 суммарное тормозное усилие будет $165 \cdot 32 \cdot 0{,}5 = 1584$ *кН* . В соответствии с требованиями правил безопасности подъёмные установки должны иметь трехкратный запас тормозного усилия, следовательно, в рассматриемом примере, тормозной привод может обеспечить безопасную эксплуатацию подъёмной установки, имеющей максимальную разность статических натяжений *528кН*. Основная масса подъёмных установок, находящиеся в эксплуатации в России имеют статическое сопротивление меньше этой величины. Подъёмные машины меньшей грузоподъёмности можно комплектовать меньшим числом тормозных модулей или уменьшением максимального давления гидросистемы. Таким образом, один типоразмер тормозного привода обеспечит весь парк подъёмных машинах. Однако, НПФ »МИДИЕЛ» (Украина) в отличие от фирмы АВВ (Германия) было принято решение, что нецелесообразно комплектовать весь типора- змерный ряд подъёмных машин одинаковыми тормозными элеентами [11, с. 178].

РЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ

Для управления тормозным приводом необходимы гидроаппараты, позволяющие регулировать величину тормозного усилия. Так как дисковые тормоза подъёмных машин представляют много модульные конструкции, то регулирование величины тормозного усилия можно осуществлять двумя способами: дискретно и плавно. При дискретном

регулировании определенное количество модулей управляется двухпозиционными золотниками, число которых зависит от принятых решений. Такой способ управления для подъёмных установок с приводом постоянного тока, на которых функции рабочего торможения могут быть выполнены электроприводом, применяется зарубежными фирмами [1, 2]. Подъёмные установки на которых для выполнение рабочего цикла необходимо рабочее торможение должны иметь гидроаппарат плавного регулирования тормозного усилия. Этот аппарат позволит выполнить все возможные вспомогательные и маневровые операции. Кроме этого, гидроаппарат плавного регулирования тормозного усилия позволит реализовать системы автоматического демпфирования заданного замедления при предохранительном торможении шахтных подъёмных установок, возможность создания которых доказана в работе [10]. По мнению автора тормозное устройство целесообразно оборудовать по следующей предлагаемой схеме: два тормозных блока должны иметь двухпозиционные золотники, а два других управляться двумя аппаратами плавного регулирования. При работе сочетание двух аппаратов дискретного регулирования и аппаратов плавного регулирования позволят получить все желаемые характеристики тормоза. Например, при создании системы автоматического демпфирования заданного замедления тормоз работает следующим образом. При подъёме груза срабатывает один двухпозиционный золотник и приводы одного тормозного блока создают полное усилие, соответствующее этим тормозным модулям. При спуске груза двухпозиционные золотники дают сигнал на выпуск жидкости из цилиндров двух тормозных блоков. Обмотки управления аппаратов плавного регулирования включены в систему формирования сигнала, который демпфирует и поддерживает заданное замедление.

В качестве аппаратов плавного регулирования были разработаны регуляторы высокого давления [5, 6]. Отмечалось, что при наладке первого отечественного дискового тормоза регуляторы высокого давления не дали положительного результата. По этой причине фирмой »МИДИЕЛ» было принято решение оборудовать подъёмные машины дисковым приводом тормоза низкого давления, при этом в качестве регулятора давления использовать существующий, хорошо себя зарекомендовавший регулятор низкого давления РДУ-1МГ [11, с. 179]. При создании регуляторов высокого давления возникло несколько проблем:

1. При увеличение давления увеличивалась мощность электромагнитной головки управления и при давлении выше *10 МПа* , становилась технически неприемлемой.
2. В регуляторе РДУ-1МГ, с целью компенсации веса золотника, под золотником расположена пружина небольшой жесткости. В принципе действия этого регулятора положено условие, что золотник начинает

движение в нейтральное положение (отсечка) при давлении в распределительной камере регулятора большем давления в камере управления. За время движения золотника в положение отсечка давление в распределительной камере, а следовательно, и в тормозном цилиндре достигнет величины превышающей заданное давление. Золотник пере ставится в положение при котором начнётся слив жидкости (уменьшение избыточного давления). Аналогичный процесс снова приведет к движению золотника в положение отсечка. Гидравлические сопротивления трубопровода, соединяющего тормозной цилиндр и регулятор, а также гидродинамическая сила и имеющиеся перекрытия золотником сливных и нагнетательных окон и сила трения приведут к затуханию колебательного процесса. При работе регулятора РДУ-1МГ с тормозным приводом низкого давления, в котором используются большие рабочие объёмы жидкости, эти колебания незначительны и не сказываются на качестве регулирования.

На рис. 4 показана принципиальная схема предлагаемых регуляторов высокого давления [5, 6]. В регуляторе используется ступенчатый золотник, размеры которого принимаются из условия $F_з \cdot P_y = \Delta F_з \cdot P_p$.

здесь:

$F_з$ – площадь золотника в верхней (над золотниковой) камере, $м^2$;

P_y – текущее значение давления в камере управления, $Па$;

$\Delta F_з$ – разность площадей золотника в над золотниковой и под золотниковой камерах, $м^2$;

P_p – текущее значение давления в распределительной камере, $Па$.

В качестве электромагнитной головки управления принимается серийная головка регулятора РДУ-1МГ, рассчитанная на работу при давлении до $1{,}2\ МПа$. Если уменьшить диаметр сопла, то можно получить нормальную работу устройства при давлении до $1{,}6\ МПа$.

При подаче на катушку управления сигнала $U(t)$ якорь электромеханического преобразователя, подвешенного на двух плоских пружинах, перемешает заслонку вниз, увеличивая гидродинамическое сопротивление истечению жидкости через сопло. В камере управление формируется давление P_y. Под действием этого давления золотник, преодолевая реакцию нижней пружины, перемещается вниз. После того, как золотник пройдет расстояние, соответствующее зоне перекрытия, откроются окна, соединяющие трубопровод от аккумулятора высокого давления с распределительной камерой золотника. Рабочая жидкость поступает в тормозной цилиндр и в распределительной камере повышается давление.

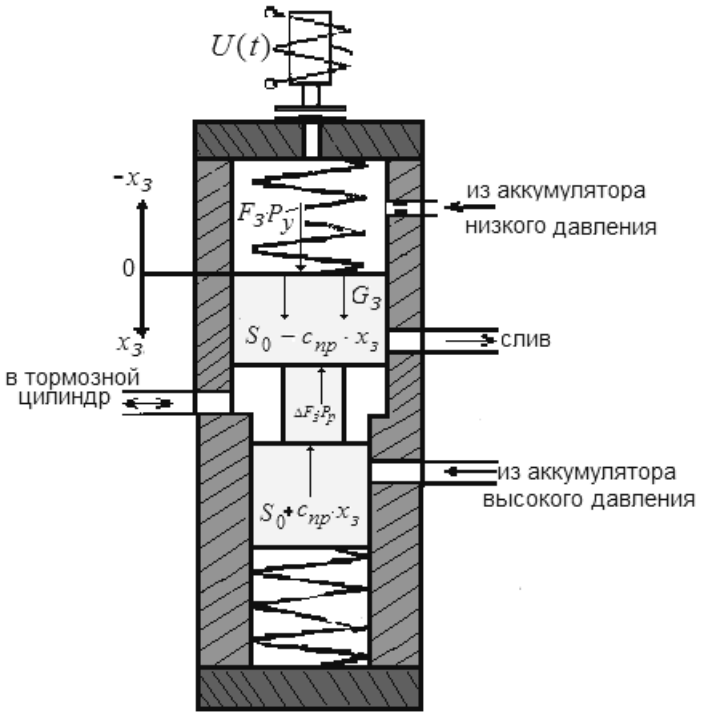


Рис.4. Регулятор высокого давления

Под действием этого давления создаётся сила $\Delta F_з \cdot P_p$, которая совместно с силой от реакции деформированной пружины возвращает золотник в положение отсечка. Пружины должны быть предварительно деформированными под действием усилия S_0 . Подбирая жесткость пружин и величину зоны перекрытия можно получить апериодический закон изменения заданного давления.

Математическая интерпретация работы регулятора состоит в описании: тягового усилия при подаче на катушку управления напряжения $U(t)$; создания в камере управления давления P_y ; перемещения золотника и расходных характеристик через распределительную камеру.

Переходный процесс в цепи постоянного тока с одним индуктивным элементом характеризуется неоднородным дифференциальным уравнением первого порядка [12, с. 133]:

$$L \cdot i' + R \cdot i = U(t) \tag{3}$$

здесь:

i – ток в обмотке управления, A ;

L – индуктивность обмотки управления, $Гн$;

R – активное сопротивление обмотки управления, $Ом$.

Дифференциальное уравнение, характеризующее перемещение заслонки можно записать [8, с. 187].

$$m_{зас} \cdot \rho'' = F_{эл} - c_{пр} \cdot \rho - h_{пр} \cdot \rho' - f_c \cdot P_y \qquad (4)$$

где:

$m_{зас}$ – масса подвижных частей преобразователя и заслонки, $кг$;

ρ – текущее значение перемещения заслонки, $м$;

$F_{эл} = k_{эл} \cdot i$ – электромагнитная сила преобразователя, $Н$;

$k_{эл}$ – коэффициент пропорциональности, $\frac{Н}{А}$;

$c_{пр}$ – жесткость пружин преобразователя, $\frac{Н}{м}$;

$h_{пр}$ – коэффициент демпфирования, $Н \cdot \frac{с}{м}$;

f_c – площадь сечения сопла, $м^2$.

Перемещение заслонки ρ приводит к изменению гидравлического сопротивления истечению жидкости из камеры управления, и за счет разности расходов через сопло и питающий дроссель перемещается золотник, изменяя объём камеры управления. Этот процесс описывается уравнением расходов.

$$x'_з \cdot F_з = \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot \left[\mu_{др} \cdot f_{др} \cdot \sqrt{P_{аку} - P_y} - \mu_c \cdot \pi \cdot d_c \cdot (E_{max} - \rho) \cdot \sqrt{P_y} \right]$$

где:

$x'_з$ – скорость золотника, $\frac{м}{с}$;

g – ускорение свободного падения, $\frac{м}{с^2}$;

γ – объёмный вес тормозной жидкости, $\frac{Н}{м^3}$;

$\mu_{др}$, μ_c – коэффициенты расхода соответственно дросселя и сопла;

$f_{др}$ – площадь сечения дросселя, $м^2$;

$P_{аку}$ – давление в аккумуляторе низкого давление, $Па$;

d_c – диаметр сопла, $м^2$;

E_{max} – максимальное перемещение заслонки в зоне регулирования, $м$;

Из этого уравнения можно определить текущее значение давления в камере управления P_y в зависимости от положения заслонки и скорости золотника.

Введём обозначения:

$$\alpha = \frac{1}{F_з} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot \mu_c \cdot \pi \cdot d_c \cdot (E_{max} - \rho) ; \; \beta = \frac{1}{F_з} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot \mu_{др} \cdot d_{др} ,$$

тогда:

$$P_y = \frac{-\alpha \cdot x'_з}{(\alpha^2+\beta^2)^2} \cdot \left[-2 \cdot \alpha \cdot x'_з + 2 \cdot \sqrt{\beta^4 \cdot P_{аку} - \beta^2 \cdot (x'_з)^2 + \alpha^2 \cdot \beta^2 \cdot P_{аку}} \right] +$$

$$+ \frac{1}{\alpha^2+\beta^2} \cdot [\beta^2 \cdot P_{аку} - (x'_з)^2] \qquad (5)$$

Если в уравнении (5) скорость золотника принять равной нулю ($x'_з = 0$), то получим зависимость давления в камере управления от перемещения заслонки. $P_y = \frac{\beta^2}{\alpha^2+\beta^2} \cdot P_{аку}$. Приняв за базовую величину $P_{аку}$, эту зависимость выразим в относительных единицах. Подставив значения α и β получим:

$$\frac{P_y}{P_{аку}} = \frac{d_{др}{}^4}{d_{др}{}^4 + 16 \cdot d_c{}^2 \cdot (E_{max}{}^2 - 2 \cdot E_{max} \cdot \rho + \rho^2)} \qquad (6)$$

Максимальную величину перемещения заслонки, в соответствии с рекомендациями [13, с. 77] следует принимать $E_{max} = \frac{d_c}{4}$, тогда уравнение (6) при $\rho = 0$ будет: $\frac{P_y}{P_{аку}} = \frac{1}{n_c{}^4 + 1}$, где $n_c = \frac{d_c}{d_{др}}$. Графическая зависимость этой формулы показана на рис. 5а и 5б.

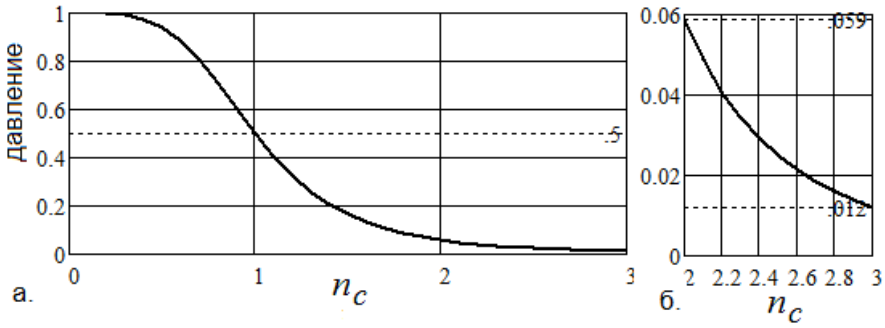


Рис.5. Зависимость относительного давления от величины n_c

На рис. 5б характеристика показана в укрупненном масштабе для n_c от 2 до 3. Видно, что для того, чтобы давление в камере управления при нулевом сигнале управления $(i = 0,\ \rho = 0)$, находилось в пределах $P_y = (0{,}012 - 0{,}059) \cdot P_{аку}$, диаметр сопла должен быть $d_c = (2-3) \cdot d_{др}$. Из рисунка видно, что, например, при $n_c = 1$ (диаметр сопла равен диаметру дросселя) давление в камере управления будет $P_y = 0{,}5 \cdot P_{аку}$.

Уравнение (6) характеризует относительную величину давления в камере управления в зависимости от перемещения заслонки ρ, и соотно-

шения диаметров сопла d_c и дросселя $d_{др}$ при заданном максимальном перемещении заслонки E_{max}. Эту зависимость назовем статической характеристикой, и покажем на рис. 6.

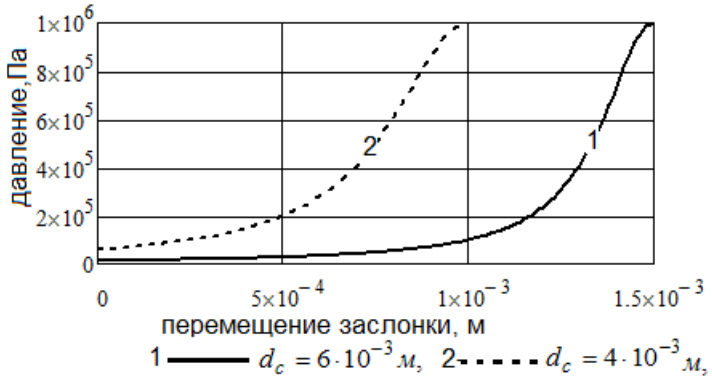


Рис.6. Статическая характеристика

Характеристика 1 построена для значений $d_c = 6 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{др} = 2 \cdot 10^{-3}$ м, а характеристика 2 - для значений $d_c = 4 \cdot 10^{-3}$ м, $d_{др} = 2 \cdot 10^{-3}$ м. Какой характеристике следует отдать предпочтение зависит от тяговой способности электромеханического преобразователя и от величины остаточного давления при нулевом сигнале управления.

Используя принцип Д`Аламбера и рис. 4 дифференциальное уравнение движения золотника регулятора давления запишется:

$$m_з \cdot x_з'' = G_з + F_з \cdot P_y + (S_0 - c_{прз} \cdot x_з) - (S_0 + c_{прз} \cdot x_з) - \Delta F_з \cdot P_p - S_{трз} \cdot sign(x_з') - h_з \cdot sign(x_з') - R_г \quad (7)$$

где:

$m_з$ – масса золотника, $кг$;

$x_з$ – перемещение золотника, $м$;

$G_з$ – вес золотника;

S_0 – усилие предварительного сжатия пружин, H ;

$c_{прз}$ – жесткость пружин золотника, $\frac{H}{м}$;

$h_з$ – коэффициент демпфирования, $H \cdot \frac{м}{с}$;

$S_{трз}$ – сила трения, H ;

$R_г$ – гидродинамическая сила, H .

Источником силы трения являются твердые частицы загрязнений жидкости. Усилие, требующееся для страгивания плунжера, зависит также от физических свойств жидкости и связано с заращиванием (обли-

терацией) щели адсорбированными на поверхностях деталей молекулами, т. е. зависит от свойств граничного слоя жидкости. В этом случае, чтобы сдвинуть (стронуть) золотник с места, необходимо приложить усилие, способное разрушить прослойку из этих молекул, связывающую поверхности втулки и золотника. На распределительный золотник действует также осевая сила, вызываемая гидродинамическим (реактивным) действием потока жидкости. Сила трения и гидродинамическая сила могут увеличить колебательный процесс при отработке заданного давления, что может привести к потере устойчивости и к пере регулированию при торможении шахтной подъёмной машины. Пере регулируемая величина тормозного усилия приводит к опасному режиму торможения, который может быть причиной серьезной аварии на шахтной подъёмной установке. В соответствие с рекомендациями [14, с. 78] гидродинамическая сила определяется:

$$R_c = \mu_p \cdot b_з \cdot x_з \cdot P_x \cdot \cos\theta$$

здесь:

μ_p – коэффициент расхода через распределительный золотник;

$b_з$ – эквивалентная ширина проходных окон золотника, $м$;

$\theta = \frac{\pi}{180} \cdot 69, рад$ – угол наклона струи жидкости.

СИСТЕМА РЕГУЛЯТОР - ТОРМОЗНОЙ ПРИВОД

В зависимости от положения золотника распределительная камера регулятора работает в трех режимах:

а) Режим нагнетания жидкости, когда тормозной цилиндр через открываемую щель и распределительную камеру соединяется с аккумулятором высокого давления $x_3 \geq a_0$, и происходит растормаживание. В этом режиме расход жидкости Q зависит от суммарной площади поршней тормоза от их скорости и параметров, характеризующих сжимаемость жидкости и гибкого трубопровода (РВД), а также от скорости распределительного золотника. Этот расход равен расходу из аккумулятора высокого давления в распределительную камеру Q_1 и расходу из распределительной камеры регулятора в тормозной цилиндр Q_2 . Эти условия характеризуется уравнениями расходов:

$$\begin{cases} Q = \Delta F \cdot n_ц \cdot x' + \left(\frac{\Delta F \cdot n_ц \cdot x + v_0}{\xi_{ж}} + \frac{v_0}{\xi_{mp}} \right) \cdot \frac{dP_p}{dt} + \Delta F_з \cdot x'_з ; \\ Q_1 = \mu_p \cdot b_з \cdot (x_з - a_o) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot (P_{\max} - P_p)} ; \\ Q_2 = \mu_{mp} \cdot f_{mp} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot (P_p - P_x)} . \end{cases} \quad (8)$$

где:

μ_{mp} – коэффициент расхода, характеризующий сопротивления гидравлической линии, соединяющей тормозной цилиндр с регулятором;

f_{mp} – площадь сечения трубопровода, $м^2$

v_0 – начальный объём соединительных трубопроводов (РВД-рукавов высокого давления);

$\xi_{ж}$ – модуль упругости жидкости, $Па$;

ξ_{mp} – модуль упругости трубопровода, $Па$.

Если пренебречь изменением объёма за счет перемещения ступенчатого золотника ($\Delta F_з \cdot x' = 0$), сжимаемостью жидкости и РВД то из этих уравнений можно определить давление в распределительной камере в зависимости от давления в тормозном цилиндре регулятора.

$$P_p = P_{max} - \frac{(\mu_{mp} \cdot f_{mp})^2}{(\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з - a_o)^2 + (\mu_{mp} \cdot f_{mp})^2} \cdot (P_{max} - P_x) \qquad (9)$$

б). Режим перекрытия, когда тормозной цилиндр отсоединен от аккумулятора высокого давления и от сливного трубопровода, $(|x_з| \le |a_o|)$. Так как регулятор имеет ступенчатый золотник, то при перемещении золотника изменяется объём распределительной камеры. Математическая интерпретация этого условия будет: $\Delta F_з \cdot x'_з = \mu_{mp} \cdot f_{mp} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot (P_p - P_x)}$. Давление в распределительной камере определится: $P_p = P_x + \frac{\gamma \cdot (\Delta F_з \cdot x'_з)^2}{2 \cdot g \cdot (\mu_{mp} \cdot f_{mp})^2}$.

в) Режим выпуска жидкости (торможение). Тормозной цилиндр соединяется со сливным трубопроводом, $(x_з \le -a_o)$. В этом режиме расход жидкости из тормозного цилиндра равен расходу из распределительной камеры золотника в сливной трубопровод. Режим характеризуется уравнениями:

$$\begin{cases} Q_1 = \mu_p \cdot b_з \cdot (x_з + a_o) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot (P_p - P_c)} \ ; \\ Q_2 = \mu_{mp} \cdot f_{mp} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot (P_x - P_p)} \ ; \\ P_p = \frac{P_x \cdot (\mu_{mp} \cdot f_{mp})^2 + P_c \cdot (\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з + a_o)^2}{(\mu_{mp} \cdot f_{mp})^2 + (\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з + a_o)^2} \ . \end{cases} \qquad (10)$$

Здесь P_c - давление в сливном трубопроводе, $Па$. Если пренебречь сжимаемостью жидкости и считать, что изменение объёма в распределительной камере $\Delta F_з \cdot x'_з$ пренебрежительно мало по сравнению с изме-

нением объёма тормозного цилиндра, т.е. принять $\Delta F_з \cdot x'_з = 0$, то из уравнений (8), (9),(10) определяется давление в тормозном цилиндре:

$$\begin{cases} P_X = P_{\max} - \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot (\Delta F \cdot n_ц)^2 \cdot \left[\frac{1}{(\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з - a_o)^2} + \frac{1}{(\mu_{mp} \cdot f_{mp})^2} \right] \cdot (x')^2; & \text{при } x_з \geq a_o \\ P_X = P_c + \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot (\Delta F \cdot n_ц)^2 \cdot \left[\frac{1}{(\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з + a_o)^2} + \frac{1}{(\mu_{mp} \cdot f_{mp})^2} \right] \cdot (x')^2 ; & \text{при } x_з \leq -a_o . \end{cases} \quad (11)$$

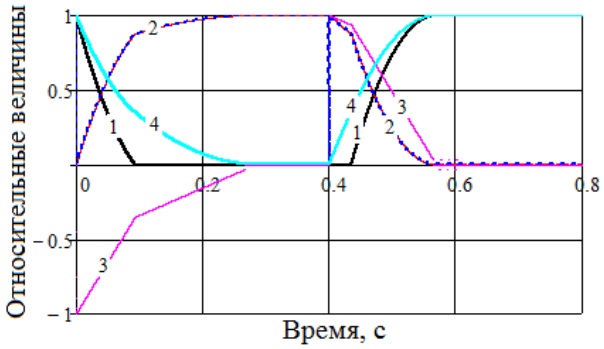
Таким образом, для исследования динамических процессов высоконапорного пружинно гидравлического привода дискового тормоза необходимо решить систему, содержащую уравнения (1), (3), (4), (5), (7), (11). Эта задача может быть решена численным методом с использованием современной математической программы MathCad-14. Из уравнений (11) видно, что в зависимостях, характеризующих давление в тормозных цилиндрах P_x имеются функции, которые содержат член $\frac{1}{(\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з \pm a_o)^2}$.

При $x' = 0$ и $x_з \, \mu \, a_o \approx 0$ (золотник находится в зоне перекрытия) функция представляет неопределенность вида $\frac{0}{0}$. Эта функция так же не может быть использована и для малых значений $x_з \, \mu a_o$. Для преодоления этой трудности решим систему уравнений, сделав допущение, что после подачи сигнала золотник регулятора перемещается мгновенно.

$$\begin{cases} M_{пр} \cdot x'' = S_2 - c_n \cdot x - \Delta F \cdot P_X - c_к \cdot (x - xx) - S_{пр} \cdot sign(x') , \text{ при } x \leq xx,\ c_к = 0; \\ P_X = P_{\max} - \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{\Delta F \cdot n_ц \cdot x'}{\mu_{mp} \cdot f_{mp}} \right)^2 - \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{\Delta F \cdot n_ц \cdot x'}{\mu_p \cdot b_з \cdot (x_з - a_o)} \right)^2 , \text{ при } x_з \geq a_o ; \\ P_X = P_c + \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{\Delta F \cdot n_ц \cdot x'}{\mu_{mp} \cdot f_{mp}} \right)^2 + \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{\Delta F \cdot n_ц \cdot x'}{\mu_p \cdot b_з \cdot (x_з + a_o)} \right)^2 , \quad \text{при } x_з \leq -a_o . \end{cases} \quad (12)$$

При растормаживании золотник перемещается на величину $x_з = x_{зmax}$. После того, как переходный процесс закончится (через 0,4 с) золотник занимает положение при котором $x_з = -x_{зmax}$, начинается процесс торможения. Тормозное усилие определяется по формуле $F_m = c_k \cdot (x - xx)$ при $x \geq xx$. Для того чтобы показать характеристики, имеющие разные величины на одном графике, представим их в относительных величинах. В качестве базовых величин приняты максимальные значения исследуемых характеристик. Характе- ристики показаны на рис. 7. Видно, что тормозной привод обладает высоким быстродействием. Тормозное усилие 1, снижается до нуля примерно за 0,1 с. В этот момент в первом уравнении системы (12) жесткость тормозных колодок $c_k = 0$ и характеристики изменения давления (2) и скорости (3) имеют характерные перегибы. Кривая (4), характеризует перемещения поршня тормоза. Процесс заканчивается через 0,28 с. На отметке времени 0,4 с поступает

сигнал и золотник мгновенно занимает положение $x_з = -x_{зм\,ах}$. Эти характеристики позволяют определить влияние основных конструктивных размеров регулятора давления и тормозного привода на быстродействие системы.



1- тормозное усилие, 2- давление, 3- скорость, 4- перемещение.

Рис.7. Характеристики тормозного привода

Основным достоинством высоконапорного привода дискового тормоза является его малая масса. По этой причине, в первом уравнении системы (12) можно предположить, что при малых значениях $|x_з|$ величина $M_{пр} \cdot x''$ будет значительно меньше остальных составляющих и ей можно пренебречь. При этом условии текущее значение давления в тормозном цилиндре будет:

$$P_x = \frac{1}{M_{пр}} \cdot \left[S_2 - c_n \cdot x - c_к \cdot (x - xx) - S_{тр} \cdot sign(x')\right] \text{ при } x \le xx,\ c_к = 0 \qquad (13)$$

Характеристика, построенная с использованием уравнения (13) показана на рис. 7, которая полностью совпадает с кривой 2, построенной по уравнениям системы (12). Поэтому давление в тормозном цилиндре (12) можно определять по уравнению (13).

Скорости поршня тормозного привода соответственно при впуске жидкости в цилиндр (растормаживание) и выпуске (торможение) определяются:

$$x' = -\frac{\mu_p \cdot b_з \cdot (x_з - a_o) \cdot (\mu_{тр} \cdot f_{тр})}{\Delta F \cdot n_ц} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot \frac{(P_{ак} - P_x)}{\left[(\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з - a_o)^2 + (\mu_{тр} \cdot f_{тр})^2\right]}} -$$

$$- \frac{1}{\Delta F \cdot n_ц} \cdot \left(\frac{\Delta F \cdot x + v_0}{\xi_{ж}} + \frac{v_0}{\xi_{тр}}\right) \cdot \frac{dP_p}{dt}, \quad \text{при} \quad x_з \ge a_o;$$

$$x' = -\frac{\mu_p \cdot b_з \cdot (x_з + a_o) \cdot (\mu_{тр} \cdot f_{тр})}{\Delta F \cdot n_ц} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot \frac{P_x - P_c}{\left[(\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з + a_o)^2 + (\mu_{тр} \cdot f_{тр})^2\right]}} +$$

$$+ \frac{1}{\Delta F \cdot n_ц} \cdot \left(\frac{\Delta F \cdot x + v_0}{\xi_{ж}} + \frac{v_0}{\xi_{тр}}\right) \cdot \frac{dP_p}{dt}, \qquad \text{при} \quad x_з \le -a_o.$$

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Таким образом, для изучения динамических процессов высоконапорного привода дискового тормоза необходимо решить систему уравнений (14). Система уравнений решена с помощью математической программы MathCad 14 с использованием встроенной функции rkfixed, реализующей метод Рунге-Кутты.

$$
\begin{cases}
L\cdot i' + R\cdot i = U(t)\,; \\
\alpha = \frac{1}{F_з}\cdot\sqrt{\frac{2\cdot g}{\gamma}}\cdot\mu_c\cdot\pi\cdot d_c\cdot(E_{\max}-\rho)\,, \quad \beta = \frac{1}{F_з}\cdot\sqrt{\frac{2\cdot g}{\gamma}}\cdot\mu_{др}\cdot d_{др}\,; \\
P_y = \frac{-\alpha\cdot x'_з}{(\alpha^2+\beta^2)^2}\cdot\left[-2\cdot\alpha\cdot x'_з + 2\cdot\sqrt{\beta^4\cdot P_{аку} - \beta^2\cdot(x'_з)^2 + \alpha^2\cdot\beta^2\cdot P_{аку}}\right] + \\
\quad + \frac{1}{\alpha^2+\beta^2}\cdot[\beta^2\cdot P_{аку} - (x'_з)^2]\,; \\
m_{зас}\cdot\rho'' = F_{эл} - c_{пр}\cdot\rho - h_{пр}\cdot\rho' - f_c\cdot P_y\,; \\
P_x = \frac{1}{M_{пр}}\cdot\left[S_2 - c_n\cdot x - c_к\cdot(x-xx) - S_{тр}\cdot sign(x')\right], \quad \text{при } x \le xx,\ c_к = 0\,; \\
P_p = P_{\max} - \frac{(\mu_{тр}\cdot f_{тр})^2}{(\mu_p\cdot b_з)^2\cdot(x_з-a_o)^2 + (\mu_{тр}\cdot f_{тр})^2}\cdot(P_{\max}-P_x)\,, \quad \text{при } x_з \ge a_0\,; \\
P_p = \frac{P_x\cdot(\mu_{тр}\cdot f_{тр})^2 + P_c\cdot(\mu_p\cdot b_з)^2\cdot(x_з+a_o)^2}{(\mu_{тр}\cdot f_{тр})^2 + (\mu_p\cdot b_з)^2\cdot(x_з+a_o)^2}\,, \quad \text{при } x_з \le -a_o\,; \\
R_г = \mu_p\cdot b_з\cdot\Delta x_з\cdot\Delta P_p\cdot\cos\theta\,, \quad x_з \ge a_0,\ \Delta x_з = (x_з - a_0),\ \Delta P_p = P_{\max} - P_p\,; \\
|x_з| \le |a_0| \quad \Delta P_p = 0 \qquad x_з \le -a_0 \quad \Delta x_з = (x_з + a_0) \quad \Delta P_p = P_p - P_c\,; \\
m_з\cdot x''_з = G_з + F_з\cdot P_y - 2\cdot c_{прз}\cdot x_з) - \Delta F_з\cdot P_p - S_{трз}\cdot sign(x'_з) - h_з\cdot sign(x'_з) - R_г\,; \\
x' = -\frac{\mu_p\cdot b_з\cdot(x_з-a_o)\cdot(\mu_{тр}\cdot f_{тр})}{\Delta F\cdot n_ц}\cdot\sqrt{\frac{2\cdot g}{\gamma}}\cdot\frac{(P_{ак}-P_x)}{\left[(\mu_p\cdot b_з)^2\cdot(x_з-a_o)^2 + (\mu_{тр}\cdot f_{тр})^2\right]} - \\
\quad - \frac{1}{\Delta F\cdot n_ц}\cdot\left(\frac{\Delta F\cdot x + \nu_0}{\xi_{жс}} + \frac{\nu_0}{\xi_{тр}}\right)\cdot\frac{dP_p}{dt}\,, \text{ при } x_з \ge a_o\,; \\
x' = -\frac{\mu_p\cdot b_з\cdot(x_з+a_o)\cdot(\mu_{тр}\cdot f_{тр})}{\Delta F\cdot n_ц}\cdot\sqrt{\frac{2\cdot g}{\gamma}}\cdot\frac{P_x - P_c}{\left[(\mu_p\cdot b_з)^2\cdot(x_з+a_o)^2 + (\mu_{тр}\cdot f_{тр})^2\right]} + \\
\quad + \frac{1}{\Delta F\cdot n_ц}\cdot\left(\frac{\Delta F\cdot x + \nu_0}{\xi_{жс}} + \frac{\nu_0}{\xi_{тр}}\right)\cdot\frac{dP_p}{dt}\,, \text{ при } x_з \le -a_o\,.
\end{cases}
\tag{14}
$$

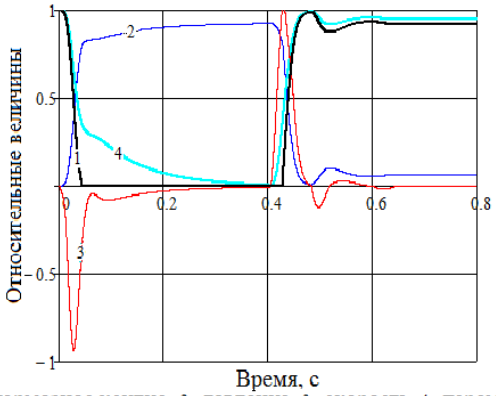
ЧИСЛЕННЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ [1]

[1] Данные тормозной системы:

$P_{аку} = 1 МПа,\ P_{\max} = 10 МПа,\ L = 20 Гн,\ R = 1000. Ом,\ k_{эл} = 133\frac{Н}{А},$

$F_з = 7{,}85\cdot10^{-4}\,м^2,\ \Delta F_з = 7{,}85\cdot10^{-6}\,м^2,\ \Delta F = 0{,}014 м^2,\ f_{тр} = 3{,}14\cdot10^{-4}\,м^2,$

Изучение динамических процессов высоконапорного гидравлического привода дискового тормоза позволяет определить влияние конструктивных параметров тормоза на его быстродействие и устойчивость, оценить влияние жесткостей жидкости и гибкого трубопровода на переходный процесс. Характеристики показаны в относительных единицах. За базовые величины приняты их максимальные значения. На рис. 8 показаны характеристики переходного процесса при подаче напряжения на обмотку электромеханического преобразователя $U(t)=95B$, а через промежуток времени 0,4 с, когда переходный процесс практически закончился, напряжение снимается ($U(t)=0$). Эти характеристики можно сравнить с кривыми, показанными на рис. 7, которые были получены без учета переходного процесса в регуляторе давления. Видно, что тормозная система обладает высоким быстродействием. Переходный процесс при выпуске жидкости из тормозного цилиндра (торможение) близок по своим характеристикам к закономерностям при мгновенном перемещении золотника (рис. 7). Скорость тормозного привода и тормозное усилие имеют небольшие колебания. Рассмотренные характеристики не дают полного представления о работе исследуемой системы, так как при сигналах «включено-выключено» максимальное и минимальное давления ограничены.



1- тормозное усилие, 2- давление, 3- скорость, 4- перемещение.

Рис.8. Характеристики при растормаживании и при торможении

$\gamma = 9{,}8\cdot 10^3 \frac{Н}{м^3}$, $\mu_c = \mu_{др} = \mu_p = 0{,}69$, $\mu_{тр} = 0{,}9$, $d_c = 4\cdot 10^{-3} м$, $d_{др} = 2\cdot 10^{-3} м$,

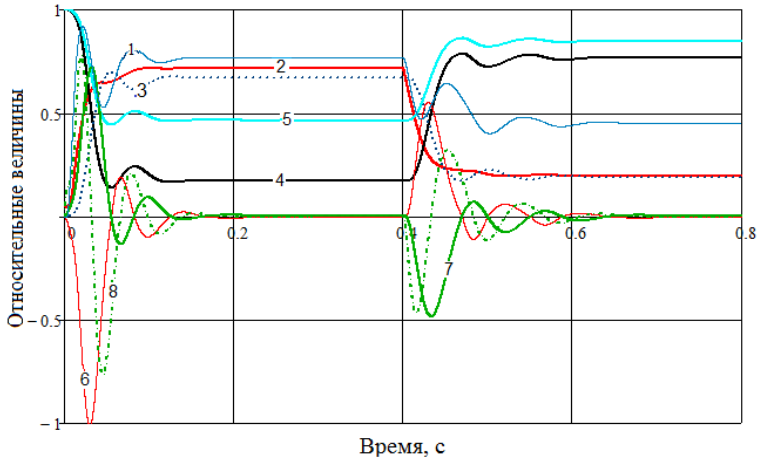
$n_ц = 6$, $xx = 2\cdot 10^{-3} м$, $E_{\max} = 1\cdot 10^{-3} м$, $m_{зас} = 15\cdot 10^{-3} кг$, $m_з = 0{,}06 кг$,

$M_{пр} = 20 кг$, $h_з = 20 \frac{Н\cdot с}{м}$, $h_{пр} = 20 \frac{Н\cdot с}{м}$, $c_п = 9\cdot 10^6 \frac{Н}{м}$, $c_к = 25\cdot 10^6 \frac{Н}{м}$,

$c_{пр} = 370 \frac{Н}{м}$, $c_{прз} = 335 \frac{Н}{м}$, Fzol = 7.854×10^{-5} , $a_0 = 0{,}1\cdot 10^{-3} м$, $b_з = 0{,}01 м$,

$S_{трз} = 0{,}6 Н$, $\xi_{ж} = 1700 МПа$, $\xi_{тр} = 1000 МПа$.

Рассмотрим динамический процесс при подаче напряжения $U(t)=70B$, а через промежуток времени 0,4 с сигнал регулирования снижается до $U(t)=20B$. Характеристики этого процесса представлены на рис. 9. Перемещение заслонки (1) достигает установившейся величины с колебаниями, которые объясняются, очевидно, колебаниями распределительного золотника (7), (8). Давление в тормозном цилиндре (3) повторяет давление в камере управления (2) с небольшим запаздыванием. Перемещение поршня (5) и тормозное усилие (4) через 0,1 с, с небольшими колебаниями, достигают значений близких к установившимся. Колебания этих величин хорошо подтверждается кривой 6, характеризующей скорость привода. Перемещение золотника (7) и его скорость (8) имеют высокочастотные колебания. Процесс нарастания тормозного усилия (выпуск жидкости из цилиндров) имеет более плавный характер.

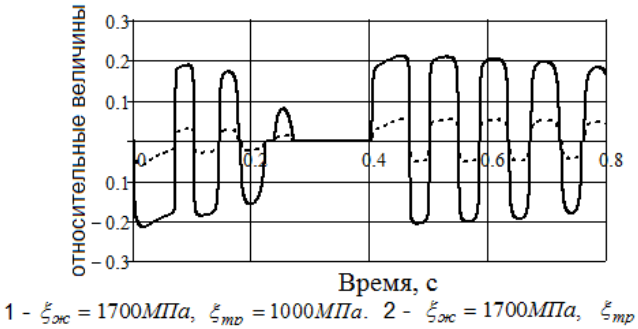


1 - перемещение заслонки, 2 - давление в камере управления, 3 - давление в тормозном цилиндре, 4 - тормозное усилие, 5 - перемещение привода, 6 - скорость привода, 7 - перемещение золотника, 8 - скорость золотника

Рис.9. Динамические характеристики процессов

Время переходного процесса при растормаживании и при торможении практически одно и то же. В системе уравнений (14), в двух последних уравнениях имеются члены $\frac{1}{\Delta F \cdot n_ц} \cdot \left(\frac{\Delta F \cdot x + v_0}{\xi_ж} + \frac{v_0}{\xi_{mp}} \right) \cdot \frac{dP_p}{dt}$, которые характеризуют изменение скорости поршня тормозного привода за счет упругости жидкости и рукавов высокого давления (РВД), соединяющих распределительный золотник с тормозными цилиндрами. Рукава высокого давления (ГОСТ 25452-90) согласно исследованиям [15] в рабочей зоне давления от 15 до 30 МПа имеют расширение камеры РВД от 2 до 10 $см^3$ на один погонный метр рукава. Из этих данных модуль упругости РВД $\zeta_{mp}=785-1225МПа$. Рассмотрим три варианта процессов: процесс без учета сжимаемости жидкости и РВД; процесс с учетом сжимаемости

жидкости при абсолютно жестком РВД; процесс с учетом сжимаемости жидкости и модуля упругости РВД. Соответственно с этим скорости поршня тормозного цилиндра обозначим $V_1(t), V_2(t), V_3(t)$.

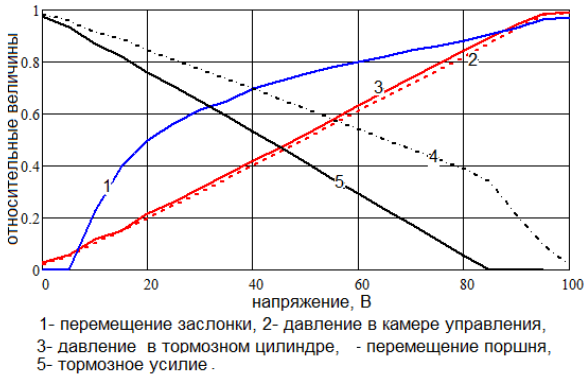


1 - $\xi_{ж} = 1700МПа$, $\xi_{тр} = 1000МПа$. 2 - $\xi_{ж} = 1700МПа$, $\xi_{тр} = \infty$.

Рис.10. Влияние упругости жидкости и РВД на скорость поршня

Тогда величины $\frac{V(t)-V_1(t)}{V(t)}$ и $\frac{V_1(t)-V_3(t)}{V_1(t)}$ будут характеризовать влияние сжимаемости жидкости и модуля упругости РВД на скорость поршня тормозного привода. Эти характеристики показаны на рис. 10. Видно, что в процессе с учетом сжимаемости жидкости и модуля упругости РВД, скорость поршня тормозного привода может изменяться на относительную величину до 0,2. Если считать, что РВД абсолютно жесткими, то за счет упругости жидкости скорость поршня может изменяться в пределах 5 процентов.

Если промоделировать процессы для различных величин сигнала управления U и зафиксировать установившиеся величины давления в камере управления, в тормозном цилиндре, перемещение поршня и тормозное усилие, получим характеристики $P_y = f(U)$, $P_x = f(U)$, $x = f(U)$, $F_m = f(U)$, которые в относительных единицах приведены на рис 11. Из рисунка видно, что при нулевом сигнале управления (U=0) в камере управления и в тормозном цилиндре имеется небольшое давление, величина которого согласуется с рис. 5 б. При напряжении U=80 В поршень тормозного цилиндра входит в зону холостого хода, в системе уравнений (14) жесткость тормозных колодок равна нулю ($c_k = 0$), и как следствие, характеристика 4 меняет наклон. Перемещение заслонки характеризуется экспонентой 1, а остальные характеристики, в зоне упругой деформации, практически линейны. Это заключение чрезвычайно важно и позволяет достаточно точно укрупнено описать дисковый тормоз в качестве исполнительного элемента систем автоматического демпфирования и поддержания заданного замедления.



1- перемещение заслонки, 2- давление в камере управления,
3- давление в тормозном цилиндре, - перемещение поршня,
5- тормозное усилие .

Рис.11. Характеристики $P_y = f(U)$, $P_x = f(U)$, $x = f(U)$, $F_m = f(U)$.

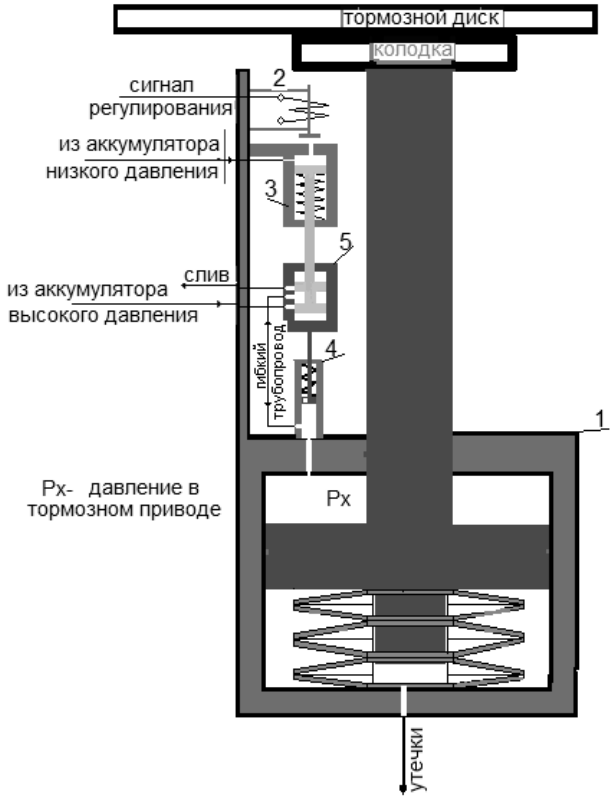
Математическое моделирование динамических процессов исследуемой системы доказало высокие скоростные характеристики привода дискового тормоза и наличие колебательных процессов. Исследуемая система при ручном управлении тормозом должна дать положительные результаты, однако при использовании тормозного привода в качестве исполнительного элемента системы автоматического демпфирования и поддержания заданного замедления наличие колебательных процессов может создать проблемы. Для решения этой задачи необходима разработка системы регулирования дисковым приводом тормоза в которой переходные режимы будут апериодическими.

НОВАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ДИСКОВЫМ ПРИВОДОМ ТОРМОЗА

С целью исключения пере регулирования тормозного момента и повышения устойчивости предлагается устройство для регулирования высоконапорного привода дискового тормоза шахтной подъёмной машины, показанное на рис. 12. На корпусе тормозного цилиндра 1 монтируются головка электромеханического преобразователя 2, цилиндр задающего элемента 3 и датчик давления 4.

На верхней крышке задающего элемента монтируется сопло, которое в паре с заслонкой осуществляет регулирование давления в над поршневой полости цилиндра 3. Между поршнем и нижней крышкой цилиндра 3 размещена пружина, жесткость которой принимается такой величины, которая обеспечивает желаемое перемещение задающего элемента (например, 5-10 величин хода поршня тормозного привода). Шток задающего элемента жестко связан с распределительным золотником 5. Корпус распределительного золотника связан с поршнем датчика давления 4. Жесткость пружины датчика давления выбирается такой величины, чтобы перемещение поршня датчика при максимальном

давлении в тормозном цилиндре равнялось перемещению поршня задающего элемента при максимальном давлении в камере управления.



1- тормозной цилиндр, 2- электромеханический преобразователь,
3- задающий элемент, 4- датчик давления, 5- распределительный золотник.

Рис.12. Принципиальная схема системы регулирования

Изменяя величину сигнала регулирования, изменяется положения золотника задающего элемента. Например, при увеличении тока в обмотке электромеханического преобразователя в над поршневой полости задающего элемента (сопло-заслонка) повышается давление и поршень, преодолевая реакцию пружины опускается, допустим, на 2 мм. Золотник распределительного элемента 5 соединяет аккумулятор высокого давления с тормозным цилиндром. В тормозном цилиндре повышается давление. Поршень датчика давления, преодолевая усилие пружины перемещается в верх вместе с корпусом распределительного золотника 5 на расстояние 2 мм. Золотник занимает положение «отсечка», тормоз отрабатывает заданное усилие. Получается система регулирования с высокой (абсолютной) степенью устойчивости. В предлагаемой системе регулирования появился новый элемент – пружинный датчик давления. Дифференциальное уравнение, характеризующее движение поршня датчика

будет: $m_д \cdot x''_д = \Delta F_д \cdot P_x - c_д \cdot x_д - h_д \cdot x'_д$, здесь $m_д$ - масса движущихся элементов датчика (поршень датчика и корпуса распределительного золотника), $кг$; $x_д$ - перемещение поршня датчика, $м$; $\Delta F_д$ - эффективная площадь поршня датчика, $c_д$ - жесткость пружины, $\frac{Н}{м}$; $h_д$ - коэффициент демпфирования, $Н \cdot \frac{с}{м}$.

Уравнение движения распределительного золотника примет вид:

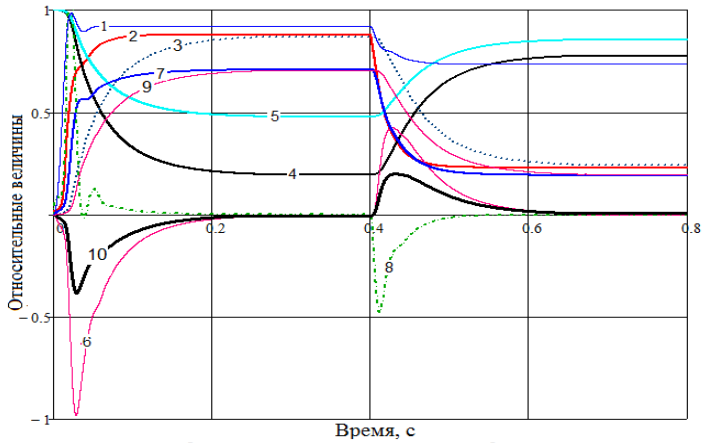
$$m_з \cdot x''_з = G_з + F_з \cdot P_y - c_{прз} \cdot x_з - S_{трз} \cdot sign(x'_з) - h_з \cdot sign(x'_з) - R_г$$

Во всех остальных уравнениях вместо величины $x_з$ должна присутствовать разность перемещений золотника и датчика давления $x_з - x_д$. При этих условиях математическая модель динамических процессов предлагаемой системы будет характеризоваться системой уравнений (15).

$$\begin{cases}
L \cdot i' + R \cdot i = U(t) ; \\
\alpha = \frac{1}{F_з} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot \mu_c \cdot \pi \cdot d_c \cdot (E_{\max} - \rho) , \quad \beta = \frac{1}{F_з} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot \mu_{др} \cdot d_{др} ; \\
P_y = \frac{-\alpha \cdot x'_з}{(\alpha^2 + \beta^2)^2} \cdot \left[-2 \cdot \alpha \cdot x'_з + 2 \cdot \sqrt{\beta^4 \cdot P_{аку} - \beta^2 \cdot (x'_з)^2 + \alpha^2 \cdot \beta^2 \cdot P_{аку}} \right] + \\
\quad + \frac{1}{\alpha^2 + \beta^2} \cdot [\beta^2 \cdot P_{аку} - (x'_з)^2] ; \\
m_{зас} \cdot \rho'' = F_{эл} - c_{пр} \cdot \rho - h_{пр} \cdot \rho' - f_c \cdot P_y ; \\
P_x = \frac{1}{M_{пр}} \cdot \left[S_2 - c_п \cdot x - c_к \cdot (x - xx) - S_{тр} \cdot sign(x') \right], \qquad \text{при } x \le xx,\ c_к = 0 ; \\
P_p = P_{\max} - \frac{(\mu_{тр} \cdot f_{тр})^2}{(\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з - x_д)^2 + (\mu_{тр} \cdot f_{тр})^2} \cdot (P_{\max} - P_x) , \quad \text{при } x_з - x_д \ge a_o ; \\
P_p = \frac{P_x \cdot (\mu_{тр} \cdot f_{тр})^2 + P_c \cdot (\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з - x_д)^2}{(\mu_{тр} \cdot f_{тр})^2 + (\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з - x_д)^2} , \qquad \text{при } x_з - x_д \le -a_o ; \\
R_г = \mu_p \cdot b_з \cdot \Delta x_з \cdot \Delta P_p \cdot \cos\theta , \quad x_з - x_д \ge a_o , \ \Delta x_з = (x_з - x_д), \ \Delta P_p = P_{\max} - P_p ; \\
|x_з - x_д| \le |a_o|, \ \Delta P_p = 0 ; x_з - x_д \le -a_o , \quad \Delta P_p = P_p - P_c ; \\
m_з \cdot x''_з = G_з + F_з \cdot P_y - c_{прз} \cdot x_з - S_{трз} \cdot sign(x'_з) - h_з \cdot sign(x'_з) - R_г ; \\
x' = -\frac{\mu_p \cdot b_з \cdot (x_з - x_д) \cdot (\mu_{тр} \cdot f_{тр})}{\Delta F \cdot n_ц} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot \frac{(P_{ак} - P_x)}{\left[(\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з - x_д)^2 + (\mu_{тр} \cdot f_{тр})^2 \right]}} - \\
\quad - \frac{1}{\Delta F \cdot n_ц} \cdot \left(\frac{\Delta F \cdot x + v_0}{\xi_{ж}} + \frac{v_0}{\xi_{тр}} \right) \cdot \frac{dP_p}{dt} , \qquad \text{при } x_з - x_д \ge a_o ; \\
x' = -\frac{\mu_p \cdot b_з \cdot (x_з - x_д) \cdot (\mu_{тр} \cdot f_{тр})}{\Delta F \cdot n_ц} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot \frac{P_x}{\left[(\mu_p \cdot b_з)^2 \cdot (x_з - x_д)^2 + (\mu_{тр} \cdot f_{тр})^2 \right]}} + \\
\quad + \frac{1}{\Delta F \cdot n_ц} \cdot \left(\frac{\Delta F \cdot x + v_0}{\xi_{ж}} + \frac{v_0}{\xi_{тр}} \right) \cdot \frac{dP_p}{dt} , \qquad \text{при } x_з - x_д \le -a_o .
\end{cases} \tag{15}$$

Характеристики динамических процессов при растормаживание и торможении для данных, которые аналогичны для процессов показанных на на рис. 9 приведены на рис. 13.[2]

При подаче напряжения на головку управления $U(t)=70B$ заслонка (кривая 1) с небольшим пере регулированием занимает положение соответствующее 0,92 максимальной величины. Давление в камере управления (2) и давление в тормозном цилиндре (3) с небольшим запаздыванием занимают установившееся значение. Тормозное усилие (4) и перемещение поршня (5) достигают установившегося значения за 0,2 с. Перемещения распределительного золотника (7), поршня датчика давления (9) и их разность (10) отрабатывают задание без пере регулирования. Для наглядности на рисунке приведены кривые, характеризующие скорости привода (6), и распределительного золотника (8). Через 0,4 с заданное напряжение скачком уменьшается до $U(t)=20B$ и все характеристики, практически за 0,2 с, занимают установившиеся значения без пере регулирования.



1 - перемещение заслонки, 2 - давление в камере управления, 3 - давление в тормозном цилиндре, 4 - тормозное усилие, 5 - перемещение привода, 6 - скорость привода, 7 - перемещение золотника, 8 - скорость золотника, 9 - пепемещение датчика, 10 - разность перемещений датчика и золотника.

Рис.13. Характеристики переходного процесса

Исследуемая система управления высоконапорным приводом дискового тормоза имеет высокое быстродействие и отрабатывает заданную величину тормозного усилия без пере регулирования. Такое тормозное усилие создает предпосылки для успешного создания системы автоматического демпфирования и поддержания заданного замедления при предохранительном торможении, которая существенно повысит безопасность эксплуатации шахтных подъёмных установок.

[2] Данные датчика давления: $m_\partial = 0{,}223кг$,

$\Delta F_\partial = 5{,}96\cdot 10^{-5} м^2$, $c_\partial = 3{,}5\cdot 10^4 \frac{Н}{м}$, $h_\partial = 20\frac{Н\cdot с}{м}$.

Литература

1. Mine hoist disc brake systems. http://www.google.com/url?sa=t&source=web&cd=4&ved=0CEMQFjAD&url=http%3A%2F%2Fwww05.abb.com%2Fglobal%2Fscot%2Fscot244.nsf%2Fveritydisplay%2F912533b62c8ddaacc1257384002d6219%2F%24file%2Fbrake%2520systems_3bse%2520040282%2520low.pdf&rct=j&q=Mine%20hoist%20disc%20brake%20systems&ei=6ByKTemuOaWY0QH39_2JDg&usg=AFQjCNGA42xILGuLNgZVIaJWZeLvlY47Kw
2. SIEMAG. http://www.siemag-tecberg.com/html/brake-systems-216.html?lng=en
3. Шахтные подъёмные машины. http://reakol.net/blog1/2007/12/25/shaxtnye-podemnye-mashiny/
4. Бежок В.Р., Калинин В.Г. и др. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъёмных установок. Донецк. 2009 г. с. 172.
5. А.с. 280915. Электрогидравлический регулятор давления. /Степанов А.Г. и др. Бюл. № 28, 1970.
6. А.с. 383016. Электрогидравлический регулятор высокого давления. /Степанов А.Г. и др. Бюл. № 23, 1973.
7. Степанов А.Г. и др. Динамика пружинно гидравлического привода дискового тормоза шахтных подъёмных машин с учетом податливост трубопроводов и сжимаемости рабочей жидкости. Изв.ВУЗов. Горный журнал, 1979, №1. с. 110-113.
8. Степанов А.Г. Динамика шахтных подъёмных установок. Наука, 1994. 203с. http://www.twirpx.com/file/59220/
9. Степанов А.Г. Динамика машин. Российская академия наук. Екатеринбург.: 1999. 392 с. http://www.twirpx.com/file/59217/
10. Степанов А.Г. Динамические процессы при скольжении канатов по футеровке барабана многоканатной подъёмной установке. Журнал Горное оборудование и электромеханика. № 6, 2010 г. С. 24-35. http://www.twirpx.com/file/221040/
11. Бежок В.Р. Двориков В.И. и др. Шахтный подъём. Донецк. 2007 г. http://www.twirpx.com/file/88919/
12. Касаткин А.С., Немцов М.В. Электротехника. 9 изд., Москва, 2005. http://www.twirpx.com/file/98278/
13. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. Машиностроение, 1972, с. 376. http://www.twirpx.com/file/119072/
14. Т.М. Башта. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Москва. Машиностроение, 1972. 320 с. http://www.twirpx.com/file/15478/
15. Черненко С.И. Обоснование конструкции и параметров гидравлических амортизаторов к виброоборудованию для устройства буронабивных свай. 2006. http://www.dissercat.com/content/obosnovanie-konstruktsii-i-parametrov-gidravlicheskikh-amortizatorov-k-vibrooborudovaniyu-dl

Zagadnienie projektowania pomostów bezpieczeństwa stosowanych podczas pogłębiania szybów

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz – Politechnika Śląska

1. Wstęp

W polskim górnictwie węglowym w ostatnich latach coraz więcej kopalń prowadzi lub w najbliższej przyszłości musi pogłębić czynne szyby. Powodem tego jest przechodzenie na eksploatację złóż węgla głębiej zalegającego lub z uwagi na sukcesywną likwidację tzw. eksploatacji podpoziomowej ze względu na bezpieczeństwo pracy kopalni.

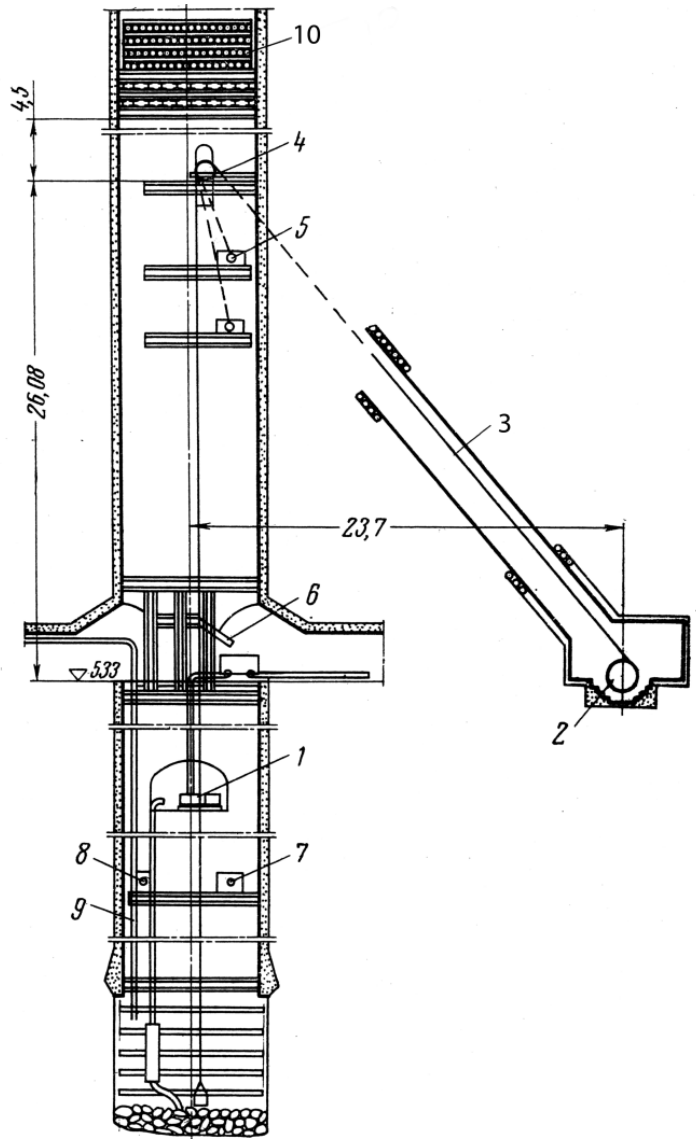
Podczas pogłębiania szybów niezbędne jest zastosowanie pomostów bezpieczeństwa (inne nazwy: pomosty ochronne, zabezpieczające, główne, sztuczne dna szybów, korki szybowe) – rysunek 1. Zadaniem pomostu bezpieczeństwa jest oddzielenie całkowite lub częściowe odcinka szybu, w którym eksploatowane są czynne górnicze wyciągi szybowe od odcinka szybu pogłębianego, w którym znajdują się brygady szybowe pogłębiające szyb. Jako pomosty bezpieczeństwa mogą być stosowane naturalne półki skalne lub sztuczne poziome konstrukcje przekrywające szyb (rys. 2 i 3).

W kraju zasady projektowania pomostów bezpieczeństwa podane są w odpowiednich przepisach górniczych [19].

Zarówno z przepisów górniczych, jak i z dotychczasowej praktyki wynika, że projektowane w kraju pomosty bezpieczeństwa obliczane były dotychczas w szybach z górniczymi wyciągami:

- klatkowymi na masę spadającego do szybu załadowanego wozu kopalnianego, która do tej pory nie przekracza 3800 kg,
- skipowymi na masę spadającą odpowiadającą 1/10 masy użytecznej skipu, która do tej pory nie przekracza 3500 kg, a w najbliższej przyszłości 4000 kg z uwagi na uruchomienie w kraju pierwszego wyciągu skipowego o ładowności 40 Mg.

Wysokości spadających mas wynosiły najczęściej 700÷800 m. Pogłębiano również szyby poniżej głębokości 800 m. O ile w przypadku wyciągów skipowych spadająca masa nie przekroczy 4000 kg, o tyle w przypadku wyciągów klatkowych z klatkami wielkogabarytowymi, w których już są transportowane jednostki w postaci platformy wozu z kompletnymi sekcjami obudowy zmechanizowanej o masie 15, 17 a w najbliższej przyszłości 20 Mg, a więc o masie 4÷5 razy większej niż dotychczas przyjmowanej do obliczeń. Powstaje problem dopasowania i racjonalizacji kryteriów projektowych do nowych, zwiększonych mas użytecznych i głębokości ich opadania.

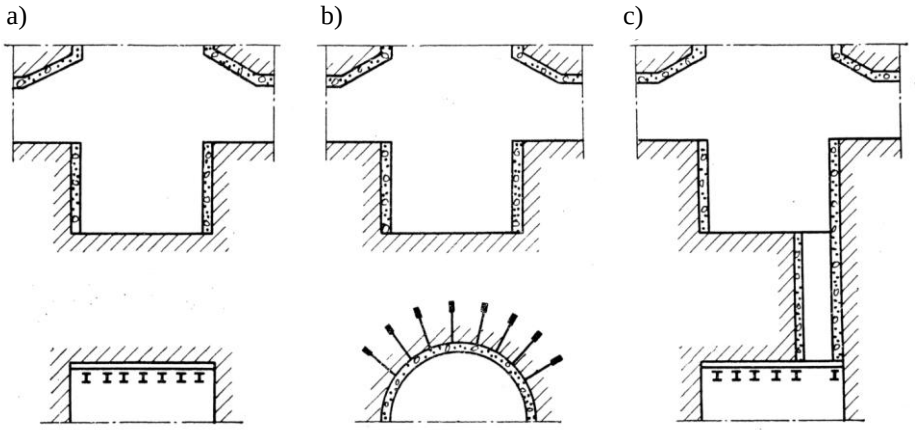


Rys.1. Schemat pogłębiania szybu

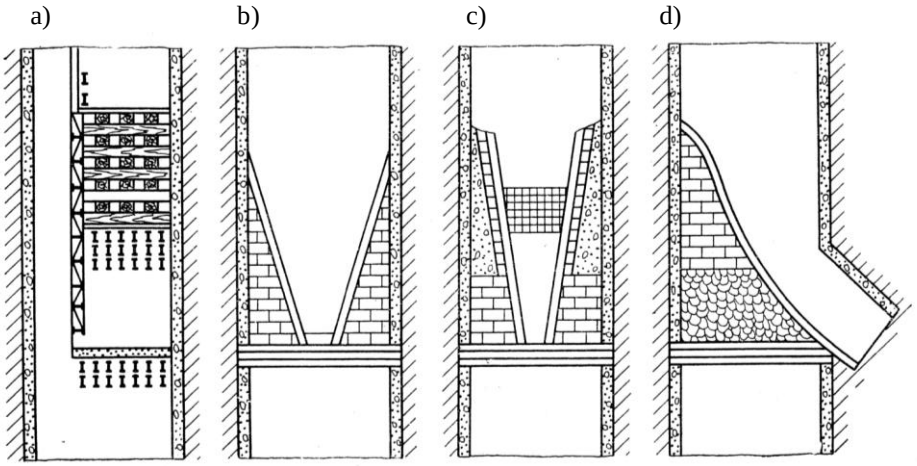
1 – komora rząpia, 2 – maszyna wyciągowa, 3 – wyciąg do pogłębiania szybu, 4 – pomost kół linowych, 5 – pomost dla kołowrotów prowadników linowych, 6 – stacja rozładowcza, 7 – kołowrót pomostu, 9 – kołowrót drabiny bezpieczeństwa, 10 – sztuczne dno szybu

Przykładowo w jednej z kopalń pogłębiany będzie szyb z głębokości 1000 do 1200 m, pomost bezpieczeństwa będzie usytuowany na głębokości 1000 m a spadająca do szybu masa – platforma z obudową wynosi 15 Mg, w innej

kopalni pomost bezpieczeństwa będzie usytuowany na głębokości 700 m, a spadająca masa wynosi 17 Mg (rys. 4). W kraju do tej pory nie zastosowano pomostu bezpieczeństwa obliczanego na tak duże obciążenia. Masa własna pomostu bezpieczeństwa i jego wymiary zależą od wielkości spadającej masy *Q*, wysokości spadania *H* i przyjmowanej w obliczeniach powierzchni uderzenia *S* masy w pomost.



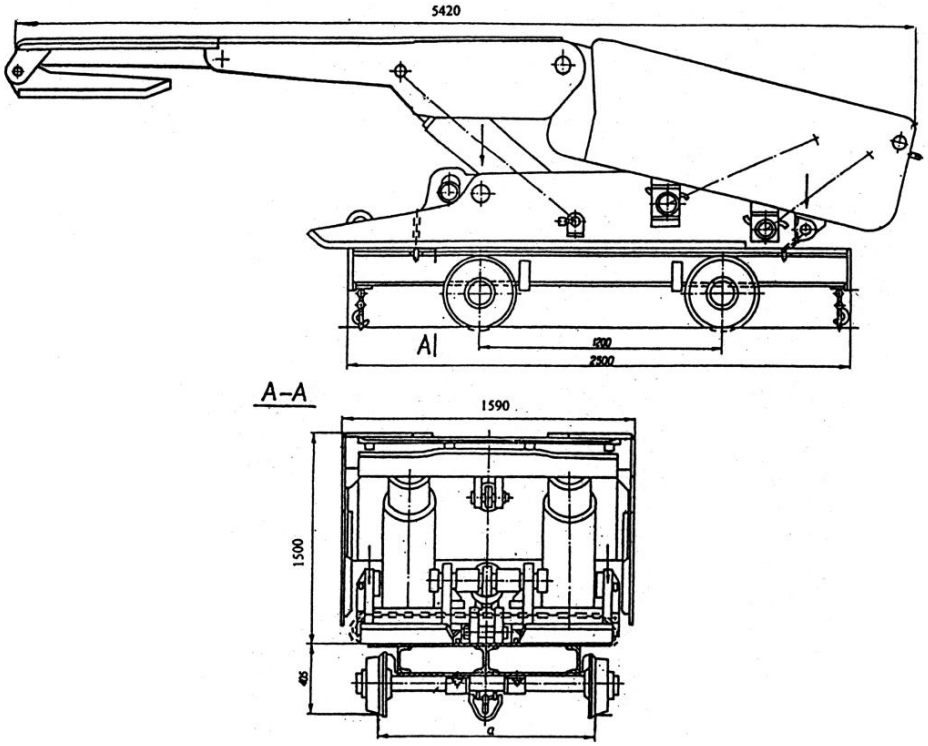
Rys.2. Pomosty bezpieczeństwa w postaci półek skalnych: a) na całym odcinku dodatkowe przekrycie dźwigarami, b) jak poprzednio tylko z zastosowaniem kotw, c) w części przekroju szybu przekrycie dźwigarami



Rys.3. Schemat pomostu bezpieczeństwa: a) poziomy zwykły, b) poziomy klinowy, c) poziomy z klinem udarowym, d) poziomy z wyprowadzeniem naczynia do specjalnej komory

Najszerzej stosowane w kraju sztuczne pomosty bezpieczeństwa osiągają masę własną do 94 Mg i wysokość do 15 m przy głębokości spadku do 700 m. W niektórych przypadkach projektowanego pogłębiania szybów już są problemy na etapie projektowania z umieszczeniem takich pomostów w szybie

z uwagi na brak miejsca, ponieważ masa tych sztywnych pomostów może osiągnąć ponad 110 Mg, a wysokość może przekraczać 15 m. W przypadku wozów – platform z sekcjami obudowy zmechanizowanej trudne jest określenie powierzchni uderzenia, jaką należy przyjąć do obliczeń pomostu, co jest niezwykle ważnym parametrem.



Rys.4. Platforma wozu z sekcją obudowy. Łączna masa 17 Mg

Należy zaznaczyć, że dobór konstrukcji pomostów bezpieczeństwa zależy od parametrów górotworu oraz wielu czynników, które możemy podzielić na:

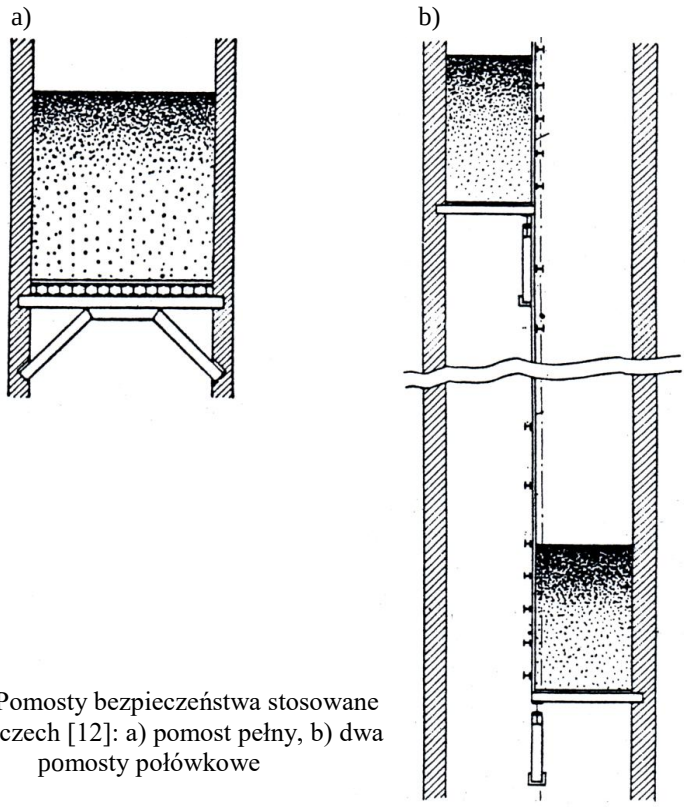
- naturalne zależne od konkretnych warunków górniczo-geologicznych,
- techniczne zależne od wyposażenia szybów, ich głębokości, średnicy, spadających mas, obudowy szybu i dostępności miejsca w szybie (masa i wymiary pomostu),
- ekonomiczne zależne od czasu zabudowania, a następnie demontażu (o ile zaistnieje taka potrzeba) pomostów w szybie.

2. Przepisy górnicze wybranych krajów

2.1. Przepisy niemieckie TASS [12]

W przepisach niemieckich TASS w ich kolejnych edycjach od 1957 r. do 2001 r. podano bardzo szczegółowe wytyczne projektowania pomostów bez-

pieczeństwa, sztucznych den szybu. Rozróżniamy dwa rodzaje sztucznych den szybu, pełny przykrywający cały przekrój szybu i połówkowy (rys. 5) z uwagi na wentylację szybu.



Rys.5. Pomosty bezpieczeństwa stosowane w Niemczech [12]: a) pomost pełny, b) dwa pomosty połówkowe

W szybach, w których podczas pogłębiania wydobywanie w części czynnej odbywa się transport:

- za pomocą wozów kopalnianych jako obciążenie pomostu ochronnego przyjmuje się jeden załadowany wóz kopalniany spadający z górnej stacji załadowczej/wyładowczej w nadszybiu; za podstawę przyjmuje się ciężar usypowy najcięższego wydobywanego materiału; jako powierzchnię uderzenia przyjmuje się powierzchnię czołową pudła wozu wraz z dodatkiem 20% dla zestawu kołowego wozu,
- za pomocą skipów jako obciążenie należy przyjmować umowny blok urobku o masie równej 10% ładowności skipu o powierzchni uderzenia bryły 0,5 m^2.

Obliczenia przeprowadza się tylko dla zastosowania warstwy amortyzacyjnej pomostu wykonanej z żużla kotłowego, żwiru wulkanicznego (lawowego) lub gąbczastego pumeksu (pumeks do mycia). Zastosowanie innych materiałów wymaga zgody Wyższego Urzędu Górniczego.

Zastępczą energię spadania masy oblicza się z zależności:

$$E = \alpha \cdot F \cdot H,\ kNm \tag{1}$$

gdzie:

F – spadający ciężar, N

H – wysokość spadku masy, m

α – współczynnik uwzględniający opór aerodynamiczny powietrza w szybie, który zależy od wysokości spadania i podany jest w tabeli 1.

Współczynnik oporów aerodynamicznych α [12]

Tabela 1

H, m	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
α	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,85	0,84	0,83

Z tabeli 1 wynika, że uwzględnienie współczynnika α w obliczeniach, szczególnie przy wysokościach spadku od 700÷1200 m obniża energię uderzenia o 10÷15%, co jest z korzyścią dla konstrukcji pomostu. W przepisach niemieckich podany jest przykład bardzo szczegółowego obliczenia pomostu bezpieczeństwa. Przepisy te już od 1957 roku były wzorem przy opracowywaniu zapisów dotyczących omawianego zagadnienia w innych krajach, np. Polska, Czechy.

2.2. Polskie przepisy górnicze [19]

W najnowszych polskich przepisach górniczych oraz w poprzednich kolejnych ich wydaniach od 1970 roku z pewnymi uzupełnieniami są następujące zapisy:

- sztuczne dna szybu powinny spełniać wymagania techniczne budowy w zakresie urządzeń hamujących na drogach przejazdu w rząpiu *(czego nie ma w innych przepisach).*
- sztuczne dna szybu dla wyciągów bez jazdy powinny spełniać następujące wymagania, jeżeli:
  1) odcinek szybu poniżej sztucznego dna będzie zupełnie nieużywany, wymagane jest założenie dwóch pomostów w odstępie około 3 m, o konstrukcji obliczonej dla obciążenia jednostkowego ciągłego wynoszącego 5 kPa z równoczesnym obliczeniowym sprawdzeniem na obciążenie, urządzeniami lub przedmiotami, które mogą być na nim ustawione,
  2) odcinek szybu poniżej sztucznego dna będzie czynny dla innego wyciągu lub na odcinku tym pracować mają ludzie, wymagane jest założenie jednego pomostu bezpieczeństwa lub innych urządzeń zabezpieczających oraz założenie w odległości około 3 m poniżej – jednego pomostu kontrolnego; pomost bezpieczeństwa lub inne urządzenia zabezpieczające powinny mieć konstrukcję obliczoną na obciążenie

wynikające z ciężaru wozu kopalnianego, wraz z ładunkiem, spadającego z nadszybia. W obliczeniach tych wykazuje się, że pomost nie ulegnie trwałemu odkształceniu. Pomost pokrywa się warstwą amortyzującą. W szybach z wyciągami skipowymi jako ciężar spadający przyjmuje się 1/10 ciężaru użytecznego skipu zakładając, że przekrój poprzeczny tego ciężaru wynosi 0,5 m^2. Pomost rewizyjny powinien odpowiadać warunkom wymienionym w ppkt 1 przepisów,

3) prace na odcinku szybu poniżej sztucznego dna będą miały charakter sporadyczny, nie musi być budowany pomost bezpieczeństwa lub inne urządzenie zabezpieczające, lecz wystarczy zabudowanie pomostów dla obsługi rząpia, określonych w innym punkcie przepisów.

Pomosty sztucznego dna szybu dla wyciągów z jazdą ludzi, w których prowadzenie naczyń na drodze przejazdu nie jest wsparte o konstrukcję dna szybu, powinny odpowiadać wymaganiom określonym w pkt 5.15.11.2 przepisów.

W krajowych przepisach nie ma wzmianki o dwóch ważnych parametrach, a mianowicie o powierzchni uderzenia wozu kopalnianego i o uwzględnieniu w obliczeniach współczynnika oporów aerodynamicznych spadających do szybu mas.

2.3. Przepisy górnicze czeskie [13, 14]

W przepisach górniczych czeskich zalecenia dotyczące obliczeń pomostów bezpieczeństwa obejmują wszelkie rodzaje pomostów i są następujące:

Sposób obliczenia pomostu, wymagania ogólne:

- podstawą do obliczenia wytrzymałości konstrukcji pomostu jest norma ČSN 730035 „Zatiženikonstrukcipozemnichstaveb”,
- sposób obliczeń i rodzaj przyjętych obciążeń zależy od typu i funkcji pomostu,
- pomosty w zależności od ich przeznaczenia oblicza się na kombinacje działania różnych sił,
- dynamiczne oddziaływanie na pomost uwzględniać należy przyjmując odpowiednie współczynniki dynamiczne w obliczeniach statycznych,
- pomost bezpieczeństwa oblicza się na podstawie obciążeń dynamicznych.

Obliczenia pomostu

A. Obciążenie stałe.

   Obciążenie stałe wynikające z normy uwzględnia się z odpowiednimi współczynnikami obciążeń.

B. Obciążenie długotrwałe i współczynniki obciążeń.

   1) Obciążenie równomierne q_{min} na pomoście roboczym uwzględnia się w projekcie. Współczynnik obciążenia n wynosi $n = 1{,}3$.

2) Masa obciążenia technologicznego, współczynnik $n = 1,2$.
3) Obciążenie od naczynia wydobywczego przy jego dotknięciu pomostu $n = 1,2$, a współczynnik dynamiczny $n_d = 1,3$.
4) Obciążenie równomierne pomostu, z którego prowadzi się prace w obudowie szybu uwzględniają największą masę urobku, która ma być zgromadzona na pomoście. W obliczeniach należy także uwzględnić oddziaływanie udaru spadających brył urobku uwzględniając współczynnik dynamiczny $n_d = 3$ oraz $n = 1,5$.
5) Obciążenie równomierne zależne od funkcji wentylacyjnej szybu wywołane ciśnieniem lub podciśnieniem z uwagi na działanie głównego wentylatora $n = 1,1$.
6) Obciążenie w linie nośnej pomostu o ile jest stosowana, współczynnik $n = 1,5$.

Obliczenia szczególne i współczynniki obciążeń

Za obciążenie szczególne przyjmuje się spadek masy na pomost bezpieczeństwa. Obliczenia pomostu bezpieczeństwa:

– przy ciągnieniu wozami należy przyjąć masę załadowanego wozu kopalnianego; w przypadku wyciągów jednolinowych z naczyniami wyciągowymi bez łapadeł obciążenie uwzględniane jest w projekcie z odpowiednimi współczynnikami.

Obliczenia obejmują także spadek najcięższego transportowanego przedmiotu. W projekcie pomostu należy uwzględnić jego masę oraz najmniejszą możliwą płaszczyznę uderzenia *S*, która uderzy w pomost.

Współczynniki obciążeń są następujące:

– przy spadku elementu montażowego $n = 1,2$,
– przy spadku pustego wozu lub transportowanego materiału $n = 1,1$,
– przy masie urobku w wozie kopalnianym lub urobku wysypanego ze skipu:
  - przy wysokości spadania do 200 m, $n = 1,2$,
  - przy wysokości spadania do 1200, $n = 0,8$.

Należy także uwzględnić spadek energii kinetycznej wywołany oporem aerodynamicznym powietrza w szybie poprzez współczynnik α, który wynosi dla:

– wysokości spadku 200 m – $\alpha = 0,96$,
– wysokość 1200 m – $\alpha = 0,83$.

Dla wysokości spadku pomiędzy $H = 200 \div 1200$ *m* można stosować interpolację liniową.

Konstrukcję pomostu ochronnego przeprowadza się na obliczenia statyczne (bez uwzględnienia udaru dynamicznego). Przy ciągnieniu wozami uwzględ-

dnia się masę wszystkich załadowanych wozów, a przy transporcie skipami masę transportowanego urobku.

Współczynniki obciążeń wynoszą:

- dla masy wozu kopalnianego $n = 1{,}1$,
- dla masy transportowanej w skipie $n = 1{,}3$.

Inne współczynniki tzw. warunków pracy należy uwzględnić według poniższych zaleceń.

Współczynniki warunków pracy

Przy obciążeniach wymienionych w punkcie 1 do 3 należy uwzględnić współczynnik warunków $m = 1$, a przy obciążeniu szczególnym pomostu wymienionego w pkt.4 należy stosować współczynniki:

- przy obliczeniach dynamicznych $m = 1{,}1$,
- przy obliczeniach statycznych $m = 0{,}5$.

Wymienione wyżej wymagania odpowiadają wymaganiom przepisów górniczych z 1982 r., załącznik nr 3 przepisy nr 12/1982. W nowych przepisach liczbowe wartości wielkości pozostały stałe. Jednak dokonano pewnych zmian w oznaczeniach literowych współczynników.

W nowych przepisach górniczych z 2003 roku pominięto poprzednie zapisy dotyczące, w przypadku wozów kopalnianych, zwiększenia powierzchni czołowej pudła wozu o 20% na uwzględnienie osi z kołami wozu zalecające przyjęcie najmniejszej powierzchni uderzenia i w redukcji masy spadającego urobku ze skipu tylko do 1/10 jego ładowności oraz w ogóle wyłączenie spadku do szybu załadowanego naczynia. W nowych przepisach zaostrzono obliczenia z uwagi na spadek naczyń, wozów załadowanych, ale nie podano wielkości powierzchni udarowej zarówno dla klatek, wozów i skipów, przez co skomplikowano obliczenia sztucznych den szybów.

2.4. Przepisy górnicze Rosji i Ukrainy [11, 16, 17, 21, 22]

Zgodnie z wymaganiami tych przepisów front pogłębianego szybu czynnego należy odizolować od działających wyciągów szybowych do aktualnego poziomu roboczego za pomocą urządzeń zabezpieczających, do których zalicza się pomosty bezpieczeństwa w postaci półek skalnych lub pomosty sztuczne tzw. dna szybów. Pomosty bezpieczeństwa określa się również mianem pomostów głównych, ochronnych oblicza się je na wytrzymałość w zależności od rodzajów eksploatowanych górniczych wyciągów szybowych w części czynnej szybu nad pomostem bezpieczeństwa, co jest niezwykle istotne.

Pomosty bezpieczeństwa oblicza się podczas eksploatowania:

- wyciągów skipowych jednolinowych na spadek załadowanego skipu,

- wyciągów klatkowych jednolinowych z klatkami wyposażonymi w łapadła lub przy zastosowaniu dodatkowych lin hamujących z łapadłami na spadek wozów kopalnianych, których liczba zależy od liczby pięter klatki, przyjmując jako masę uderzającą sumę masy wozów, każdy załadowany do połowy ładowności,
- wyciągów skipowych wielolinowych tylko na masę użyteczną skipu,
- w wyciągach wielolinowych klatkowych tylko na masę spadających wozów załadowanych do połowy.

Z powyższego wynika, że w przypadku wyciągów skipowych jednolinowych w tych krajach masa spadająca osiąga 25÷30 Mg, a wysokość spadku 1000 i więcej metrów. Również masy spadające w przypadku wyciągów skipowych wielolinowych mogą wynosić do 50 Mg (takie są największe ładowności skipów w tych krajach).

W obliczeniach należy uwzględnić opory aerodynamiczne spadających mas. Jako powierzchnie uderzenia przyjmuje się w przypadku naczyń wyciągowych (klatki, skipu, przeciwciężaru) powierzchnię przekroju poprzecznego dna naczynia a w przypadku wozów ich powierzchnię czołową.

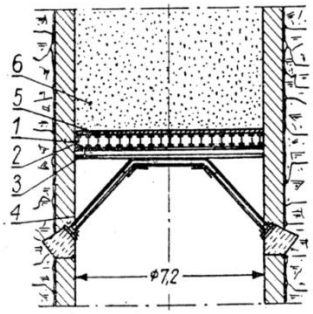
Z przeprowadzonego przeglądu przepisów górniczych wynika, że najtrudniejsze wymagania do obliczeń pomostów bezpieczeństwa podano w przepisach rosyjskich i ukraińskich. To spowodowało, że w tych krajach zagadnieniem tym zajmuje się kilka instytucji naukowo-badawczych. Efektem ich działań jest wiele zaprojektowanych konstrukcji pomostów i metod ich obliczeń. Do czołowych ośrodków zajmujących się tym problemem zaliczyć należy Instytut Górnictwa Rud Żelaza (KRGI) w Krzywym Rogu, Politechnikę w Świerdłowsku oraz Naukowo-Badawczy Instytut Organizacji i Mechanizacji Budowy Kopalń w Charkowie.

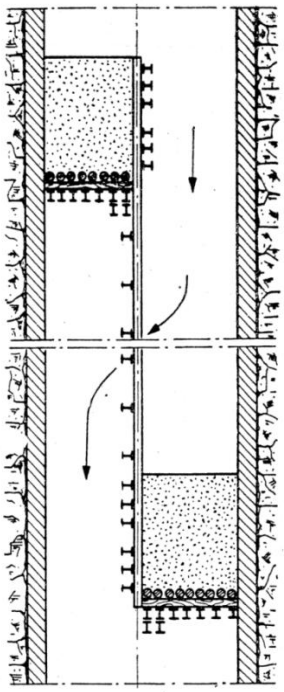
3. Pomosty bezpieczeństwa stosowane w kraju

W kraju stosowane są pomosty bezpieczeństwa w postaci półek skalnych lub sztucznych sztywnych konstrukcji stalowych wyposażonych w warstwę amortyzującą wykonaną z żużla kotłowego. Od niedawna zaczęto również stosować w kraju pomosty bezpieczeństwa elastyczne wykorzystujące sieć linową tzw. batut. Do tej pory najpopularniejszą konstrukcją sztywnych pomostów bezpieczeństwa są pomosty przedstawione na rysunku 6. Są one wzorowane na konstrukcjach niemieckich podanych w niemieckich przepisach TASS.

Pomost składa się z dwóch podstawowych części, sztywnej podstawy konstrukcji i warstwy amortyzującej. Sztywną część pomostu tworzą dźwigary z profili stalowych dwuteownikowych (co najmniej jedna warstwa) przekrywające przekrój poprzeczny szybu. Są to najczęściej dwuteowniki I300÷500. Podest utworzony z dźwigarów podpierają poprzecznie ułożone podciągi

wzmacniające (minimum 2 szt.) wsparte w obudowie szybu i na dodatkowych zastrzałach, które przenoszą obciążenia pionowe na obudowę szybu. Stosowane są w zależności od wielkości obciążenia udarowego dwa rodzaje podestu dźwigarów (rys. 7). W wariancie pierwszym dźwigary są zamocowane w obudowie szybu, a w drugim ułożone na podciągach, wtedy całkowite obciążenie przenoszą podciągi i zastrzały [6,15].





Rys.6. Stosowane w kraju pomosty bezpieczeństwa – sztuczne dna szybu: a – pomost pełny z podciągami i zastrzałami

1 – obudowa szybu, 2 – rząd dźwigarów nośnych, dwuteowników, 3 – podciągi wzmacniające, 4 – zastrzały, 5 – podłoga z bali, 6 – warstwa amortyzująca z materiału np. żużla wielkopiecowego

b – dwa pomosty połówkowe

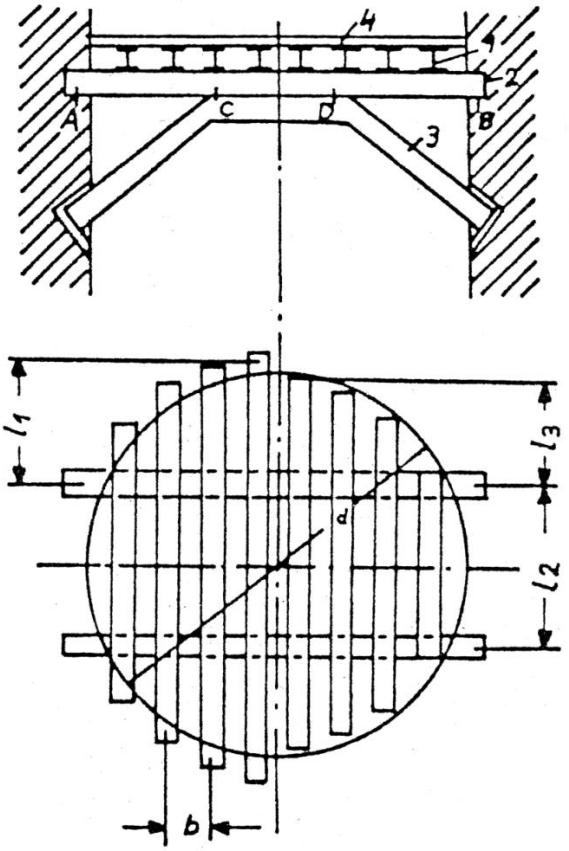
1 – ścianka rozdzielająca

Konstrukcja pomostu z zastrzałami składa się z zastrzałów ukośnych, podciągów i ułożonej na nich płyty stalowej pośredniej wykonanej z dźwigarów nośnych. Wymienioną konstrukcję pomostu projektuje się przyjmując za podstawę grubość warstwy amortyzującej ułożonej na sztywnej części pomostu. Od warstwy amortyzującej zależą wielkości profili dźwigarów pomostu, podciągów i zastrzałów.

Przykładowo dla parametrów (pomost zastosowany): masa spadająca Q = 3000 kg (1/10 ładowności skipu), wysokość spadku H = 700 m, średnica szybu D = 6 m, zastosowano dźwigary I340 – 16 sztuk, rozstaw dźwigarów 360 mm, dwa podciągi z dźwigarów I 500, cztery zastrzały I 340. Całkowita masa pomostu wynosi 93800 kg, część stalowa 20000 kg, warstwa amortyzująca wykonana z żużla kotłowego o wysokości 7 m – 73800 kg, a wysokość całkowita 12 m bez pomostu rewizyjnego.

Dla parametrów: masa spadająca – 18000 kg, wysokość spadku H = 700 m, średnica szybu D = 8 m, przy wysokości warstwy amortyzującej 9 m, jako

dźwigary podstawowe należałoby zastosować profile I 1000 a więc, znacznie większe jak poprzednio. Całkowita wysokość pomostu wyniesie powyżej 16 m, a z uwzględnieniem pomostu rewizyjnego 20 m. Takie wymiary kompletnego pomostu stwarzają problem w jego umieszczeniu w szybie. Profile dźwigarów podstawowych pomostu można zmniejszyć do I500÷600 pod warunkiem zastosowania warstwy amortyzującej o grubości do 18 m, co z kolei wydłuży konstrukcję pomostu do 25 m.

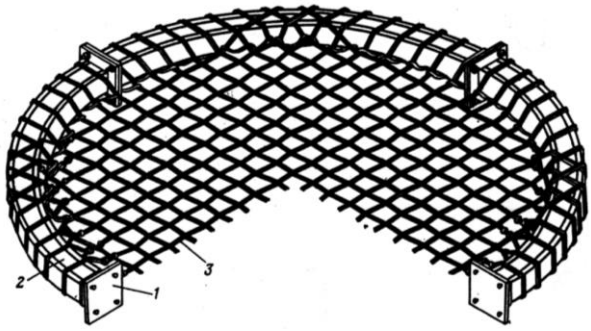


Rys.7. Podest sztywny pomostu bezpieczeństwa

1 – pomost z dźwigarów nośnych, 2 – podciągi, 3 – zastrzały, 4 – podłoga na dźwigarach

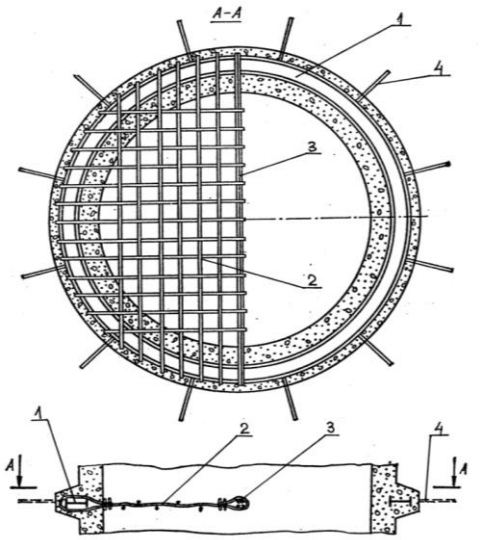
W kraju stosowane są również od kilku lat pomosty bezpieczeństwa wykorzystujące sieć linową (batut). Pomosty takie opracowano w 1982 roku w Instytucie Górnictwa Rud Żelaza w Krzywym Rogu na Ukrainie (skrót KRGI) [16, 17]. Ideę tych pomostów przedstawiają rysunki 8 i 9. Górnictwo ukraińskie ma największe doświadczenie ze stosowania pomostów linowych. Na podstawie wieloletnich doświadczeń ze stosowania tych pomostów w górnictwie ukraińskim opracowano pewne zasady zastosowania ich konstrukcji (rys.10).

W kraju od kilku lat zastosowano kilka pomostów bezpieczeństwa z siecią linową jedno lub ostatnio dwupoziomową (rys. 11). Podstawową zaletą tych pomostów są małe wymiary i znacznie mniejsza masa w porównaniu z pomostami sztywnymi dotychczas stosowanymi. Pomosty te nadają się do stosowania w przypadku spadku masy do 4000 kg i wysokości spadku do 1000 m. Przy masie spadającej 10, 15, 20 Mg wzrasta znacznie grubość blachy pierścienia nośnego pomostu do 100 mm lub więcej oraz średnica lin stalowych do 70 mm. Można zastosować pomosty z trzema rzędami sieci, ale ich masa i wysokość pomostu znacznie wzrasta. To wszystko komplikuje głównie wykonanie takich pomostów. Przykładowo masa pomostu połówkowego z dwupoziomową siecią dla H = 820 m, Q = 3400 kg, D = 9 m wynosi 40 Mg, a jego wysokość 1 m. Projektowaniem i wykonaniem pomostów linowych w kraju zajmuje się Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Przedsiębiorstwo Miernictwa Górniczego sp. z o.o. w Katowicach i firma Sadex z Rybnika [3, 20].



Rys.8. Pełny pomost bezpieczeństwa z siecią linową (batut) konstrukcji KRGI – Ukraina [16]

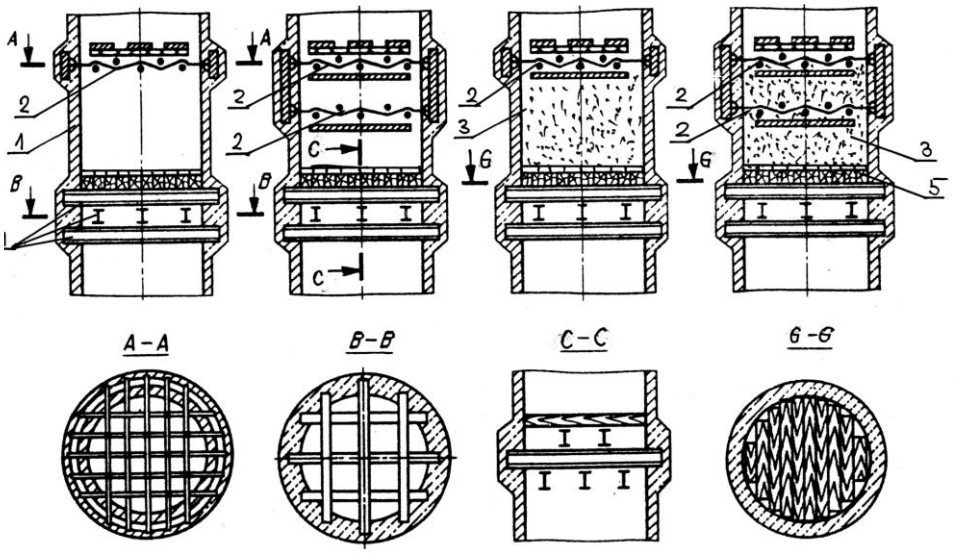
1 – połączenia segmentów pierścienia, 2 – pierścień stalowy, 3 – sieć linowa



Rys.9. Połówkowy pomost bezpieczeństwa siecią linową konstrukcji KRGI – Ukraina [17]

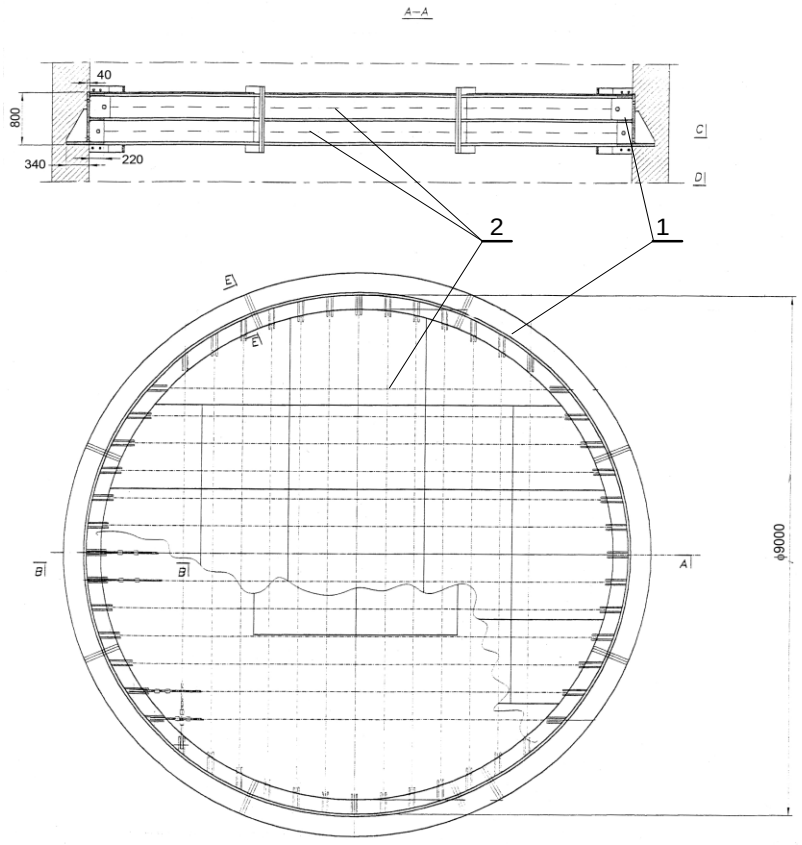
1 – pierścień pomostu, 2 – sieć linowa, 3 – ściąg linowy średnicowy, 4 – kotwy

a) b) c) d)



Rys.10. Schematy zastosowań pomostów bezpieczeństwa opartych na sieci linowej [17]: a) pomost z jedną siecią, głębokość 600÷1000 m, masa spadająca Q do 5000 kg, b) masa spadająca 5000÷15000 kg, pomost z 2 sieciami linowymi lub c) pomost z jedną siecią linową na sprężystym podłożu, d) przy masie spadającej 18000 kg i głębokości 1000 m pomost z dwoma sieciami i podłoże sprężyste na pomoście sztywny

1 – obudowa szybu, 2 – sieci linowe (pomosty linowe), 3 – materiał sprężysty, 4 – pomost z dwuteowników (2 lub 3 rzędy), 5 – belki drewniane z przykryciem belkami (deskami), wysokość podłoża sprężystego 3,5÷5 m



Rys.11. Schemat poglądowy pełnego ochronnego pomostu linowego z podwójną siecią stosowanego w kraju [3,20]

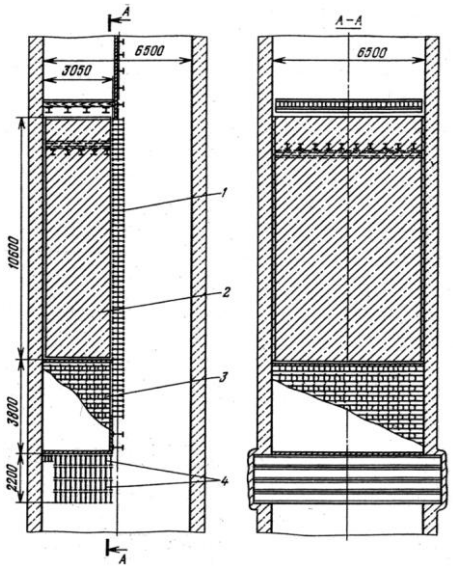
1 – pierścień oporowy, 2 – sieć linowa

4. Inne konstrukcje pomostów bezpieczeństwa [1, 2, 4, 7, 8, 18]

Z uwagi na fakt, że bardzo duże doświadczenia w projektowaniu i wykonaniu pomostów bezpieczeństwa mają instytucje ukraińskie i rosyjskie przedstawiono kilka konstrukcji pomostów.

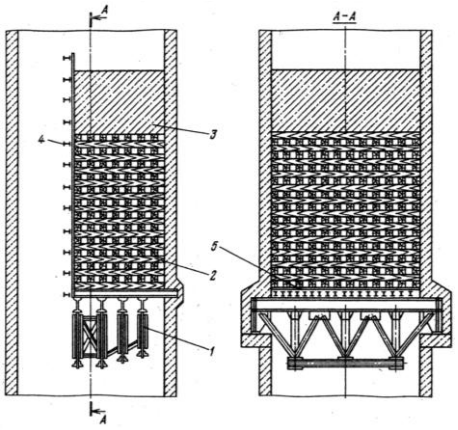
Na rysunku 12 przedstawiono pomost poziomy z piętrem stalowym wykonanym z kilku warstw stalowych dźwigarów. Pomost przeznaczony jest dla pogłębiania szybów głębokich.

Na rysunku 13 przedstawiono pomost z podestem wykonanym z kratownic oraz warstwy amortyzującej wykonanej z belek drewnianych. W pomoście tym zastosowano płytę buforową wykonaną z żelazobetonu, która przyjmuje uderzenia spadającej do szybu masy. Płyta buforowa znacznie przyczynia się do obniżenia całości konstrukcji pomostu.



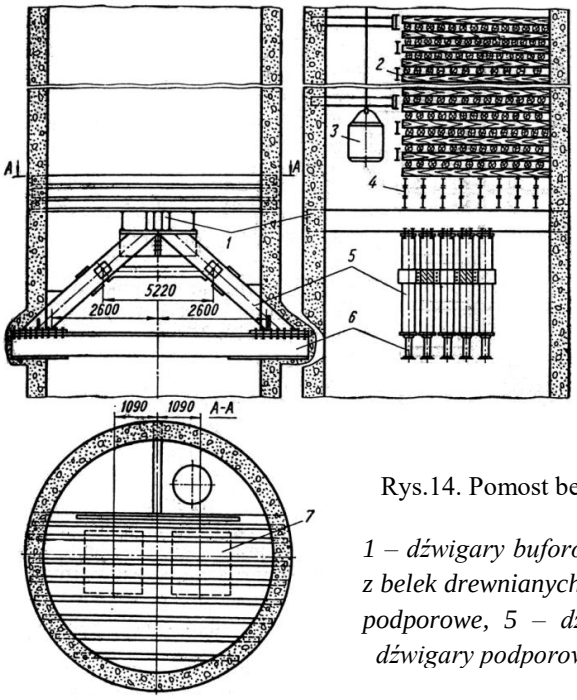
Rys.12. Pomost bezpieczeństwa z dolnym piętrem stalowym

1 – dźwigary ścianki podporowej, 2 – płyta buforowa z żelazobetonu, 3 – warstwa amortyzująca z belek drewnianych, 4 – dźwigary nośne piętra pomostu



Rys.13. Pomost bezpieczeństwa z dolnym piętrem stalowym kratownicowym

1 – kratownice nośne, 2 – warstwa amortyzująca z belek drewnianych, 3 – buforowa płyta rozdzielająca z żelazobetonu, 4 – dźwigary ścianki podporowej, 5 – dźwigary nośne pomostu



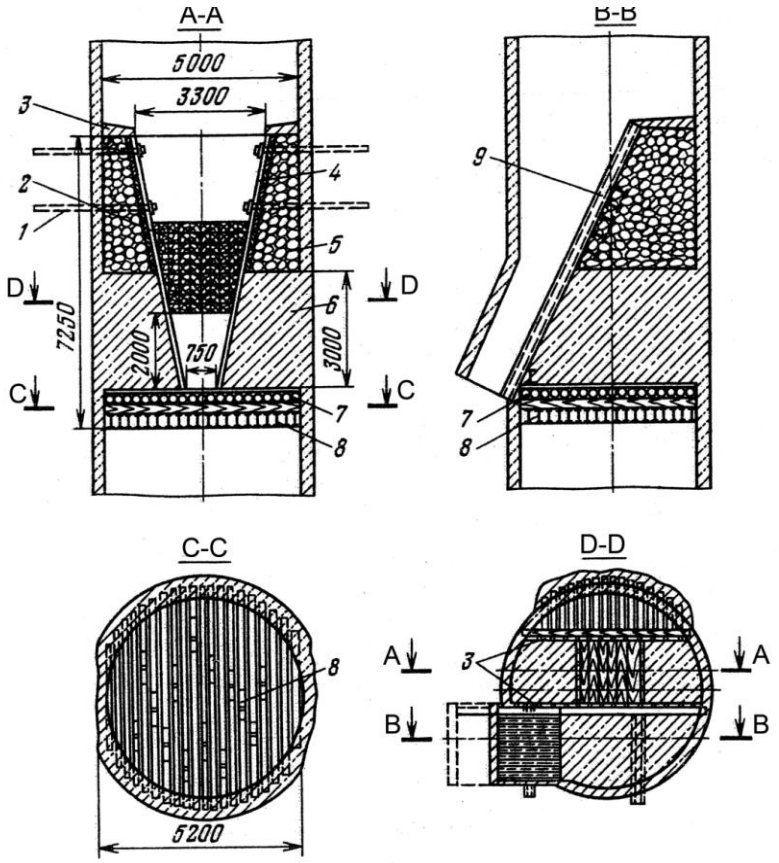
Rys.14. Pomost bezpieczeństwa konstrukcji kratownicowej

1 – dźwigary buforowe, 2 – warstwa amortyzująca z belek drewnianych, 3 – kubeł, 4 – górne dźwigary podporowe, 5 – dźwigary kratownic, 6 – dolne dźwigary podporowe, 7 – płaszczyzna uderzenia

Na rysunku 14 przedstawiono pomost bezpieczeństwa z podestem kratownicowym, warstwą amortyzującą wykonaną z belek drewnianych bez płyty udarowej. Konstrukcje pomostu zaliczyć można do pomostu dwupiętrowego. Pierwsze piętro tworzą dźwigary podstawowe podporowe *6*, drugie piętro dźwigary kratownicy *5* oraz podłoga z dźwigarów *4*.

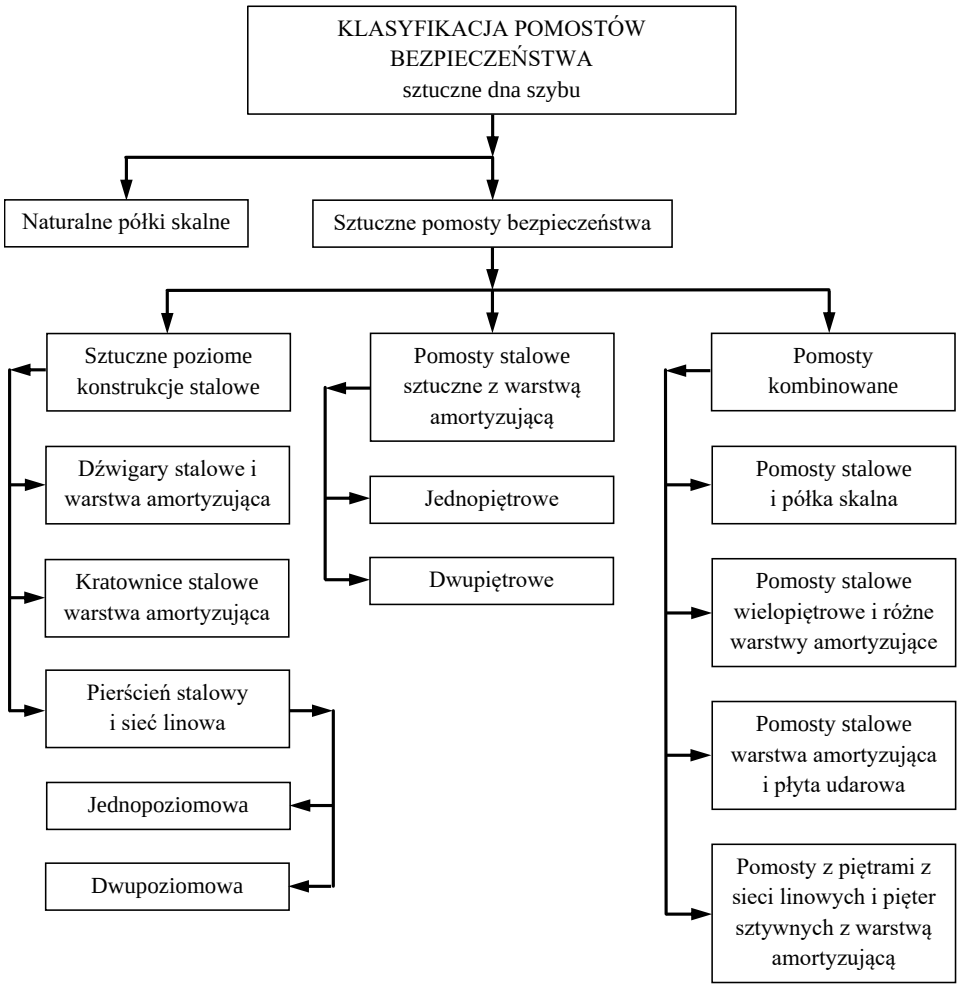
Interesująca jest konstrukcja pomostu klinowego (rys. 15), w której spadające naczynie uderza w klin *2*, który z kolei hamowany jest w ukośnym leju. Z analizy literatury wynika, że stosuje się wiele różnych konstrukcji pomostów zależnych od warunków zastosowania.

Klasyfikację pomostów przedstawiono na rysunku 16.



Rys.15. Pomost bezpieczeństwa klinowy

1 – kotwy, 2 – warstwa amortyzująca z belek drewnianych, 3 – górne betonowe poszycie, 4 – pokrycie nachylone z szyn stalowych, 5 – tłuczeń, 6 – poduszka z betonu, 7 – podłoga z belek drewnianych, 8 – podstawowe dźwigary stalowe podporowe, 9 – nachylona płaszczyzna z dźwigarów stalowych dla chwytania przeciwciężaru



Rys.16. Klasyfikacja pomostów bezpieczeństwa (sztucznych den szybów)

5. Zakończenie

W pracy przedstawiono bardzo istotne zagadnienie projektowania pomostów bezpieczeństwa stosowanych podczas pogłębiania szybów w kraju. Jego napisanie jest konsekwencją obszernej analizy aktualnej sytuacji w tym zakresie w kraju. Dotychczas stosowano pomosty bezpieczeństwa (sztuczne dna szybu) obliczane na spadającą do szybu masę nie przekraczającą 3700 kg przy wysokościach spadku do około 900 m. Zastosowanie górniczych wyciągów szybowych z klatkami wielkogabarytowymi, którymi można transportować masy o 15, 17 i więcej ton oraz wysokości spadku 1000 m stwarzają zupełnie nowe wymagania dotyczące zasad projektowania i konstrukcji pomostów bezpieczeństwa.

Należy uwzględnić oprócz wielkości spadającej masy Q i wysokości spadku H:

- sposób uwzględniania oporów aerodynamicznych spadających mas,
- przyjmowanie do obliczeń wielkości powierzchni uderzenia spadających mas na pomost.

Pewnym korzystnym rozwiązaniem konstrukcji pomostów bezpieczeństwa w kraju są już stosowane pomosty z sieciami linowymi. Należy rozważyć konstrukcje pomostów z trzema piętrami sieci lub kombinowanych: jedno lub dwa piętra z sieci linowych oraz piętro podstawowe sztywne wykonane z dźwigarów stalowych i warstwy amortyzującej. Na warstwę amortyzującą stosowane są różne materiały: żużel kotłowy, żwir wulkaniczny, kaszty drewniane, kaszty z rur stalowych [5] itd. Należy również rozważać warstwy amortyzujące wykonane z polimerów.

Literatura

1. Baronskij I.V.: Ugłubkaviertikalnychstvołov i podgotovkanovyvhgorizont ovšacht. Izd. Niedra, Moskva 1976.
2. Biełyj V.V. i inni: Spravočnikinżinierašachtostroitielja. T1, T2. Izd. Niedra, Moskva 1983.
3. Carbogno A., Żołnierz M.: Obliczenia pomostów ochronnych linowych. PMG, Sadex.
4. Gorjanoj A.F., Kosikov A.A.: Priedochranitielnyjpołoknovoj konstrukcji. Šachtnojestroitielstvo Nr 6, 1987.
5. Hansel J.: Zadania dydaktyczne, naukowo-badawcze oraz twórczość wynalazcza Katedry Transportu Linowego. Zeszyty Naukowo-Techniczne KTL nr 4, Kraków 1985.
6. Kostrz J.: Pogłębianie szybów i roboty szybowe. Górnictwo t. VI cz. 3. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1972.
7. Mindieli E.O., Tjurkjan R.A.: Sooruženijeiugłubkavierikalnychstvołovšacht. Izd. Niedra, Moskva 1982.
8. Pokrowskij N.M.: Pogłębianie szybów pionowych zwykłymi sposobami. Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Stalinogród 1954.
9. Pokrovskij N.M.: Sooruženijeiugłubkastvołovšacht. Izd. Niedra, Moskva 1975.
10. Pokotij V.V., Zadorożnyj A.M.: Ugłubkastvołov i sooruzienijepristvolnychvyrabotok. Izd. Tiechnika. Kiev 1977.
11. Šutko J.P., Morozov V.E., Morduchovič R.G., Suprun A.A.: Ugłubkaviertikalnychstvołovšacht. Izd. Niedra, Moskva 1978.

12. TechnischeAnforderungen an Schacht und Schrägfördernlagen (TASS) 22.12.2001, Dortmund.
13. VyhláškaCeskéhobanskéhoúřadu č. 415/2003 Sb z dne 21 listopadu 2003 kteron se stanovipodminku k zajištenibezpečnosti a ochronyzdravipřipráci a bezpečnostiprovozupřisvisledoprave a chuzi. Komentovanezněni. Montanex as, Báňsképublikace, 2004 r. Ostrava – ceško.
14. VýnosČeskehobáňskehouřadu „O bezpečnostiaochranězdravipřipráci a o bezpečnostiprovozupřisvislédoprave a chuzi. 12.10.1982, Ostrava, Czechy.
15. Walewski J.: Zasady projektowania kopalń. Część V, Projektowanie szybów i szybików. Wydawnictwo „Śląsk", Katowice 1965.
16. Viesiełov J.A., Zadorożnyj A.M.: Ugłubkastvołovšacht. Izd. Niedra. Moskva 1989.
17. Zadorożnyj A.M., Kudinov N.G.: Zaščitaugłubljaemychstvołov. Izd. Tiechnika, Kiev 1982.
18. Zadorożnyj A.M., Kozariz V.J., Gul A.A., Sulimov J.F.: Zaščitnyjpołokdliaugłubkistvoła. Gornyj Żurnal, Nr 12 1986.
19. Zbiór przepisów dla podziemnych zakładów górniczych. Wydawnictwo Karbon sp. z o.o., Katowice 2010.
20. Dokumentacje techniczne i wykonawstwo pomostów ochronnych linowych. Firma Sadex sp. z o.o., Rybnik oraz Przedsiębiorstwo Miernictwa Górniczego spółka z o.o. w Katowicach.
21. Praviłabiezopasnosti v ugolnych i słancievychšachtach. Moskva, Niedra 1980.
22. Praviłatiechničeskoj eksploatacji ugolnych i słancievychšacht. Moskva, Niedra 1976.

Doświadczenia ITG KOMAG w zakresie badania i oceny stanu technicznego obudów szybowych

Danuta Domańska – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wprowadzenie

Zgodnie z obowiązującymi przepisami [13], obudowa szybu powinna być kontrolowana raz na kwartał przez osobę wyższego dozoru ruchu górniczego, wyznaczoną przez kierownika ruchu zakładu górniczego, a w zależności od warunków lokalnych, w terminach ustalonych przez kierownika ruchu zakładu górniczego, lecz nie rzadziej niż co 5 lat, należy wykonywać badania stanu technicznego obudowy szybu. Powyższy zapis odnośnie do częstotliwości badań obudowy, jest zgodny również z normą [12].

KOMAG jako rzeczoznawca WUG w zakresie wynikającym z § 169 ust. 1 pkt. 2 rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. [13] wykonał szereg ekspertyz i opinii dotyczących oceny stanu technicznego obmurzy szybowych, uwzględniających wyniki badań zrealizowanych zgodnie z zasadami ogólnymi zawartymi w normie [11]. Za podstawę oceny stanu technicznego obmurzy przyjmowane są się kryteria zawarte w normie [12], która co prawda dotyczy obudowy betonowej, lecz z uwagi na brak oddzielnych ustaleń dla konstrukcji murowych (norma [11] mówi jedynie o szczelności i odstępach czasowych pomiędzy kolejnymi badaniami), jest również powszechnie odnoszona do obudów z cegły i betonitów.

Zgodnie z normą [12] obudowy szybowe oceniane są pod kątem kryteriów:

- nośności, określanego po uwzględnieniu aktualnej wytrzymałości na ściskanie rozpatrywanej konstrukcji,
- stopnia korozji, scharakteryzowanego grubością skorodowanej warstwy materiału obmurza i jej stosunkiem do pierwotnej grubości obudowy,
- szczelności, weryfikowanego w odniesieniu do ilości wody spływającej swobodnie po obmurzu szybu do rząpia,
- jednorodności materiału, sprawdzanego po wyznaczeniu współczynnika zmienności wytrzymałości betonu na ściskanie.

Szczególne znaczenie w aspekcie pełnienia funkcji użytkowych przez obudowę szybu, posiada jej zdolność do przejmowania obciążeń zewnętrznych od górotworu, szacowana w oparciu o znajomość bieżących parametrów wytrzymałościowych materiału oraz wielkość ubytków korozyjnych. W szeregu przypadkach w celu umożliwienia dalszej eksploatacji szybu i zapewnienia jego stateczności, niezbędne jest przeprowadzenie prac remontowych obudowy.

Na rzetelność oceny stanu technicznego obudowy szybu, duży wpływ posiadają możliwości techniczne prowadzenia badań oraz istnienie kompletnych danych wejściowych do analizy nośności obudowy.

2. Sposób realizacji badań obudów szybowych

Ogólne zasady i metody badań obmurzy szybowych realizowanych przez KOMAG odpowiadają ustaleniom norm [11 i 12].

W ramach badań obudowy szybu, zasadnicze znaczenie odgrywa określenie bieżącej wytrzymałości na ściskanie materiału obmurza, co po uwzględnieniu aktualnej jego grubości, pozwala na wyznaczenie nośności obudowy na rozpatrywanym etapie użytkowania szybu.

W celu oszacowania wytrzymałości na ściskanie materiału obmurza, KOMAG standardowo stosuje dwa rodzaje badań: niszczące oraz pomiary sklerometryczne, przy czym za podstawową metodę badawczą, uznawane są badania niszczące próbek obudowy pobranych w danym szybie, a pomiary nieniszczące traktowane są jako uzupełniające. Co prawda norma [12] dopuszcza w przypadku obudowy betonowej, dla określania bieżącej klasy betonu i współczynnika jego zmienności, alternatywne zastosowanie równocześnie dwóch metod nieniszczących w zastępstwie metody niszczącej. Ponieważ jednak metody nieniszczące nie umożliwiają bezpośredniego pomiaru wytrzymałości na ściskanie materiału konstrukcyjnego, zaś w przypadku przyjęcia niewłaściwej formuły przeliczeniowej pomiędzy wartością mierzoną a poszukiwanym parametrem wytrzymałościowym uzyskany wynik może być obarczony dużym błędem, w każdym z badanych szybów (jeżeli tylko istnieją możliwości techniczne), wykonywane są odwierty rdzeniowe w obudowie, a wycinane z nich próbki badane w warunkach laboratoryjnych.

Badania obmurzy szybowych prowadzone są w oparciu o technologię opracowywaną indywidualnie dla każdego szybu, przy zachowaniu zasad bezpieczeństwa i nadzoru obowiązujących na terenie danego zakładu górniczego, wprowadzonych m.in. przez Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. [13].

Pierwszym etapem na drodze do oceny wytrzymałości na ściskanie materiału obudowy, jest wybór rozmieszczenia rejonów realizacji badań, co jest dokonywane w trakcie wizji lokalnej przeprowadzonej w szybie z uwzględnieniem wcześniejszej analizy danych wejściowych udostępnionych przez kopalnię (w tym m.in. przekrój podłużny i poprzeczny przez szyb, opis warunków górniczo-geologicznych w jego otoczeniu, charakterystyka konstrukcji obudowy) oraz zasad realizacji pomiarów sklerometrycznych określonych m.in. w normach [4 i 8].

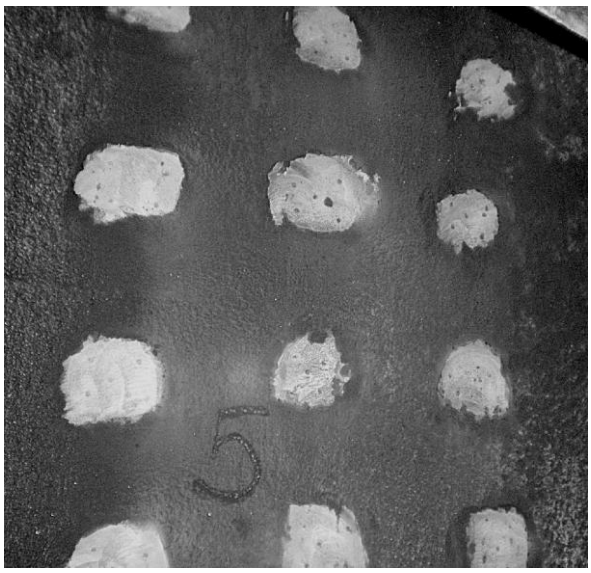
Następnie w wybranych miejscach obudowy, prowadzone są badania sklerometryczne za pomocą młotka Schmidta typu N, zgodnie z instrukcją obsługi określoną przez producenta urządzenia, normą [8], instrukcją ITB nr 210 [1] oraz wycofaną normą [4].

Pomimo, że pomiary sklerometryczne są najczęściej stosowane w przypadku konstrukcji betonowych, a norma [11] określająca zasady badań obudów szybowych, nie uwzględnia ich w odniesieniu do obudów murowych z cegły, to jednak na podstawie doświadczeń w budownictwie lądowym ([3, 15]), można je uznać za przydatne również dla oceny własności wytrzymałościowych obmurzy z cegły.

Ponieważ powierzchnia do badań sklerometrycznych powinna być gładka, bez widocznych nalotów oraz oznak skorodowania betonu, w przypadku wystąpienia nierówności oraz widocznego wpływu wody i atmosfery kopalnianej na obudowę, obszar pomiarowy jest odpowiednio przygotowany, np. za pomocą kamienia ściernego lub szlifierki.

W obrębie każdego z rejonów realizacji pomiarów sklerometrycznych, czyli powierzchni o wielkości około 50 cm^2 [4], badania wykonywane są w dwunastu miejscach, a w każdym z miejsc w pięciu punktach ([4, 14]) znajdujących się w odległości około 25÷50 mm [8]. Co prawda w instrukcji obsługi młotka Schmidta stwierdzono, że powierzchnia rejonu pomiarowego może sięgać do około 100 cm^2, zaś norma [8] mówi o minimum dziewięciu punktach w ramach każdego z miejsc pomiarowych. Ponieważ jednak zarówno zwiększenie liczby pomiarów z 5 do 9 lub powierzchni miejsca pomiarowego, nie ma zasadniczego znaczenia dla dokładności metody [2] można przyjąć, że wyżej wymieniony sposób realizacji badań sklerometrycznych przyjęty przez KOMAG, pozwala na uzyskanie poszukiwanych informacji na temat własności wytrzymałościowych materiału obudowy.

Przykładowy widok rejonu realizacji pomiarów sklerometrycznych obudowy szybowej przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Przykładowy rejon realizacji pomiarów sklerometrycznych obudowy szybu [Źródło: opracowanie własne]

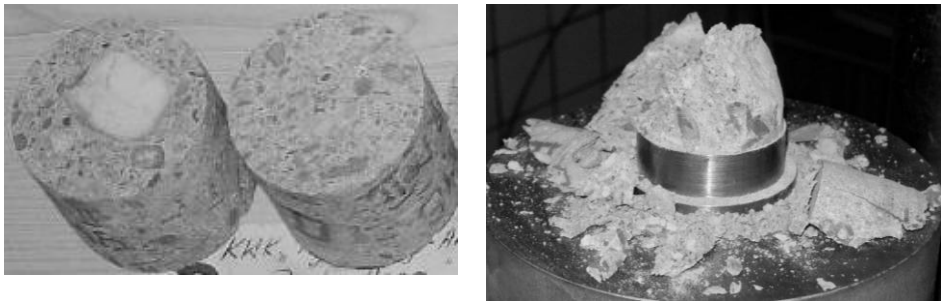
Wytrzymałość na ściskanie materiału obmurza w metodzie sklerometrycznej jest szacowania w sposób pośredni, przez pomiar jego powierzchniowej twardości, scharakteryzowanej przez tzw. liczbę odbicia L zapisywaną na taśmie papierowej (dla młotka typu NR) lub w pamięci urządzenia (dla młotka z zapisem cyfrowym – rysunek 2),

Rys.2. Młotek cyfrowy DIGI Schmidt 2N [Źródło: opracowanie własne]

Przy badaniach młotek jest ustawiany prostopadle do badanej powierzchni, tzn. w przypadku obmurza szybowego – poziomo. Przy innych położeniach młotka, konieczna jest rejestracja kąta jego nachylenia i wprowadzenie na etapie oceny wyników pomiarów, właściwych poprawek korygujących.

Po wykonaniu pomiarów sklerometrycznych, w obrębie każdego z rejonów pomiarowych pobierane są próbki rdzeniowe do badań niszczących. Pomimo, iż norma [11] w odniesieniu do obmurzy murowych mówi o badaniach wytrzymałości na ściskanie cegły na próbkach uzyskanych z fragmentów muru pobranych z obudowy o wymiarach zgodnych z normą [5], to również w przypadku obudów murowych wykonywane są najczęściej odwierty rdzeniowe.

Pobieranie rdzeni z obudowy szybowej odbywa się za pomocą wiertnicy, umożliwiającej wiercenie ręczne. Sposób wykonywania odwiertów jest zgodny z instrukcją obsługi wiertnicy określoną przez jej producenta oraz normę [7]. Otwory po odwiertach w obmurzu są wypełniane szybkowiążącym trwałym tworzywem mineralnym dopuszczonym do stosowania w warunkach kopalnianych. Z rdzeni wycinane są próbki badane następnie w warunkach laboratoryjnych pod kątem wytrzymałość na ściskanie. Rozpatrywane badania przeprowadza się na maszynie wytrzymałościowej zgodnie z normami [6 i 9] (przykładowy widok próbek przygotowanych do laboratoryjnego określenia wytrzymałości na ściskanie oraz widok próbki po realizacji badania, przedstawiono na rysunku 3).



Rys.3. Przykładowy widok próbek betonu obudowy przygotowanych do badań oraz widok próbki i po oznaczeniu wytrzymałości na jednoosiowe ściskanie [Źródło: opracowanie własne]

W celu dokonania oceny stanu technicznego obudowy, szacowana jest również głębokość jej ubytków korozyjnych oraz ewidencjonowane pozostałe uszkodzenia, jak np. pęknięcia. Określana jest ponadto ilość wody spływającej swobodnie po obmurzu na dno szybu oraz analizowany jej skład chemiczny pod kątem agresywności środowiska w odniesieniu do materiału obudowy.

3. Ocena stanu technicznego obudowy szybu

Jak już wspomniano w punkcie 1 zasadnicze znaczenie dla oceny stanu technicznego obudowy szybu posiada sprawdzenie kryterium nośności, które zgodnie z normą [12] jest wprowadzone wzorem:

$$n = \frac{\sigma_{oc}}{\sigma_{red}} \tag{1}$$

gdzie:

n – współczynnik pewności przeniesienia naprężeń,

σ_{oc} – naprężenia dopuszczalne w obudowie, przyjmowane jako wytrzymałość obliczeniowa na ściskanie materiału konstrukcyjnego, MPa,

σ_{red} – naprężenia zredukowane w materiale obudowy, wyznaczone po uwzględnieniu jej aktualnych obciążeń obliczeniowych i stanu deformacji, MPa.

W celu sprawdzenia powyższego kryterium, należy określić aktualną wytrzymałość obliczeniową na ściskanie betonu (materiału betonitu) lub analogiczną znormalizowaną wytrzymałość na ściskanie elementu murowego (cegły) w rozumieniu normy [10], co dokonywane jest na podstawie analizy wyników badań laboratoryjnych i sklerometrycznych.

Ponieważ jak już powiedziano w punkcie 2 z badań sklerometrycznych nie uzyskujemy w sposób bezpośredni wytrzymałości na ściskanie badanego materiału, lecz jego twardość opisaną tzw. liczbą odbicia *L*, w celu wyznaczenia poszukiwanego parametru należy posłużyć się określoną zależnością funkcyjną R-L. Zależność tą można uzyskać ([1, 4]):

– metodą skalowania,
– metodą dobierania hipotetycznej krzywej regresji.

Ponieważ w przypadku pierwszej z wymienionych metod, dla określenia związku R-L należy przygotować minimum 30 próbek jednego typu, badanych w warunkach laboratoryjnych w seriach złożonych z trzech do sześciu sztuk, charakteryzujących się tym samym składem, technologią wykonania, wiekiem i wilgotnością betonu jak w przypadku konstrukcji, dla której realizowane są pomiary sklerometryczne [4], w odniesieniu do obudów szybowych jest ona rzadko stosowana. Praktyczne wykorzystanie posiada natomiast druga z wymienionych metod, polegająca na doborze hipotetycznej krzywej regresji na drodze porównania liczb odbicia i wytrzymałości na ściskanie określonej w warunkach laboratoryjnych na tych samych próbkach, których minimalna liczba w przypadku ich pobrania z obudowy szybu, wynosi trzy [4]. Uzyskane z analizy korelacyjnej równanie R-L może być zastosowane do interpretacji wyników pomiarów sklerometrycznych, jeżeli wartość średniego względnego odchylenia kwadratowego wytrzymałości na ściskanie określonej na jego podstawie i oznaczonej na maszynie wytrzymałościowej spełnia warunek [4]:

$$v_k = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}\left(\frac{R_{oi} - R_i}{R_{oi}}\right)^2}{N-1}} \cdot 100 \le 12 \tag{2}$$

gdzie:

R_{oi} – wytrzymałość i-tej próbki określona z zależności R-L, MPa,

R_i – wytrzymałość i-tej próbki określona w maszynie wytrzymałościowej, MPa,

N – liczba próbek.

W celu określenia wytrzymałości na ściskanie badanego materiału obudowy w oparciu o wyniki pomiarów sklerometrycznych, w pierwszej kolejności wyznaczana jest średnia liczba odbicia w poszczególnych miejscach i rejonach pomiarowych:

$$\overline{L} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \overline{L_i}}{n} \tag{3}$$

gdzie:

L – średnia liczba odbicia w danym rejonie pomiarowym,

L_i – średnia liczba odbicia w danym miejscu pomiarowym (do obliczeń nie brane są pod uwagę liczby odbicia różniące się od średniej w danym miejscu pomiarowym o więcej niż 5 jednostek [4]),

n – liczba miejsc pomiarowych uwzględnianych w trakcie analizy.

Następnie wykorzystując wyprowadzoną zależność R-L oblicza się:

– średnią wytrzymałość betonu (cegły) na ściskanie w danym miejscu oraz rejonie pomiarowym, co jest dokonywane w sposób analogiczny jak dla liczby odbicia (wzór 3),

– odchylenie standardowe wytrzymałości materiału obudowy na ściskanie w danym miejscu oraz rejonie pomiarowym:

$$s_{R=}\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(\overline{R}_i - \overline{R})^2}{n-1}} \tag{4}$$

gdzie:

s_R – odchylenie standardowe wytrzymałości materiału obudowy na ściskanie w danym rejonie pomiarowym, MPa,

R – średnia wytrzymałość materiału obudowy na ściskanie określona według zależności R-L w danym rejonie pomiarowych; MPa,

R_i – średnia wytrzymałość materiału obudowy na ściskanie określona według zależności R-L w danym miejscu pomiarowych, MPa,

n – jak we wzorze (3).

– współczynnik zmienności wytrzymałości na ściskanie w danym rejonie pomiarowym:

$$v_R = \frac{s_R}{\overline{R}} \cdot 100 \tag{5}$$

gdzie: wszystkie oznaczenia – jak we wzorze (4).

Po wykonaniu wyżej przedstawionych obliczeń, można ostatecznie oszacować wytrzymałość obliczeniową materiału obudowy, bazując na zasadach odnoszących się w tym zakresie do betonu i konstrukcji betonowych lub elementów i konstrukcji murowych (w przypadku obudów murowych, oszacowanie parametrów wytrzymałościowych całego muru, jest możliwe przy założeniu określonej klasy zaprawy, często przyjmowanej na podstawie prostego testu twardości).

Należy jednak podkreślić, że pomimo zalet jakimi charakteryzuje się metoda sklerometryczna, jak przede wszystkim łatwość i szybkość realizacji pomiarów, wytrzymałość na ściskanie materiału konstrukcyjnego uzyskana za jej pośrednictwem, zależy od zapisu zależności R-L przyjętej do obliczeń. W przypadku znacznych różnic pomiędzy warunkami wyznaczania wyżej wymienionych relacji i konkretnych badań sklerometrycznych, błąd określenia wytrzymałości na ściskanie danego materiału może być bardzo duży (w przypadku budownictwa lądowego może sięgać nawet 100% [15]). Dlatego też dla każdej z badanych obudów szybowych, związek R-L jest w KOMAG-u określany indywidualnie, z wykorzystaniem metody dobierania hipotetycznej krzywej regresji.

Kryterium nośności uznaje się za spełnione, gdy współczynnik pewności przeniesienia naprężeń określony wzorem (1) przyjmuje wartość nie mniejszą od jedności, a w przypadku braku zagrożenia wodnego spełnia warunek: $0,75 \leq n < 1$ [12].

Dla sprawdzenia kryterium nośności, niezbędna jest również znajomość aktualnej grubości obudowy, która głównie w przypadku agresywnego oddziaływania wody, może być mniejsza niż na etapie głębienia szybu. Maksymalna wielkość ubytków korozyjnych obmurza oraz jej stosunek do pierwotnej grubości obudowy, określana jest przez normowe kryterium stopnia korozji, zgodnie z którym grubość strefy skorodowanej obudowy nie powinna przekraczać 12 cm i równocześnie nie może stanowić więcej niż 20% pierwotnej grubości obudowy.

W trakcie analizy stanu technicznego konkretnej obudowy szybowej, brane jest również pod uwagę kryterium szczelności spełnione w przypadku, gdy całkowity dopływ wody na dno szybu nie ujętej do systemu odwadniania, nie przekracza 0,15 m^3/min.

Ostatnim kryterium zawartym w normie [4] rzutującym na ocenę stanu technicznego obudowy betonowej szybu, jest warunek jednorodności materiału, sprawdzany po wyznaczeniu współczynnika zmienności wytrzymałości betonu na ściskanie. Rozpatrywany beton spełnia kryterium normowe, gdy współczynnik zmienności jego wytrzymałości na ściskanie nie przekracza 20% dla klasy nie większej niż B25 oraz 15% dla wyższych klas, co u uwagi na brak odrębnych ustaleń, odnoszone jest również do konstrukcji murowych. Wynik sprawdzenia rozpatrywanego kryterium, wiąże się ściśle z wartością wytrzymałości na ściskanie materiału uzyskaną z obliczeń.

Analiza stanu technicznego obudowy szybu pod kątem rozpatrywanych kryteriów w połączeniu z oceną wizualną obmurza, stanowią podstawę do podjęcia decyzji o możliwości dalszej eksploatacji wyrobiska. Niejednokrotnie w przypadku występowania uszkodzeń obudowy, których przykładowy widok przedstawiony na rysunku 4, w celu kontynuowania eksploatacji szybu niezbędna jest realizacji prac remontowych. Polegają one głównie na lokalnym uzupełnieniu lub wymianie fragmentów obmurza, jego wzmocnieniu dodatkowymi elementami konstrukcyjnymi oraz wykonaniu zabiegów specjalistycznych (jak np. iniekcja) prowadzących do podniesienia własności wytrzymałościowych obudowy lub poprawy jej szczelności. W przypadku konieczności przeprowadzenia konkretnych prac naprawczych ich rodzaj jest ujmowany w opinii rzeczoznawcy, zawierającej ponadto charakterystykę i wyniki zrealizowanych badań danej obudowy, analizę obliczeniową pozwalającą na ocenę jej stanu technicznego pod kątem kryteriów ujętych w normie [12] oraz ostateczne stwierdzenie odnośnie do jej zdolności do dalszego pełnienia funkcji użytkowych, a tym samym do zapewnienia stateczności szybu.

Rys.4. Widok przykładowych uszkodzeń obudowy murowej szybu [Źródło: opracowanie własne]

4. Podstawowe trudności występujące na etapie wykonywania badań obmurza szybowego oraz związane ze sprawdzeniem normowego kryterium nośności

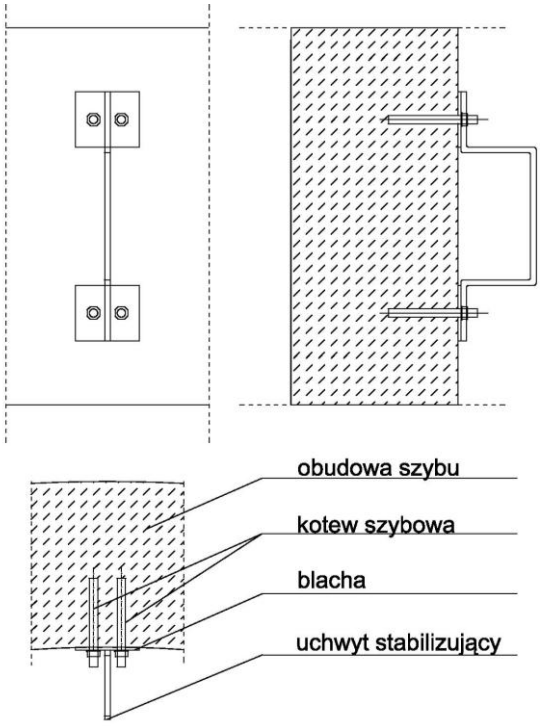
Do podstawowych trudności pojawiających się w trakcie badania i sporządzania opinii dotyczących stanu technicznego obudowy szybu należy zaliczyć przede wszystkim:

- utrudniony dostęp do obudowy oraz często również do sprężonego powietrza w szybach nie posiadających urządzenia wyciągowego i zbrojenia, co prowadzi do ograniczenie zakresu badań obmurza możliwego do realizacji,
- trudności badania tubingów żeliwnych,
- duża awaryjność sprzętu pomiarowego wynikająca z warunków panujących w szybie,
- brak dokładnych informacji dotyczących grubości i własności wytrzymałościowych obudowy szybu na etapie jej wykonawstwa (kopalnie bardzo rzadko dysponują dziennikami budowy szybów),
- brak danych na temat parametrów geotechnicznych skał otaczających wyrobisko szybowe.

Szczególne trudności w określeniu wytrzymałości na ściskanie materiału obmurza, występują w szybach nie posiadających urządzenia wyciągowego oraz zbrojenia. W szybach nie wyposażonych w urządzenie wyciągowe, zjazd załogi dokonującej kontrole obudowy, odbywa się zazwyczaj z wykorzystaniem

wyciągu ratowniczego Centralnej Stacji Ratownictwa Górniczego w Bytomiu. Jednak w przypadku, gdy w danym wyrobisku nie ma również jakiegokolwiek wyposażenia dodatkowego rury szybowej (np. konsole kablowe, rurociągi), nie istnieje możliwość stabilnego zamocowania wyciągu ratowniczego w sąsiedztwie obmurza w celu wykonania badań wytrzymałościowych. Dlatego za wskazane można uznać, aby w nowo głębionych szybach bez zbrojenia i wyciągu oraz w szybach z linowych prowadzeniem naczyń (i szczególnie bez przedziału drabinowego), zabudowywać w obudowie uchwyty, umożliwiające stabilne przymocowanie wyciągu ratowniczego do obmurza na czas realizacji badań.

Rozpatrywane uchwyty, np. o konstrukcji przedstawionej poglądowo na rysunku 5, mogłyby być wykonane z wygiętego płaskownika przyspawanego do blachy mocowanej do obudowy szybu za pomocą krótkich kotwi szybowych.



Rys.5. Przykładowy uchwyt stabilizujący klatkę wyciągu ratowniczego do obudowy szybu na czas prowadzenia badań kontrolnych obudowy
[Źródło: opracowanie własne]

Trudności pojawiają się również często w trakcie badania obudowy wykonanej z tubingów żeliwnych. Ponieważ tubingi te niejednokrotnie pochodzą z pierwszej połowy XX wieku, ich skład materiałowy znacznie odbiega od tego, jaki posiada żeliwo produkowane obecnie. W związku powyższym

w wielu przypadkach, niemożliwy jest pomiar ich grubości z użyciem przyrządów pomiarowych, dostosowanych do badania elementów żeliwnych odpowiadającego obecnym normom. Dlatego zachodzi konieczność zastosowania profesjonalnego sprzętu pomiarowego, umożliwiającego określenie ich grubości metodą ultradźwiękową po uprzednim wyskalowaniu.

Biorąc pod uwagę liczbę pomiarów wykonywanych młotkiem Schmidta w każdym z szybów (min. 60 uderzeń w jednym rejonie pomiarowym), istnieje potrzeba częstego sprawdzania urządzenia na kowadle wzorcowym, pod kątem poprawności działania mechanizmu odbicia. Ze względu na spływanie wody po obmurzu lub jego zawilgocenie oraz oddziaływanie atmosfery kopalnianej, równie często zachodzi konieczność czyszczenia i wymiany ulegających uszkodzeniu elementów młotka, którego konstrukcja nie została przystosowana do pracy w trudnych warunkach górniczych.

Dla sprawdzenia normowego kryterium nośności istotne znaczenie posiada znajomość grubości i parametrów wytrzymałościowych obudowy na etapie jej wznoszenia. Chodzi tu zarówno o właściwie rozplanowanie lokalizacji miejsc pomiarowych tak, aby badania były wykonane we wszystkich fragmentach obmurza szybowego charakteryzujących się różnymi własnościami wytrzymałościowymi, jak również o możliwość późniejszej analizy zmian wytrzymałości na ściskanie poszczególnych materiałów obudowy w czasie eksploatacji szybu. Również brak informacji dotyczących parametrów geotechnicznych skał otaczających wyrobisko szybowe, powoduje konieczność posługiwania się w trakcie przeprowadzanych analiz, własnościami średnimi dla danej formacji geologicznej przyjmowanymi w oparciu o dane literaturowe, co w konsekwencji może skutkować błędami przy szacowaniu obciążeń obudowy szybu, przekładającymi się na wynik sprawdzenia warunku nośności obudowy.

5. Podsumowanie

Jednym z kierunków działalności Instytutu Techniki Górniczej KOMAG jest ocena stanu technicznego obmurzy szybowych, dokonywana na podstawie przeprowadzonych badań. Powyższa działalność jest realizowana w ramach posiadanego przez KOMAG upoważnienia rzeczoznawcy WUG do spraw ruchu zakładu górniczego w zakresie wydawania opinii dotyczących doboru obudowy szybów i wlotów do szybów, a w zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny doboru obudowy wyrobisk o przekroju poprzecznym przekraczającym 30 m^2.

Badania obmurzy szybowych realizowane przez KOMAG odpowiadają ustaleniom norm [11 i 12].

Przy szacowaniu wytrzymałości na ściskanie materiału obmurza na danym etapie użytkowania szybu, KOMAG standardowo stosuje dwa rodzaje badań: niszczące oraz pomiary sklerometryczne, przy czym za podstawową metodę badawczą, uznawane są badania niszczące próbek obudowy pobranych w danym szybie, a pomiary nieniszczące traktowane są jako uzupełniające.

Ponieważ w przypadku metod nieniszczących w tym stosowanej przez KOMAG metody sklerometrycznej, w celu wyznaczenia wytrzymałości na ściskanie badanego materiału, występuje konieczność wyprowadzenia zależności funkcyjnej między wielkością mierzoną i poszukiwanym parametrem wytrzymałościowym obudowy, co w przypadku znacznych różnic pomiędzy warunkami wyznaczania ww. relacji, a występującymi w konkretnym szybie, mogłoby prowadzić do znacznego błędu określenia wytrzymałości na ściskanie materiału obmurza, dla każdej z badanych obudów szybowych związek R-L jest w KOMAG-u określany w sposób indywidualny, z wykorzystaniem metody dobierania hipotetycznej krzywej regresji.

Za podstawowe trudności na etapie prowadzenia badań obudów szybowych, uznano ograniczenie możliwości określania ich parametrów wytrzymałościowych w szybach nie posiadających urządzenia wyciągowego i zbrojenia, dużą awaryjność młotka Schmidta związaną z trudnymi warunkami realizacji badań sklerometrycznych oraz konieczność zastosowania wysoce profesjonalnego sprzętu pomiarowego w celu przeprowadzenia badań obudowy tubingowej.

Dla dokładności sprawdzenia normowego warunku nośności [12], uznanego za podstawowe kryterium oceny stanu technicznego obudowy na rozpatrywanym etapie użytkowanie szybu, istotny wpływ posiada znajomość grubości i własności wytrzymałościowych obudowy w czasie jej wznoszenia oraz parametrów wytrzymałościowych skał otaczających rurę szybową.

Analiza stanu technicznego obudowy szybu pod kątem kryteriów zawartych w normie [12] w połączeniu z oceną wizualną obmurza, stanowią podstawę do podjęcia decyzji o możliwości dalszej eksploatacji szybu, co niekiedy jest możliwe pod warunkiem realizacji koniecznych prac naprawczych.

Literatura

1. Brunarski L., Runkiewicz L.: Instrukcja stosowania młotków Schmidta do nieniszczącej kontroli jakości betonu w konstrukcji. Instrukcja ITB nr 210. ITB, Warszawa 1977.
2. Krentkowski J., Tribiłło R.: Badania wytrzymałości betonu w konstrukcjach inżynierskich z uwzględnieniem normatywów europejskich. Przegląd budowlany nr 12/2006.

3. Lewicki B.: Wiarygodność metod stosowanych w diagnostyce konstrukcji z betonu i murowych. VII Konferencja Naukowo-Techniczna: Problemy Rzeczoznawstwa Budowlanego, Cedzyna koło Kielc, 13–15 maja 2002. ITB, Warszawa 2002.
4. PN-B-06262:1974: Nieniszczące badania konstrukcji z betonu. Metoda sklerometryczna badania wytrzymałości betonu na ściskanie za pomocą młotka Schmidta typu N.
5. PN-B-12016:1970: Wyroby ceramiki budowlanej. Badania techniczne.
6. PN-EN 12390-3:2002: Badania betonu – Część 3: Wytrzymałość na ściskanie próbek do badania.
7. PN-EN 12504-1:2001: Badania betonu w konstrukcjach. Część 1: Odwierty rdzeniowe – Wycinanie, ocena i badanie wytrzymałości na ściskanie.
8. PN-EN 12504-2:2002: Badania betonu w konstrukcjach. Część 2: Badania nieniszczące. Oznaczenie liczby odbicia.
9. PN-EN 206-1:2003: Beton. Część 1: Wymagania, właściwości, produkcja i zgodność.
10. PN-EN 772-1:2001: Metody badań elementów murowych. Część 1: Określenie wytrzymałości na ściskanie.
11. PN-G-04210:1996: Szyby górnicze. Obudowy i zbrojenia szybów. Ogólne zasady badań.
12. PN-G-04211:1996: Szyby górnicze. Obudowa betonowa. Kryteria oceny i metody badań.
13. Rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. z 2002 r. Nr 139, poz. 1169 oraz Dz.U. z 2006 r. Nr 124, poz. 863).
14. Runkiewicz L., Brunarski L.: Instrukcja stosowania młotków Schmidta do nieniszczącej kontroli jakości betonu w konstrukcji nr 148. Instytut Techniki Budowlanej, Warszawa. 1973.
15. Runkiewicz L., Rodzik W.: Badania nieniszczące wytrzymałości murowych obiektów zabytkowych. Inżynieria i Budownictwo nr 2/1990.

Pierwszy po 20 latach w polskim górnictwie węglowym

Walter Menzel – Urząd Górniczy do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych, **Marek Adamusiński –** JSW S.A. KWK „Borynia-Zofiówka", **Marek Pypno –** KOPEX - Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A.

1. Historia i dzień dzisiejszy

W marcu 1945 roku utworzone zostało Zjednoczenie Przedsiębiorstw Wiertniczo-Górniczych, w skład którego weszło siedem przedsiębiorstw. Jednym z nich było Przedsiębiorstwo Budowy Szybów z siedzibą w Bytomiu. Zakres działania PBSz obejmował rekonstrukcję i pogłębianie istniejących oraz drążenie nowych szybów, wykonawstwo wierceń otworów badawczych i mrożeniowych, roboty przygotowawcze budowlano-montażowe do głębienia szybów, zbrojenie szybów i zakładanie prowadników szybowych, drążenie przekopów, chodników i komór, a także opracowywanie dokumentacji geologiczno-inżynierskiej, projektów technicznych i technologicznych oraz dokumentacji koncesyjnej. Mimo wielu trudności kadrowych, technicznych i materiałowych – rozpoczynając pracę nie tyle od podstaw ile od ich tworzenia – przedsiębiorstwo przystąpiło w 1945 r. do głębienia z zastosowaniem mrożenia pierwszego szybu w kopalni „Julian" w Piekarach Śląskich [6].

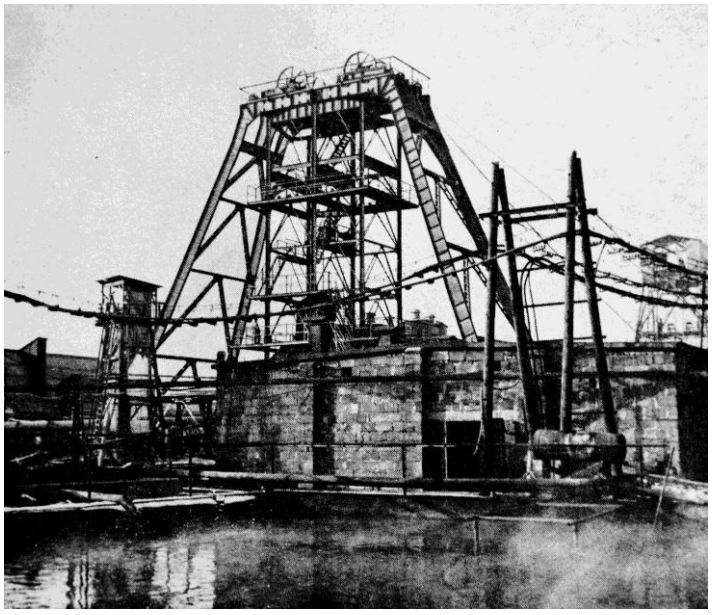
Początki budowy kopalni „Zofiówka" sięgają 1951 r. kiedy to na zlecenie Rybnickiego Zjednoczenia Przemysłu Węglowego rozpoczęto wiercenia badawcze na obszarze 38 km^2 dla rozeznania złoża węglowego w rejonie miasta Jastrzębia Zdroju. W oparciu o uzyskany z wierceń materiał geologiczny, Centralny Zarząd Mierniczo-Geologiczny Ministerstwa Górnictwa opracował dokumentację geologiczną jastrzębskiego złoża węglowego. Uchwałą Rady Ministrów z dnia 1 marca 1961 r. wprowadzono Plan Regionalny Rybnickiego Okręgu Węglowego na lata 1961–1980, w którym zaplanowano rozpoczęcie budowy sześciu nowych kopalń o łącznej mocy produkcyjnej 32 tys. ton na dobę z następującymi terminami rozpoczęcia budowy: „Zofiówka" – 1962 r. „Borynia I" – 1962 r., „Borynia II" – 1964 r., "Pniówek" – 1964 r., oraz dwóch kopalń spośród następujących „Czyżowice", „Borowa Wieś", „Paniówki" a w przypadku nierozpoczęcia budowy jednej z wymienionych trzech kopalń, budowę kopalni „Łabędy" poza terenem ROW. Zmieniono zatem wcześniejszą decyzję o rozpoczęciu budowy kopalni „Zofiówka" w 1958 r., z pierwszym wydobyciem w roku 1962 r. w ilości 925 ton na dobę i uzyskaniem docelowej produkcji w wysokości 4 tys. ton na dobę w 1964 r. Żywotność kopalni oceniono na 87 lat.

W dniu 1 kwietnia 1962 r. PBSz rozpoczęło głębienie szybów kopalni „Zofiówka". Szyb 3 o średnicy 5,5 m i głębokości 742 m miał być szybem wydechowym i materiałowym oraz do między poziomowego transportu kamienia. Ze względu na występujące wody i kurzawki głębiony był w nadkładzie

do głębokości 250 m w górotworze zamrożonym. Głębienie szybu do głębokości 90 m wykonywano w obudowie z cegły klinkierowej, poniżej zaś w obudowie betonowej aż do głębokości 742 m, tj. na całą projektowaną długość szybu (którą osiągnięto w grudniu 1965 r.) [7].

Głębienie szybu 1 rozpoczęto 1 czerwca 1962 r. Szyb zaplanowany jako wdechowy o średnicy 7,2 m, po zgłębieniu do 831 m w grudniu 1966 r. służył do rozcinki poziomów.

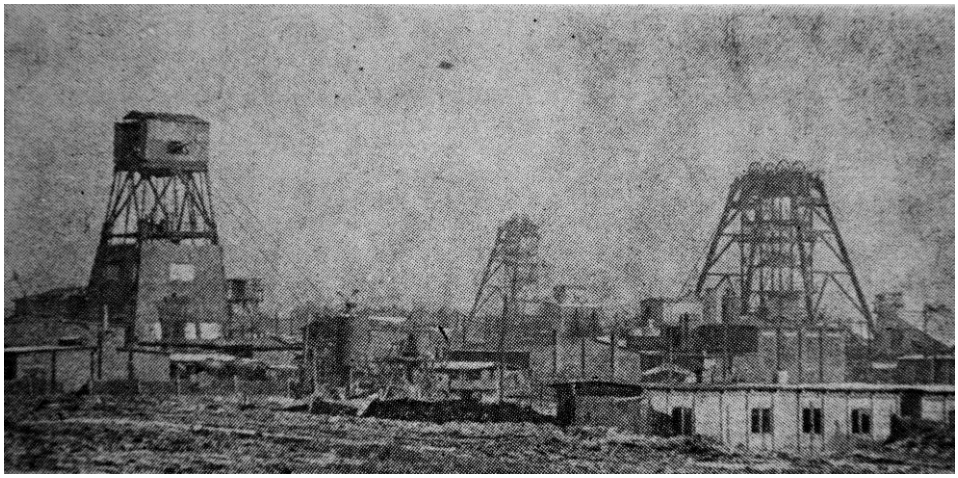
Rys.1. Wieża typu ciężkiego na szybie „Zofiówka 1" 1964 r. [7]



Rys.2. Rejon szybu 1 w czasie głębienia. Rok 1963 [4]

Z dniem 1 października 1962 r. przystąpiono do głębienia szybu 2. Szyb zaplanowany jako wdechowy i zjazdowy o średnicy 7,2 m, po zgłębieniu do głębokości 734 m w dniu 31 grudnia 1966 r. został wyposażony w ostateczne urządzenia wyciągowe z klatkami czteropiętrowymi.

Szyb 6 rozpoczęto głębić 1 sierpnia 1962 r. Szyb zaplanowano jako wydechowy o średnicy 5,5 m i głębokości 706 m. Szyb był drążony do 90 m z wykorzystaniem mrożenia, a poniżej głębienie prowadzono metodą zwykłą w niezamrożonym górotworze. Nieudana próba przejścia nadkładu szybem 6 bez mrożenia poniżej 90 m pociągnęła za sobą głębienie bliźniaczego szybu 7 systemem zamrażania górotworu do głębokości 400 m. Głębienie szybu 7 z obudową wykonywaną z betonów wysokiej marki Rw-400 przebiegało bez zakłóceń do września 1968 r., kiedy natrafiono na wyrzuty skał połączone z wypływem wody i metanu w ilości 1,5 m^3/min. Po uszczelnieniu poprzez cementację obudowy szybowej na odcinku mrożenia nadkładu, szyb zgłębiono do głębokości 710 m w grudniu 1969 r. Równolegle z wykonaniem szybu 7 wykonywano szyb 4 o średnicy 7,5 m. Z głębienia szybu 5 zrezygnowano w wyniku stwierdzenia skrajnie niekorzystnych warunków hydrogeologicznych. 4 grudnia 1969 r. szyb 6 oddany został do ruchu kopalni [7].



Rys.3. Głębienie szybów I, II, III kopalni „Manifest Lipcowy” [6]

Budowa szybu 1-Bzie jest jedną z największych inwestycji w polskim górnictwie od ponad 20 lat. Szyb ten głębiony jest w ramach rozbudowy kopalni „Zofiówka”, obejmującej udostępnienie i zagospodarowanie nowego złoża „Bzie - Dębina 2 - Zachód”. W złożu tym znajduje się około 600 mln ton zasobów bilansowych wysokiej jakości węgla koksowego, z czego około 190 mln ton to zasoby operatywne, czyli możliwe do udostępnienia i wybrania. Zasoby udostępnione zostaną początkowo z poziomu wydobywczego 1100 m, a w dalszym okresie eksploatacji planowany jest również poziom 1300 m. Okres użytkowania szybu przewidziany jest na ponad 60 lat.

Głębiony szyb 1-Bzie zlokalizowany został w północno-wschodniej części pola górniczego „Bzie – Dębina 2 - Zachód" należącym do zakładu górniczego JSW S.A. KWK „Zofiówka" w Jastrzębiu Zdroju, dzielnica Bzie.

Teren, na którym rozpoczęto inwestycję, pierwotnie był terenem niezagospodarowanym, zajmowanym przez pola uprawne oraz tereny zielone o dosyć dużym zróżnicowaniu wysokościowym dochodzącym do 8 m (rzędne terenu od +265 m do +273 m npm). W związku z tym, zasadnicze głębienie szybu poprzedzone było wykonaniem koniecznych robót niwelacyjnych i gruntowych oraz wykonaniem dróg dojazdowych i tymczasowych obiektów technologicznych niezbędnych na okres głębienia szybu.

Szyb 1-Bzie głębiony jest od powierzchni do głębokości 1164,5 m ppt, jako szyb o przekroju kołowym, o średnicy 8,0 m w świetle obudowy i rzędnej zrębu zlokalizowanej na + 269,00 m npm. Podczas głębienia szybu wykonany zostanie dwustronny wlot na poziomie 1110 m ppt w osi wschód - zachód o szerokości 7,5 m i wysokości 12,5 m (wraz z piwnicami) oraz komora pomp do odwadniania rząpia na głębokości 1159,0 m ppt o wysokości 5 m. Dla celów technologicznych głębienia szybu, wykonana zostanie dodatkowa komora odwadniania na poziomie 588 m ppt.

Po ukończeniu, szyb 1-Bzie pełnił będzie funkcję szybu materiałowo-zjazdowego i wyposażony zostanie w górniczy wyciąg klatkowy z klatką wielkogabarytową 2-piętrową oraz klatką 3-piętrową z balastem. Ponadto po stronie północnej szybu zainstalowany będzie wyciąg awaryjno-rewizyjny. Nie przewiduje się natomiast zabudowy w szybie przedziału drabinowego. Pod względem wentylacyjnym Szyb 1-Bzie będzie szybem wdechowym.

Rys.4. Wieża szybowa szybu 1-Bzie. Rok 2011 [2]

Szyb 1-Bzie głębiony jest przy użyciu stalowej wieży wyciągowej typu P-V (rys. 4). Wysokość wieży w osi pracujących na koronie 2 kół linowych o średnicy ø 5000 wynosi 34,05 m. Przy wieży jest zabudowany wysyp wolnostojący 2-kubłowy, zsypnia oraz zbiornik urobku [1, 5].

2. Unikalna konstrukcja obudowy szybowej

W 66-letnim okresie istnienia przedsiębiorstwa stosowano różnego rodzaju obudowy szybów. Rodziły się one w wyniku stałych poszukiwań rozwiązań zmniejszających pracochłonność wykonawstwa obudowy oraz odpowiadających występującym warunkom geologicznym i hydrogeologicznym i metodą głębienia szybów [6].

Warunki hydrogeologiczne i geologiczno-inżynierskie dla celów zaprojektowania obudowy szybowej szybu 1-Bzie KWK „Zofiówka" opracowane zostały głównie na podstawie danych z odwierconego do głębokości 1163,0 m otworu badawczego, zlokalizowanego w odległości 15 m od osi szybu oraz materiałów mierniczo-geologicznych udostępnionych przez kopalnię, a także materiałów archiwalnych KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. z rozpoznania górotworu i głębienia szybów na obszarze ROW.

W profilu pionowym szybu 1-Bzie utwory czwartorzędowe występują na odcinku od powierzchni terenu do głębokości 24,0 m ppt. Utwory te wykształcone są jako naprzemianległe warstwy gliny i piasku. Poniżej, aż do głębokości 744,6 m ppt, znajdują się utwory trzeciorzędowe. Utwory te reprezentujące warstwy skawińskie wykształcone są głównie jako iły i iłowce margliste z cienkimi przewarstwieniami piasku, piaskowca i iłowca, a także jako zalegający od głębokości 743,7 m ppt do 744,6 m ppt silnie zgazowany i zawodniony piaskowiec warstw dębowieckich.

Utwory karbońskie zalegające od głębokości 744,6 m ppt do głębokości 1164,0 m ppt reprezentowane są przez warstwy załęskie (pokłady od 358 do 405/2) i warstwy rudzkie (pokłady 406/1, 406/2, 407/2). Utwory karbońskie wykształcone są jako naprzemianległe warstwy iłowców, mułowców, piaskowców z przewarstwieniami pokładów węgla i brekcji tektonicznej. Miąższość 24 pokładów węgla, które przetnie szyb waha się od 0,25 m do 4,0 m, przy czym sumaryczna miąższość pokładów wynosi 32,11 m.

Do zgłębienia pierwszego odcinka szybu, od powierzchni terenu do głębokości 30 m ppt, przystąpiono, po wykonaniu odcinka obudowy wstępnej szybu w formie żelbetowej ściany szczelinowej. Wykonanie wykopu wewnątrz ściany szczelinowej odbyło się przy użyciu żurawia typu LIEBHERR HS 855 wyposażonego w chwytak typu KL 1200 [1].

Dalsze głębienie szybu odbywa się przy zastosowaniu technik górniczych. Do głębokości 738,5 m ppt szyb 1-Bzie głębiony będzie metodą zwykłą krót-

kimi odcinkami w kierunku z góry w dół. Calizna dna szybu urabiana jest ładowarką CŁS lub ręcznie przy użyciu młotków pneumatycznych oraz przy użyciu materiałów wybuchowych. Poniżej głębokości 752 m ppt calizna dna szybu urabiana będzie materiałem wybuchowym. Po urobieniu calizny urobek załadowany zostanie ładowarką CŁS do kubłów urobkowych, którymi transportowany będzie na wysyp, gdzie nastąpi ich opróżnienie na zsypnię urobku. Od głębokości 738,5 m ppt do głębokości 752 m ppt głębienie szybu odbywać się będzie z zastosowaniem metody specjalnej uszczelnienia i wzmocnienia górotworu.

Rys.5. Obudowa wstępna szybu w formie żelbetowej ściany szczelinowej [2]

Obudowa szybowa szybu 1-Bzie zaprojektowana została przez Dział Projektowo-Konstrukcyjny KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. i wykonana zostanie do głębokości 752 m ppt jako obudowa zespolona, składająca się ze współpracującej ze sobą kolumny wewnętrznej i z kolumny zewnętrznej [1].

Wewnętrzną kolumnę szybową szybu 1-Bzie tworzyć będzie obudowa betonowa wykonana z czterech klas betonu: C16/20, C20/25, C25/30 oraz C30/37 o następujących grubościach: 0,55 m i 0,75 m, w zależności od występujących na danej głębokości obciążeń pochodzących od górotworu. Na odcinku warstw wodonośnych, oprócz przenoszenia obciążeń od górotworu, zadaniem betonowej kolumny wewnętrznej obudowy szybowej, jest również zabezpieczenie szybu przed dopływem wody. W związku z tym beton obudowy

wykonany zostanie jako wodoszczelny W6 do głębokości 65 m ppt oraz W12 na głębokości od 738,5 m ppt do 752 m ppt.

Kolumnę zewnętrzną obudowy szybowej na odcinku szybu od powierzchni terenu do głębokości 30 m ppt stanowić będzie ściana szczelinowa, natomiast niżej, aż do głębokości 752 m ppt wykonana zostanie ona z elementów prefabrykowanych (paneli betonowych). Na wspomnianym odcinku wykonanym z paneli betonowych, wyjątek stanowić będą dwie strefy iłów plastycznych, od około 445 m ppt do 450 m ppt oraz od około 518 m ppt do 521 m ppt, na których w związku z wyższymi obciążeniami, zastosowana zostanie obudowa betonowa. Głównym zadaniem kolumny zewnętrznej jest zabezpieczenie wyłomu i przenoszenie części obciążeń pochodzących od górotworu. Ze względu na fakt, iż kolumna zewnętrzna wykonana zostanie z dużym wyprzedzeniem w stosunku do kolumny wewnętrznej, a następnie wejdzie w skład obudowy ostatecznej, można ją traktować jako obudowę wstępną [1].

2.1. Obudowa szybu na odcinku do głębokości 30 m ppt – ściana szczelinowa

Obudowa wstępna na odcinku od powierzchni do głębokości 30 m ppt wykonana została jako ściana szczelinowa żelbetowa. Decyzja o wykonaniu obudowy wstępnej pierwszego 30 metrowego odcinka szybu w formie ściany szczelinowej podyktowana była względami geologicznymi i hydrogeologicznymi oraz bezpieczeństwem i czasem wykonania.

Wykonanie ściany szczelinowej pozwoliło na szybkie przejście przez luźne utwory czwartorzędowe wykształcone jako warstwy piasku średnioziarnistego i pylastego od głębokości 8,0 m ppt do głębokości 24 m ppt. Warstwy te zasilane są wodami z opadów atmosferycznych, w związku z czym, w okresie deszczowym, luźne utwory piaszczyste charakteryzują się zawodnieniem.

Występujące w tej strefie tak słabe grunty nieskaliste i zawodnione w przypadku zastosowania zwykłej metody głębienia (przy użyciu tzw. „żyrafy") powodowałyby, że utrzymanie ociosów byłoby dosyć trudne. Dochodziłoby do osypywania i spływania skał do wykopu, szczególnie w nawodnionych piaskach, które mogłyby przechodzić w stan kurzawki.

Mając na uwadze warunki gruntowe i hydrogeologiczne terenu, na którym wykonywana jest inwestycja oraz intensywne opady atmosferyczne, jakie miały miejsce w maju i czerwcu roku 2010, decyzja o wykonaniu obudowy wstępnej pierwszego odcinka szybu, w formie ściany szczelinowej była jak najbardziej zasadna [1].

Prace związane z wykonaniem ścian szczelinowych żelbetowych należą do specjalistycznych robót geotechnicznych, które wymagają zastosowania specjalistycznego sprzętu, w związku z tym zadanie to zostało powierzone jednemu

z podwykonawców – firmie Soletanche Polska sp. z o.o., która wykonała je w okresie od połowy lutego do końca marca roku 2010. Zadanie obejmowało wykonanie ściany szczelinowej, wykonanie oczepu (wieńca), oraz wybranie gruntu z przestrzeni wewnątrz ściany. Wykonana tą technologią obudowa wstępna szybu posiada formę wieloboku opisanego na okręgu po obrysie szybu o średnicy 9,6 m i głębokości 30 m.

Cała konstrukcja ściany szczelinowej wykonana została z 5 połączonych ze sobą sekcji o grubości 0,8 m każda. Złącza poszczególnych sekcji posiadały uszczelki „waterstop" zapewniające wodoszczelność. Formowanie ściany szczelinowej żelbetowej odbywało się w szczelinach gruntowych, których stateczność w trakcie głębienia zapewniała wypełniająca wykop zawiesina bentonitowa (rys. 4).

Do wykonania ściany szczelinowej użyto betonu C25/30 XC2 wtłaczanego z wysoko wydajnego węzła betonacyjnego kilkoma lejami metodą „contractor" w sposób ciągły. Beton zbrojony był konstrukcją wykonaną ze stali BSt 500S w ilości 3 klatek zbrojeniowych na sekcję ściany, wprowadzanych do wykopu za pomocą urządzeń centrujących (rolki, rury, ślizgi) tak, aby zapewnić niezbędną otulinę betonową po około 7 cm z każdej strony [1].

Rys.6. Głębienie szybu od 0 m do 30 m z wykorzystaniem ścianki szczelinowej [2]

Zwieńczenie poszczególnych sekcji ściany szczelinowej stanowi zbrojony wieniec żelbetowy, w którym wykonane zostały gniazda do oparcia dźwigarów pomostu zrębowego (rys. 6).

Zastosowana podczas budowy szybu 1-Bzie ściana szczelinowa stanowi pierwszy przykład wykorzystania przez KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. tej metody stabilizacji wykopu jako obudowy wstępnej szybu.

Na okres dokończenia robót, wykonywanych w ramach etapu 2 realizacji zadania inwestycyjnego, wlot wykonanego 30-metrowego odcinka szybu zamknięty został ostatecznym pomostem zrębowym, dodatkowo uszczelnionym w celu odizolowania nieprzewietrzanego szybu od atmosfery zewnętrznej. Przez uszczelnienie wyprowadzona została rurka umożliwiająca pobieranie próbek powietrza z odizolowanego szybu [1].

2.2. Obudowa szybu na odcinku od 30 do 752 m ppt – obudowa panelowa

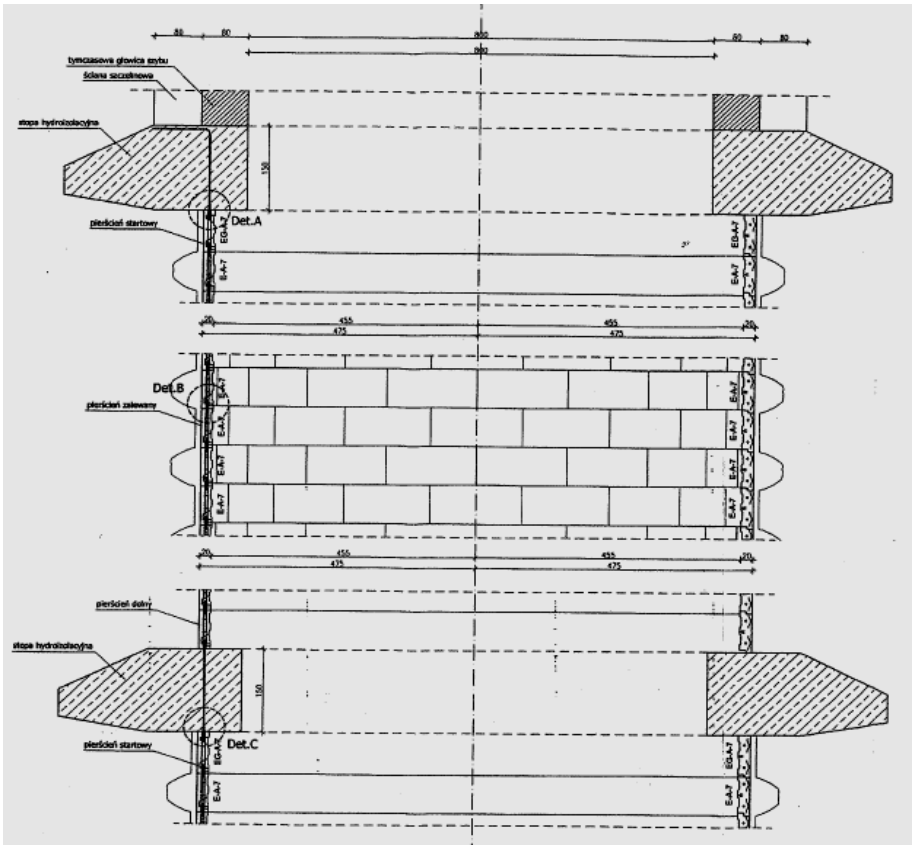
Zalegające poniżej wykonanej ściany szczelinowej utwory trzeciorzędowe również należą do słabych gruntów nieskalistych. Wykształcone początkowo jako spoiste miękkoplastyczne iły o bardzo wysokiej wilgotności naturalnej oraz luźne piaski gliniaste, przechodzą wraz z głębokością w utwory spoiste o konsystencji półzwartej i zwartej. Są to jednak generalnie utwory nieodporne na działanie wody i pęcznieją pod jej wpływem, a ociosy wykonane w tych utworach będą ociosami niestabilnymi mogącymi powodować osypywanie i spływanie skał z ociosów. W związku z tym, poniżej ścianki szczelinowej, tj. na odcinku poniżej 30 m ppt, aż do głębokości 738,5 m ppt, ocios wymagał będzie szybkiego zabezpieczenia obudową natychmiast podporową.

Na głębokości od 738,5 m ppt do głębokości 752 m ppt, w strefie występowania zawodnionych warstw dębowieckich, obudowa szybu wykonana zostanie jako obudowa betonowa.

Cała obudowa panelowa złożona zostanie z poziomych pierścieni o wysokości 0,70 m i 0,45 m, promieniu 4550 mm i 4750 mm, na które składa się 18 elementów łukowych o grubości 0,20 m. wykonywanych z betonu klasy C30/37.

Panele o promieniu 4550 mm stosowane będą dla obudowy szybowej o grubości 0,55 m, natomiast panele o promieniu 4750 mm dla obudowy o grubości 0,75 m. Zabudowa paneli o odpowiedniej wysokości uzależniona będzie od napotkanych warunków geologiczno-górniczych [1].

Poszczególne warstwy pierścieni przesunięte będą względem siebie o połowę długości jednego elementu łukowego w taki sposób, aby szczeliny pionowe pomiędzy elementami łukowymi znajdowały się w osi środkowej elementów pierścieni sąsiadujących ze sobą. Zakłada się, że elementy łukowe nie będą spinane w płaszczyźnie pionowej. Elementy łukowe pozostałych pierścieni spinane będą tzw. kluczem, tj. jednym z elementów łukowych spełniających rolę panela zamykającego dla danego pierścienia.



Rys.7. Konstrukcja wstępnej obudowy szybowej wykonana z paneli betonowych [1]

W szczelinie poziomej pierścienia krawędzie elementów prefabrykowanych wykształcone będą na tzw. zakładkę, tj. element dolny zachodzi na element górny, a ewentualne głębsze wsunięcie paneli jest zablokowane dzięki kołnierzowi uformowanej krawędzi prefabrykatu.

Po zabudowaniu odcinka pierścieni o odpowiedniej wysokości, przestrzeń pomiędzy górotworem i panelami wypełniona zostanie szczelnie betonem tworząc warstwę wyrównawczą o grubości minimum 0,10 m. Po wypełnieniu betonem przestrzeni za panelami ponownie wykonany zostanie wyłom na głębokość umożliwiającą zabudowę kolejnego pierścienia paneli.

Zastosowanie takiego rozwiązania daje możliwość technologicznego wykonania obudowy szybu w odcinkach od 1 do 44 warstw w zależności od warunków technicznych wykonywania szybu na poszczególnych wysokościach. Odcinki te, po osiągnięciu założonej wysokości, każdorazowo zakańczane będą tzw. stopą żelbetową, będącą równocześnie starterem dla kolejnych pierścieni wstępnej obudowy panelowej [1].

Głębienie szybu 1-Bzie po tak długim okresie przerwy niesie za sobą zupełnie nowe problemy dla wykonawcy, inwestora oraz organów nadzoru górniczego. Nowe technologie, nowe urządzenia i perfekcyjna logistyka to nie wszystko. Na naszych oczach i naszymi rękami odbywa się przede wszystkim zmiana pokoleniowa w tego rodzaju robotach górniczych.

Literatura

1. Kalamat K., Sanocki T.: Głębienie szybu 1-Bzie – rozwiązania techniczne konstrukcji obudowy szybowej. KOPEX – PBSz S.A., Bytom. Konferencja Górnictwa Podziemnego, wrzesień 2010.
2. Dokumentacja fotograficzna przebiegu robót na szybie 1-Bzie, KOPEX – PBSz S.A.
3. Trybuna Górnicza: KWK ZOFIÓWKA: Szyby – brama do wnętrza ziemi. 2010.
4. Przedsiębiorstwo Budowy Szybów w liczbach. Przegląd statystyczny 1945-1964.
5. Adamusiński M., Pypno M.: Głębienie szybu 1-Bzie w JSW S.A KWK „Zofiówka" – zastosowane przez KOPEX– Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. rozwiązania techniczne kubłowych górniczych wyciągów szybowych. 2010.
6. 40-lat Przedsiębiorstwa Budowy Szybów 1945-1985.
7. Kronika KWK „Zofiówka" w Jastrzębiu-Zdroju. Lata budowy KWK „Zofiówka" od 1969, tom I.

Nowoczesne urządzenia transportu linowego stosowane do głębienia i pogłębiania szybów produkcji MWM Elektro sp. z o. o.

Jarosław Długaj, Piotr Ryndak – MWM Elektro sp. z o. o.

1. Wprowadzenie

W niniejszym rozdziale prezentujemy następujące urządzenia transportu linowego służące między innymi do głębienia oraz pogłębiania szybów:

- maszyna wyciągowa typu B-4300/DC-8m/s,
- wciągarka bębnowa wolnobieżna typu WBW 35T,
- wciągarka bębnowa wolnobieżna typu WBW 45T,
- zdalne urządzenie sterujące ZUSWBW wciągarek bębnowych wolnobieżnych.

Wszystkie prezentowane przez nas urządzenia przewidziane są do pracy poza strefą zagrożenia wybuchem.

2. Maszyna wyciągowa B-4300/DC-8m/s

2.1. Wstęp

Maszyna wyciągowa typu B-4300/DC-8m/s przeznaczona jest do napędu górniczych wyciągów szybowych jednokońcowych w szybach o głębokości do 1500 m.

Maszyna typu B-4300/DC-8m/s jest elementem wyciągu przewidzianym przede wszystkim do głębienia, pogłębiania, zbrojenia i przezbrajania szybów, a także może być stosowana w innych górniczych wyciągach szybowych. W wyciągach tych przeznaczona jest do prowadzenia następujących prac:

- jazdy ludzi,
- ciągnienia urobku,
- transportu materiałów,
- rewizji szybu i prac szybowych.

2.2. Opis budowy

Bęben nawojowy maszyny wyciągowej o średnicy 4300 mm napędzany jest z dwóch stron poprzez przekładnie zębate walcowe o przełożeniu 28,877, dwoma silnikami prądu stałego typu DMI 400 R o mocy 1043 kW każdy. Maszyna wyposażona jest w hamulec tarczowy z hydraulicznym zespołem sterowniczo-zasilającym typu H-C MWM-4/VER.IID umożliwiającym hamowanie bezpieczeństwa jedną z dwóch różnych wartości momentu hamującego, w zależności od kierunku ruchu wyciągu górniczego. W układzie hamulcowym zastosowano urządzenie UWDSO umożliwiające udrożnienie dodatkowej drogi

spływu oleju i wywołanie spadku ciśnienia w instalacji hydraulicznej hamulca powodując bezpieczne zatrzymanie wyciągu. Wirniki silników napędowych zasilane są z dwóch nierewersyjnych przekształtników tyrystorowych DCS800-S01-2000-07, w 12-pulsowym układzie szeregowym ze sterowaniem jednoczesnym. Uzwojenia wzbudzenia obu silników połączone szeregowo zasilane są z rewersyjnego przekształtnika tyrystorowego DCS800-S02-0075-05. Specjalne oprogramowanie „Multidrive" umożliwia pracę silników na wspólny wał, zapewniając równowagę momentów elektrycznych rozwijanych przez każdy z silników, zarówno w stanie ustalonym, jak i w przejściowych stanach dynamicznych.

Przedmiotowa maszyna przystosowana jest do zasilania z sieci SN 3-30kV (w zależności od warunków lokalnych) przez dwa transformatory przekształtnikowe (3-30)kV/0,69kV, o grupach połączeń Yy0 i Dyn5. Zasilanie to umożliwia pracę z 12–pulsowym oddziaływaniem napędu na sieć zasilającą SN. W przypadku awarii w torze zasilania jednego z przekształtników tyrystorowych istnieje możliwość pracy awaryjnej z wykorzystaniem drugiego przekształtnika wchodzącego w skład opisanego powyżej układu napędowego. W tym stanie następuje ograniczenie prędkości rozwijanej przez maszynę wyciągową, nie występuje natomiast ograniczenie co do udźwigu. W maszynie wyciągowej zastosowano cyfrowy regulator jazdy GRZ-08 A (w wersji dla jednego naczynia), pełniący równocześnie funkcję kompletnego układu kontroli prędkości.

Całość układów sterowania, regulacji i zabezpieczeń zrealizowano w oparciu o sterowniki programowalne i inne podzespoły firmy ABB. Wszystkie ważne funkcje odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej objęte są układem wizualizacji ekranowej. Maszyna przystosowana jest do współpracy z cyfrowym aparatem rejestrującym RG-3.

Charakterystyka techniczna:

- typ maszyny — B-4300/DC-8m/s
- usytuowanie maszyny — na zrębie
- przeznaczenie maszyny — maszyna stanowi napęd górniczego wyciągu szybowego przeznaczonego przede wszystkim do głębienia, pogłębiania, zbrojenia i przezbrajania szybów, a także może być stosowana w innych górniczych wyciągach szybowych do jazdy ludzi, ciągnienia urobku, transportu materiałów oraz rewizji szybu i prac szybowych
- rodzaje sterowania — sterowanie ręczne
- prędkości jazdy: - 8 m/s dla wydobycia i transportu materiałów
  - 6 m/s dla jazdy ludzi
  - 1 m/s dla rewizji szybu
  - 0-0,5 m/s; 0–1 m/s dla rewizji liny nośnej i koła linowego

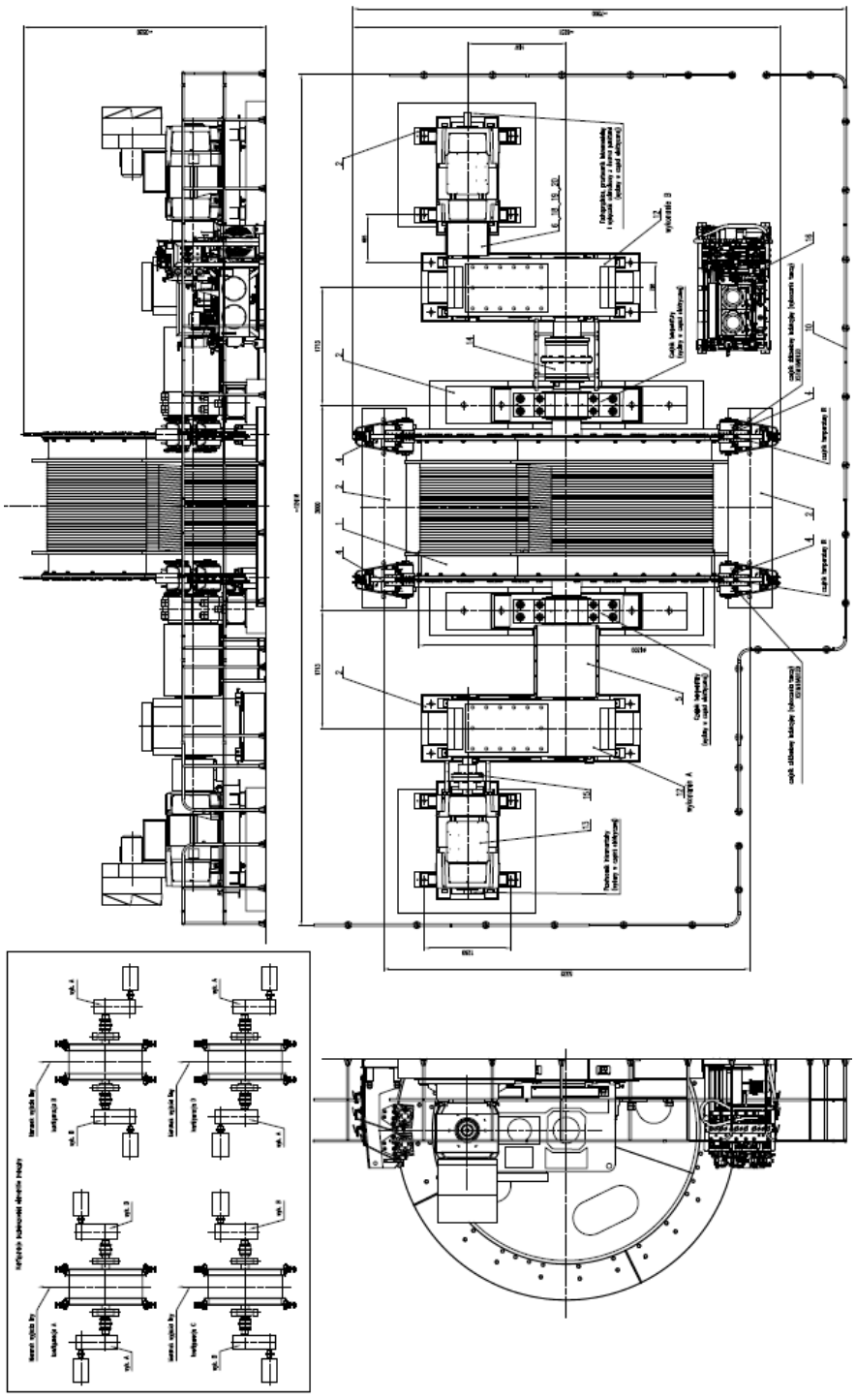
- 1 m/s dla jazdy bez regulatora jazdy
- 0,5 m/s dla transportu materiałów pod naczyniem

– przyspieszenie/opóźnienie 0,6 m/s^2/0,8 m/s^2
– zasilanie główne 3-30 kV
– zasilanie pomocnicze 500 V
– napęd przekształtnikowy
– producent silników ABB
– dane znamionowe silników:
  - typ DMI 400R
  - moc Pn = 1043 kW
  - prąd obwodu głównego In = 1459 A
  - napięcie obwodu głównego Un = 750 V
  - prędkość obrotowa nn = 1016 obr/min
  - prąd wzbudzenia Iw = 55 A
  - napięcie obw. wzbudzenia Uw = 110 V
– maksymalna siła statyczna w linie 240 kN
– maksymalna siła zrywająca linę nośną 1900 kN

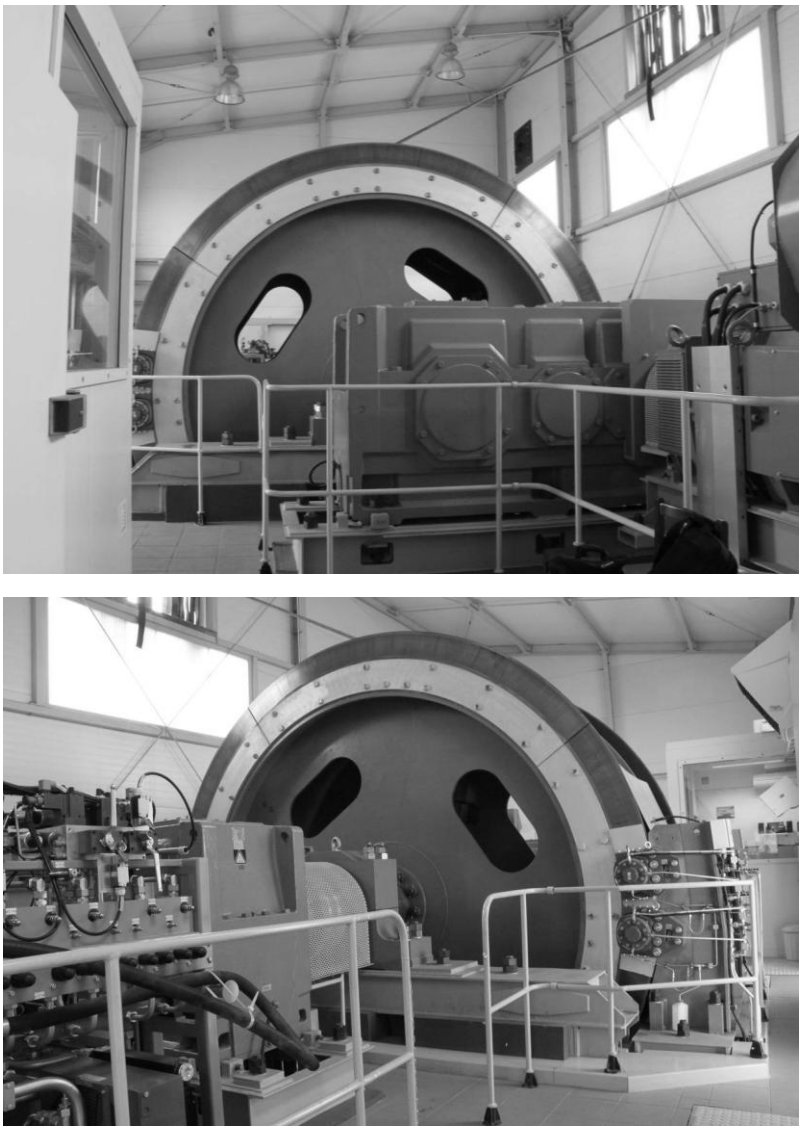
Dane konstrukcyjne maszyny wyciągowej:

– średnica bębna nawojowego Dn = 4300 mm
– ilość lin nośnych 1
– zalecana średnica liny nośnej 41 mm
– ilość warstw liny 4
– łożyska wału głównego toczne, baryłkowe
– hamulec tarczowy odwodzony hydraulicznie, dwie tarcze hamulcowe, cztery stojaki hamulcowe
– ilość siłowników osiem par, po dwie pary na każdym stojaku
– siłowniki hamulcowe BSFG 408-A00-02-00-S (producent: SVENDBORG BRAKES)
– zespół sterowniczo-zasilający hamulca H-C MWM-4/VER.IID

Na rysunku 1 przedstawiono poglądowe zestawienie oraz możliwości konfiguracji maszyny wyciągowej w zależności od potrzeb użytkownika. Rysunek 2 przedstawia maszynę wyciągową zabudowaną w rejonie szybu VI JSW S.A. KWK „Budryk”.



Rys.1. Maszyna wyciągowa B-4300/DC-8m/s [Źródło: opracowanie własne]



Rys.2. Maszyna wyciągowa B-4300/DC-8m/s zabudowana w rejonie szybu VI JSW S.A. KWK „Budryk” [Źródło: opracowanie własne]

3. Wciągarki bębnowe wolnobieżne typu WBW 35T i WBW 45T

3.1. Przeznaczenie

Wciągarki bębnowe wolnobieżne WBW 35T oraz WBW 45T przeznaczone są do stosowania w zakładach górniczych przy wykonywaniu robót szybowych, tzn. wszelkich prac o charakterze inwestycyjnym, remontowo-konserwacyjnym, likwidacyjnym i ruchowym wykonywane w szybach i szybikach,

na wieżach, w rząpiach szybowych oraz na podszybiach i nadszybiach w bezpośrednim sąsiedztwie z szybami, w szczególności:

- remontowe i konserwacyjne w szybach i szybikach oraz remontowe i konserwacyjne na wieżach szybowych,
- roboty remontowe i konserwacyjne na podszybiach i nadszybiach w bezpośrednim sąsiedztwie otwartej rury szybowej,
- głębienie i pogłębianie szybów lub szybików,
- zbrojenie lub przezbrajanie szybów lub szybików,
- transport ciężkich maszyn, urządzeń i materiałów pod naczyniami wyciągowymi i na naczyniach wyciągowych,
- zakładanie i wymiana lin lub naczyń wyciągowych,
- demontaż wyciągu szybowego.

Budowa wciągarki umożliwia stosowanie jej również przy wykonywaniu robót poza szybem. Ze względu na zastosowane wyposażenie elektryczne, przedmiotowa wciągarka przeznaczona jest do stosowania poza strefą zagrożenia wybuchem.

3.2. Wciągarka WBW 35T

Wciągarka WBW 35T umożliwia:

- nawijanie lub odwijanie jednej liny nabiegającej nasiębiernie na bęben o średnicy nominalnej 48 mm lub mniejszej,
- stosowanie siły do 350 kN w linie nabiegającej bezpośrednio na płaszcz bębna (w pierwszej warstwie nawojowej),
- stosowanie momentu obciążenia bębna wciągarki do 243 kNm (iloczyn wartości promienia nawojowego liny na bębnie i wartości siły statycznej w linie); moment obciążenia bębna wciągarki przy wykonywaniu robót zmienia się w zależności od wartości: promienia nawojowego liny na bębnie oraz siły w linie,
- nawijanie oraz odwijanie liny na bęben wciągarki przy zachowaniu kąta nabiegu liny w płaszczyźnie pionowej w granicach od $+80^0$ do -10^0,
- prędkość przemieszczania liny nawijanej lub odwijanej z bębna nawojowego wciągarki przy wykonywaniu robót szybowych do 0,25 m/s,
- prędkość przemieszczania przy nieobciążonym końcu liny nawijanej lub odwijanej z bębna nawojowego wciągarki przy wykonywaniu robót poza szybem do 0,6 m/s,
- stosowanie wciągarki przy wykonywaniu robót szybowych do maksymalnej średnicy nawojowej D1 = 2000 mm. (dla liny o średnicy nominalnej 48 mm pojemność bębna wynosi wtedy w zależności od rzeczywistej średnicy liny około 1500 m w tym 32 m liny zwojów tarcia),

– jednorazowe nawinięcie na bęben wciągarki (np. przed przystąpieniem do eksploatacji) w zależności od rzeczywistej średnicy liny około 2500 m liny o średnicy nominalnej 48 mm (w tym 32 m liny zwojów tarcia).

Układ sterowania wciągarki bębnowej wolnobieżnej WBW 35T umożliwia sterowanie lokalne wciągarki z pulpitu. Ponadto układ sterowania wciągarki wykorzystuje opcję sterowania zdalnego w trybie sterowania indywidualnego lub zespołowego (centralnego), ze zdalnego urządzenia sterującego wciągarek bębnowych wolnobieżnych – ZUSWBW, które przeznaczone jest dla sterowania zespołu wciągarek bębnowych wolnobieżnych.

3.3. Opis budowy

Na ramie stalowej, na osi podpartej na dwóch łożyskach tocznych baryłkowych zamocowany jest bęben nawojowy B-1200 za pomocą dwóch pierścieni rozprężno-zaciskowych „Ringfeder" umieszczonych w piastach. Bęben przystosowany jest do nawinięcia liny o średnicy maksymalnej 48 mm. Wciągarka konstrukcyjnie przystosowana jest do eksploatacji z jedną liną nośną, nawijaną nasiębiernie.

Stosowanie wciągarki wymaga takiego usytuowania jej bębna nawojowego i rolki kierującej linę, tak aby ich osie były równoległe względem siebie oraz aby została zachowana taka odległość pomiędzy nimi, aby kąty odchylenia liny w poziomie w obydwóch jej skrajnych położeniach na bębnie od płaszczyzny prostopadłej do osi bębna (w pozycji przechodzenia do następnej warstwy) nie były mniejsze od 0°20' i nie były większe od 1°20'.

Do hamowania bębna zastosowano zespół hamulca tarczowego z jedną tarczą hamulcową i dwoma parami siłowników hamulcowych zabudowanych na dwóch stojakach hamulcowych. Wciągarka została wyposażona w jeden mechanizm zapadkowy działający bezpośrednio na bęben przestawiany za pomocą siłownika hydraulicznego.

Do zasilania układu hydraulicznego hamulca tarczowego i mechanizmu zapadkowego zastosowano zasilacz hydrauliczny. Zasilacz hydrauliczny wyposażony jest w dwie pompy napędzane silnikami elektrycznymi, pompę ręczną, grzałki do podgrzewania oleju oraz zespół mierników, czujników i przetworników do monitorowania parametrów pracy zasilacza.

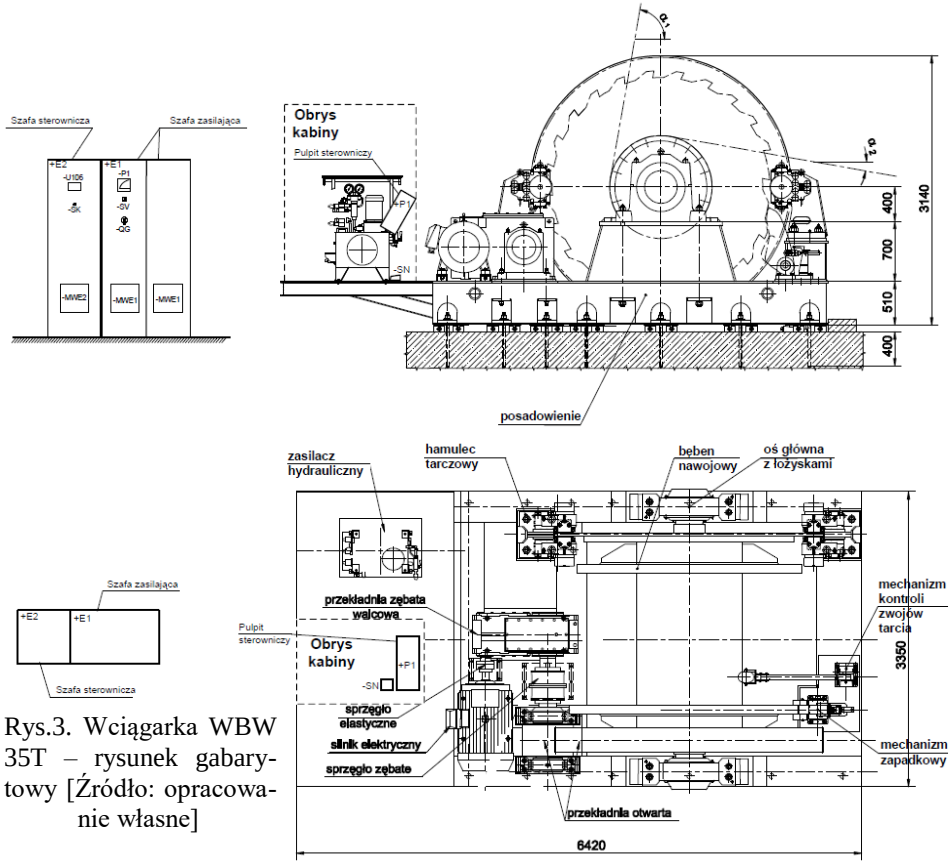
W instalacji hydraulicznej hamulca zastosowano kulowy zawór odcinający ZAH (zawór awaryjnego hamowania), którego otwarcie spowoduje zanik ciśnienia oleju w siłownikach hydraulicznych i wytworzenie siły hamującej niezależnie od aktualnie istniejącego stanu układów sterowania i zabezpieczeń wciągarki.

Zasilacz hydrauliczny wyposażony jest w zawory sterowane elektrycznie przeznaczone do zasilania siłowników hamulca tarczowego oraz siłownika zapadki.

Silniki pomp oraz grzałki zasilacza hydraulicznego zasilane są z szafy zasilającej. Sterowanie urządzeń elektrycznych zasilacza hydraulicznego realizowane jest poprzez sterownik AC500 zabudowany w szafie sterowniczej.

Do napędu wciągarki zastosowano trójfazowy silnik indukcyjny o mocy 75 kW z wirnikiem klatkowym, którego wał połączony jest sprzęgłem elastycznym N-EUPEX z walcową przekładnią zębatą typu H3SH firmy Siemens-Flender. Wał wolnobieżny tej przekładni połączony jest sprzęgłem zębatym ZAPEX z wałem zębnika tzw. otwartej przekładni zębatej. Przekładnie tą tworzy zębnik współpracujący z kołem zębatym połączonym z płaszczem bębna nawojowego.

Silnik napędu wciągarki zasilany jest z przemiennika częstotliwości ACS800 firmy ABB zabudowanego w szafie zasilającej. W szafie zasilającej zabudowane zostały wszystkie elementy układu zasilania wciągarki. Podstawowe elementy układu sterowania wciągarki zostały zabudowane w szafie sterowniczej zlokalizowanej obok szafy zasilającej. Układ zasilania i sterowania wciągarki umożliwia płynną regulację prędkości od zera do prędkości maksymalnej.



Rys.3. Wciągarka WBW 35T – rysunek gabarytowy [Źródło: opracowanie własne]

Rysunek 3 przedstawia elementy składowe wciągarki bębnowej wolnobieżnej WBW 35T oraz podstawowe wymiary gabarytowe. Rysunek 4 przedstawia wciągarkę zabudowaną w rejonie szybu VI JSW S.A. Kopalnia Węgla Kamiennego „Budryk". Przedmiotowa wciągarka wraz z drugą identyczną służą do przemieszczanie pomostu wiszącego wykorzystywanego do prac związanych z pogłębieniem szybu.

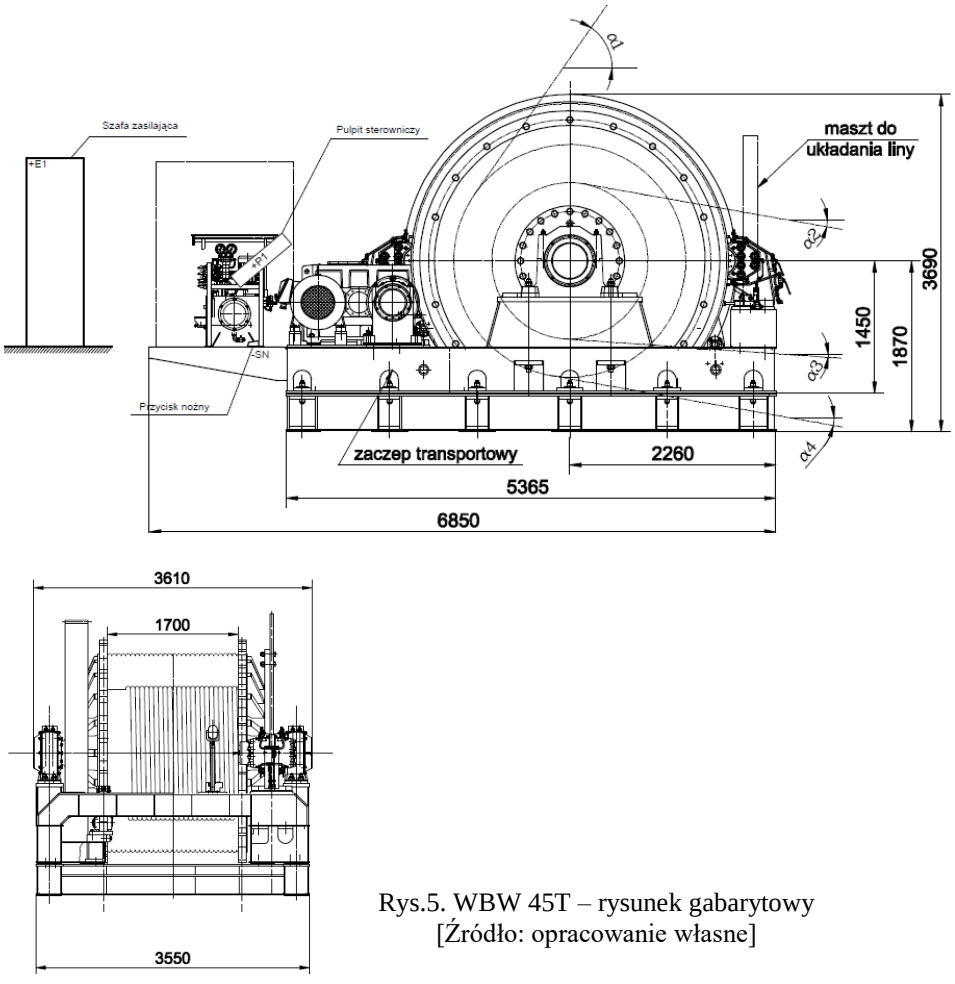
Rys.4. Wciągarka WBW 35T zabudowana w rejonie szybu VI JSW S.A. Kopalnia Węgla Kamiennego „Budryk" [Źródło: opracowanie własne]

3.4. Wciągarka WBW 45T

Wciągarka bębnowa wolnobieżna WBW 45T jest podobnej konstrukcji jak wciągarka WBW35T. Różnice wynikają z maksymalnej siły w linie, maksymalnej średnicy zastosowanej liny nośnej oraz sposobu jej nawijania. Wciągarka WBW 45T umożliwia zarówno nasiębierne, jak i podsiębierne nawijanie liny na bęben.

Tabela 1 przedstawia porównanie danych technicznych obydwu wciągarek wolnobieżnych.

Rysunek 5 przedstawia elementy składowe wciągarki bębnowej wolnobieżnej WBW 45T oraz podstawowe wymiary gabarytowe. Rysunek 6 przedstawia dwie wciągarki WBW 45T zabudowane w rejonie szybu SG-2 O/ZG Polkowice–Sieroszowice KGHM Polska Miedź S.A. Przedmiotowe wciągarki służą do opuszczania sekcji rurociągów w szybie.

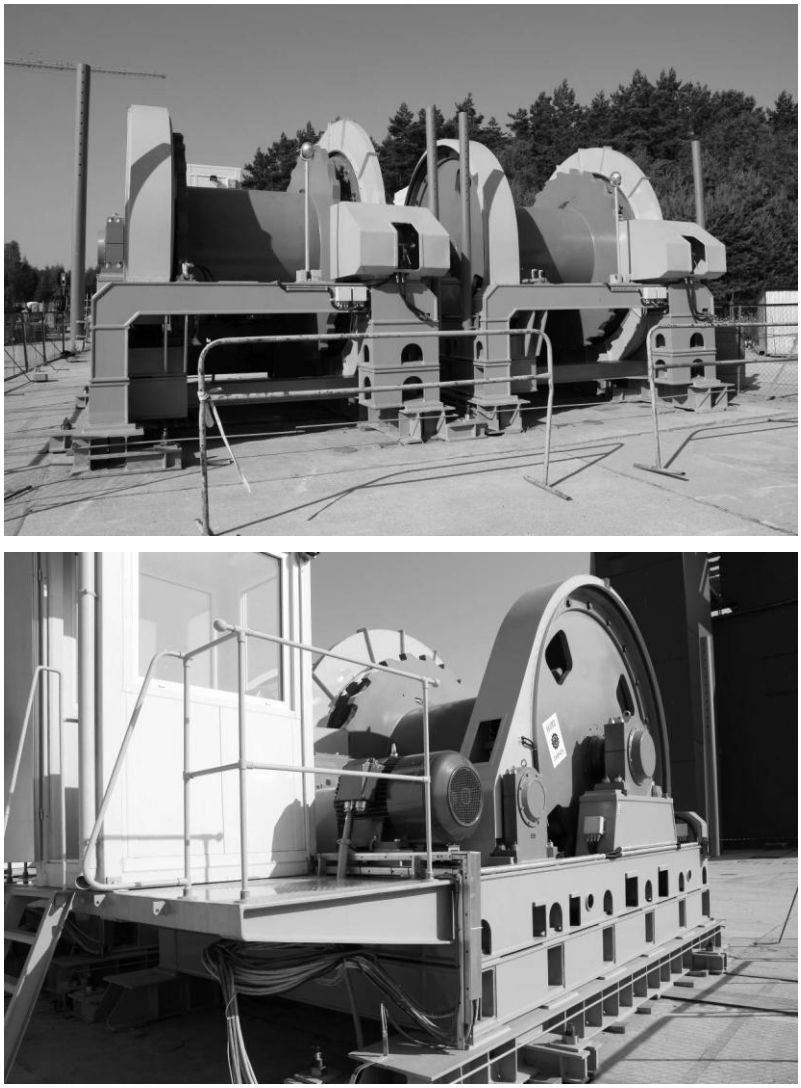


Rys.5. WBW 45T – rysunek gabarytowy
[Źródło: opracowanie własne]

Dane techniczne wciągarek typu WBW [Źródło: opracowanie własne]

Tabela 1

Oznaczenie	WBW 35T	WBW 45T
Usytuowanie	na powierzchni, na zrębie lub innej konstrukcji wsporczej poza strefą szybową	
Warunki klimatyczne stosowania	od -20^{0}C do +40^{0}C	od -40^{0}C do +40^{0}C (przy sezonowej wymianie oleju w układzie hamulcowym)
Stopień ochrony	IP 43 dla szafy zasilającej i sterowniczej IP 54 dla pozostałych urządzeń	
Przeznaczenie wciągarki	do stosowania przy robotach szybowych oraz przy robotach poza szybem	
Maksymalna średnica liny	48 mm	65 mm
Sposób nawijania liny	nasiębierny	nasiębierny lub podsiębierny
Maksymalne siła statyczna w linie na płaszczu bębna	350 kN	450 kN
Maksymalny moment obciążenia bębna wciągarki	243 kNm	392 kNm (dla liny 60 mm)
Średnica zewnętrzna płaszcza bębna	1200 mm	1650 mm
Pojemność robocza bębna	ok. 1500 m dla liny 48 mm	ok. 1500 m dla liny 60 mm
Zakres kątów nabiegu liny	od + 80^0 do - 10^0	- przy nawijaniu nasiębiernym - $\alpha_{1\div2}$ = -10º ÷ 70º - przy nawijaniu podsiębiernym - $\alpha_{3\div4}$ = - 4º ÷ 10º
Zakres kątów odchylenia liny przy przechodzeniu na następną warstwę	$\beta_{min\div max}$ = 0º20'÷ 1º20'	
Moc silnika napędowego	75 kW	90 kW
Rodzaje sterowania	- sterowanie lokalne - sterowanie zdalne ze zdalnego urządzenia sterującego wciągarek bębnowych wolnobieżnych	
Rodzaje pracy wciągarki	- roboty szybowe - roboty poza szybem	
Dopuszczalna prędkość liny	- 0,25 m/s dla robót szybowych, - 0,6 m/s dla robót poza szybem (bez obciążenia końca liny)	
Hamulec	Tarczowy – jedna tarcza hamulcowa Ilość stojaków – 2 Ilość par siłowników – 2 Typ: BSFB 635	Tarczowy – jedna tarcza hamulcowa Ilość stojaków – 2 Ilość par siłowników – 2 Typ: BSFK 527
Zasilanie	500VAC, 230 VAC	
Zasilanie obwodów sterowniczych	24 VDC	
Sposób transmisji danych	- magistrala PROFIBUS DP, - magistrala SAFEBUS	
Masa całkowita	~ 50000 kg	~ 65000 kg



Rys.6. WBW 45T – rysunek gabarytowy, miejsce zabudowy – rejon szybu SG-2 O/ZG Polkowice-Sieroszowice KGHM Polska Miedź S.A.
[Źródło: opracowanie własne]

4. Zdalne urządzenie sterujące ZUSWBW wciągarek bębnowych wolnobieżnych

Zdalne urządzenie sterujące wciągarek bębnowych wolnobieżnych ZUSWBW przeznaczone jest do sterowania od 1 do 4 wciągarek bębnowych wolnobieżnych typu WBW …T produkcji MWM Elektro sp. z o.o.

ZUSWBW umożliwia centralne jednoczesne sterowanie wszystkich podłączonych (do 4) do ZUSWBW wciągarek lub zdalne indywidualne sterowanie każdej z wciągarek.

Wszystkie wciągarki bębnowe wolnobieżne i ich układy sterowania muszą być tego samego typu. Ponadto ustawienia takich parametrów, jak sposób nawinięcia liny (nasiębierny lub podsiębierny) oraz średnica liny w [mm] muszą być jednakowe dla wszystkich wciągarek.

Pozostałe parametry układu sterowania muszą być również jednakowe: wybór sterowania – sterowanie zdalne oraz rodzaj pracy – roboty szybowe.

Aby umożliwić sterowanie poszczególnej wciągarki z ZUSWBW w trybie sterowania indywidualnego, układ sterowania tejże wciągarki musi być przygotowany do realizacji sterowania zdalnego.

Aby umożliwić sterowanie z ZUSWBW w trybie sterowania zespołowego (sterowanie centralne) wszystkich wciągarek, układ sterowania każdej wciągarki także musi być przygotowany do realizacji sterowania zdalnego.

5. Urządzenia do pogłębiania szybu VI JSW S.A. KWK „Budryk”

Przedstawione w niniejszym rozdziale urządzenia zostały wykorzystane kompleksowo do pogłębiania szybu VI JSW S.A. KWK „Budryk”. Pogłębianie rozpoczęło się od poziomu 1034,3 a zakończy się docelowo na poziomie 1320,3m. Dwie wciągarki bębnowe wolnobieżne typu WBW 35T służą do przemieszczania pomostu wiszącego. Zastosowane nieodkrętne liny prowadniczo-nośne służą zarówno do przemieszczania pomostu jak i stanowią prowadzenie dla sań prowadniczych.

Górniczy wyciąg szybowy, którego napęd stanowi maszyna wyciągowa typu B-4300/DC-8m/s przeznaczony jest do: jazdy ludzi, wydobycia, transportu materiałów w kuble, transportu betonu, transportu materiałów na haku zawieszenia kubła, rewizji, prac szybowych.

Rysunek 7 przedstawia kompleks maszyn i urządzeń dostarczonych i zabudowanych przez MWM Elektro sp. z o.o. do wykonania przedmiotowego zadania.

Elementy będące w zakresie dostaw zabudowy i uruchomienia:

- maszyna wyciągowa typu B-4300/DC-8m/s,
- wciągarka bębnowa wolnobieżna typu WBW 35T – 2 szt.,
- urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej,
- zdalne urządzenie sterujące wciągarek bębnowych wolnobieżnych ZUSWBW,
- stacja elektroenergetyczna 6/0,5/0,4/0,23kV wraz z kontenerową stacją transformatorową.

Rys.7. Kompleks maszyn i urządzeń przewidzianych do pogłębiania szybu VI JSW S.A. Kopalnia Węgla Kamiennego „Budryk" [Źródło: opracowanie własne]

6. Podsumowanie

Wszystkie przedstawione w niniejszym rozdziale urządzenia zostały zaprojektowane, wykonane i uruchomione w okresie niespełna 1,5 roku. Do ich budowy zastosowane zostały jedne z najnowszych obecnie na rynku technologii, zarówno jeśli chodzi o proces projektowania, produkcji, użytych materiałów oraz kontroli jakości wykonania. Uzyskane w latach wcześniejszych doświadczenia przy modernizacji górniczych wyciągów szybowych do głębienia szybów zaowocowały prezentowanymi produktami.

Można mieć nadzieję, że zabudowane urządzenia będą bezawaryjnie eksploatowane przez wiele lat.

Literatura

1. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania maszyny wyciągowej B-4300/DC-8m/s dla górniczych wyciągów szybowych nr MWM-03-10, MWM Elektro sp z o. o., Trzebinia 2010.
2. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania w zakładach górniczych wciągarki bębnowej wolnobieżnej WBW 45T nr MWM-02-10, MWM Elektro sp. z o. o., Trzebinia 2011.
3. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania wciągarki bębnowej wolnobieżnej WBW 35T nr MWM-06-10, MWM Elektro sp. z o. o., Trzebinia 2011.

Propozycje rozwiązań poprawiających bezpieczeństwo pracy górniczych maszyn wyciągowych

Jan Jelonek – ELCON sp. z o.o., **Marian Krawczyk** – CARBOMECH sp. z o.o., **Robert Konwerski** – OPA-CARBO sp. z o.o.

1. Korzyści płynące ze stosowania cyfrowego regulatora jazdy maszyny wyciągowej

Regulator jazdy maszyny wyciągowej, w sterowaniu ręcznym, pomaga maszyniście wyciągowemu w kształtowaniu sygnału zadającego prędkość. Zezwala on maszyniście na swobodne przemieszczanie naczyń w szybie, ograniczając w niezbędnym zakresie parametry ruchu, czyli maksymalne prędkości, przyśpieszenia i opóźnienia naczyń w szybie oraz ogranicza maksymalne prędkości naczyń w strefie odjazdu i dojazdu naczynia z i do krańcowego poziomu technologicznego. Przebieg prędkości zadanej realizujący przejazd naczyń z maksymalnymi dopuszczalnymi parametrami został nazwany obwiednią.

Jeżeli mechaniczne regulatory jazdy MRJ wprowadziły górnicze urządzenia wyciągowe w XX wiek, to o cyfrowych regulatorach jazdy CRJ można powiedzieć, że wprowadziły one maszyny wyciągowe w XXI wiek, dostarczając możliwości nieosiągalnych wcześniej.

1.1. Mechaniczne regulatory jazdy

Zadaniem mechanicznych regulatorów jazdy MRJ jest przede wszystkim zapewnienie bezpiecznego zwalniania naczyń w strefie ich dojazdu do skrajnego poziomu technologicznego. Regulatory te posiadają elementy odwzorowujące położenie naczyń w szybie, którymi są koła krzywkowe. Wcześniejsze regulatory posiadały jedno koło krzywkowe odwzorowujące położenie dwóch naczyń, później pojawiły się regulatory posiadające dwa koła krzywkowe, z których każde przyporządkowane jest innemu naczyniu szybowemu. Na kołach tych montowane są krzywki, które przez system rolek i dźwigi w odpowiedni sposób wpływają na położenie drążka (dźwigni) zadajnika prędkości. System ten, w czasie odjazdu z podszybia ogranicza narost prędkości zadanej natomiast w trakcie dojazdu do poziomu krańcowego wymusza zmniejszanie prędkości zadanej. Wynikiem tego działania jest ograniczenie przyśpieszeń i opóźnień do założonych wartości.

Problem pojawiał się, gdy maszynista musiał rozpędzać i zwalniać naczynia poza rejonami działania krzywek regulatora jazdy, czyli „w środku szybu", gdzie regulator jazdy ogranicza tylko prędkość maksymalną i nie ma elementów kształtujących przyśpieszenia i opóźnienia. W strefie tej uzyskane

przyśpieszenia i opóźnienia mogły być dowolne i często zdarzało się, że ich wartości znacznie odbiegały od założonych. Problem ten był na pewno w zainteresowaniu projektantów. Przypuszcza się, że z lat 60. pochodziło rozwiązanie stosowane w napędach zawierających w swej strukturze amplidyny.

W latach 60. ubiegłego wieku pojawiły regulatory typu SK-2, SK-3, SK-3s, w których mechaniczne powiązanie pomiędzy drążkiem steru a krzywkami regulatora jazdy zastąpione zostało powiązaniem elektrycznym. Zmiany te wymusiły także zmianę wskaźnika głębokości, który umieszczono w pulpicie maszynisty i który z regulatorem jazdy połączony był łączem selsynowym. Zastąpienie mechanicznych powiązań, pomiędzy kołami regulatora jazdy a pulpitem maszynisty, powiązaniami elektrycznymi umożliwiło wprowadzenie niżej opisanych rozwiązań:

- w urządzeniu wyciągowym szybu „Witold" KWK Komuna Paryska w 1973 r. zrealizowano projekt, w którym dodatkowe stanowisko maszynisty umieszczono na nadszybiu w pomieszczeniu, z którego obserwuje się rozładunek skipu; po przeprowadzonych próbach ruchowych odstąpiono od tego pomysłu,
- w urządzeniu wyciągowym szybu „Cieszkowski" w KWK Generał Zawadzki w 1974 roku wdrożono rozwiązanie, w którym dojazdy i odjazdy do kilku poziomów pośrednich realizowane były za pomocą krzywek regulatora jazdy,
- ostatecznie też rozwiązano problem ograniczenia przyśpieszeń i opóźnień; wprowadzono tzw. generator funkcji, który zapewniał, że poza strefą działania krzywek regulatora jazdy nawet gwałtowne zmiany położenia drążka sterowniczego powodowały, że prędkość zadana zmieniała się z założonym przyśpieszeniem i opóźnieniem.

1.2. Cyfrowy regulator jazdy

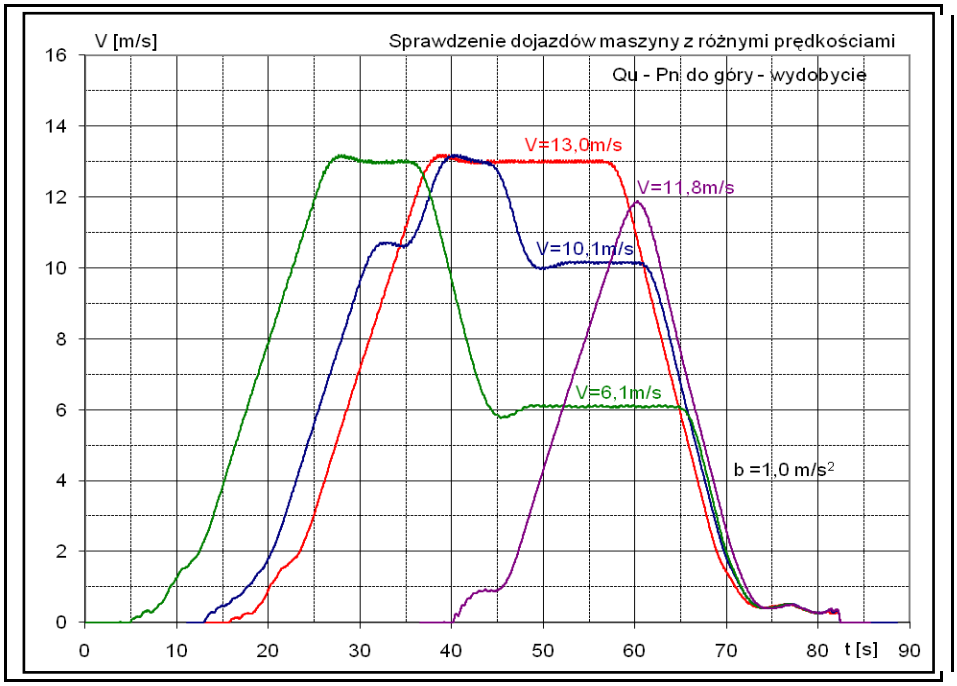
Jak wspomniano na wstępie prawdziwy przełom, w dziedzinie regulatorów jazdy maszyn wyciągowych, nastąpił na początku XXI wieku. Wtedy to kilka polskich firm miało okazję zaprezentować cyfrowe regulatory jazdy CRJ wg swojego własnego oryginalnego pomysłu. W regulatorach CRJ elementami odwzorowującymi położenie naczyń w szybie są liczniki położenia naczyń współpracujące z przetwornikami inkrementalnymi napędzanymi z wału głównego maszyny za pomocą sprzężeń bezpoślizgowych.

W rozdziale tym, z uwagi na brak szczegółowych informacji nie odniesiono się do różnic i możliwości obecnie oferowanych cyfrowych regulatorów jazdy. Ograniczono się w nim do opisania celów, jakie postawiono przed budowanym w firmie ELCON cyfrowym regulatorem jazdy. Otóż założono, że nasz CRJ musi zachować wszystkie zalety MRJ oraz, że nie powinien posiadać ich wyżej opisanych wad. Opisane poniżej rezultaty otrzymano, gdy CRJ

współpracuje z cyfrowym regulatorem prędkości RV, który jest jednym z algorytmów będących do jego dyspozycji.

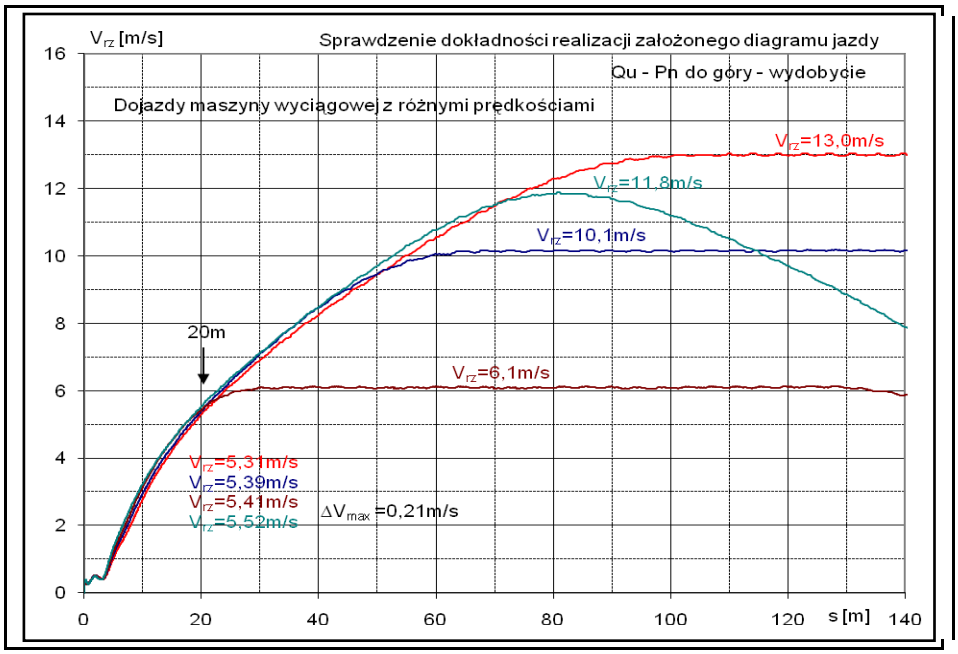
Po optymalnym doborze parametrów regulatora prędkości RV uzyskano następujące efekty:

1. Każdy wjazd naczynia w strefę zwalniania do krańcowego poziomu, bez względu na jego prędkość i przyśpieszenie, odbywa się w sposób optymalny, co pokazują przebiegi na rysunku 1. Te same przebiegi, w funkcji drogi, pokazane są na rysunku 2. Analiza błędów prędkości występujących na głębokości 20 m, potwierdza precyzję działania CRJ.



Rys.1. Dojazdy w funkcji czasu realizowane przez cyfrowy regulator jazdy

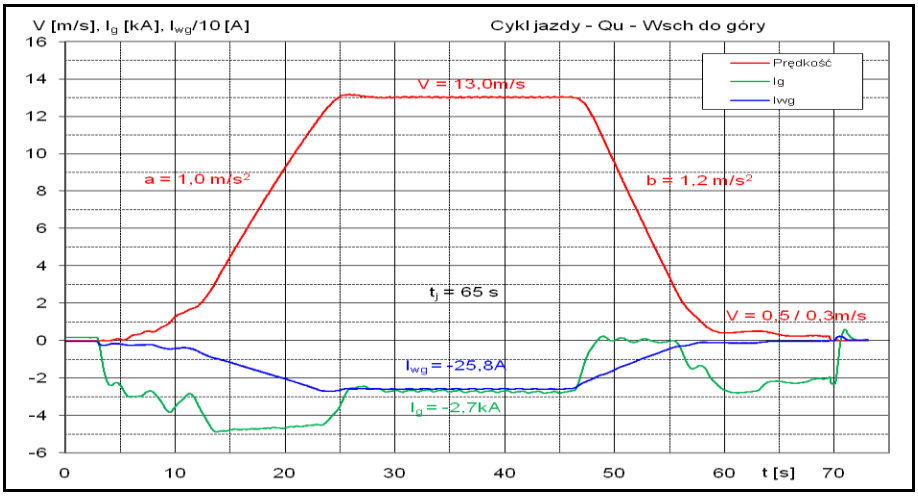
2. W każdym przypadku przejazd naczynia, pomiędzy dwoma dowolnie wybranymi punktami w szybie, odbywa się w najkrótszym czasie zgodnie z założonymi parametrami ruchu wybranego rodzaju jazdy nie przekraczając założonych przyśpieszeń, opóźnień i założonych prędkości maksymalnych na drodze przejazdu naczyń przez szyb. Obrazuje to jeden z przebiegów pokazanych na rysunku 1, gdzie naczynie znajdujące się przed strefą dojazdową rozpoczyna wjazd w strefę dojazdową i po osiągnięciu maksymalnej prędkości 11,8 m/s zwalnia i dojeżdża do poziomu krańcowego. *Takie działanie CRJ zapewnia maksymalną wydajność szybu, co przekłada się na efekt, że po zrealizowaniu założonego planu wydobycia, brygady szybowe mają więcej czasu na prace w szybie.*



Rys.2. Dojazdy w funkcji drogi realizowane przez cyfrowy regulator jazdy

3. W przypadku rozsynchronizowania się elementów odwzorowania drogi, chroni układ hamulcowy maszyny przed zbędnym hamowaniem bezpieczeństwa. W tym celu jedno z zabezpieczeń CRJ kontroluje błąd synchronizacji, czyli różnicę pomiędzy położeniem obliczonym przez CRJ a położeniem rzeczywistym wskazanym przez sygnały czujnika szybowego. Wykrycie niedopuszczalnego błędu synchronizacji, przed wjazdem naczyń w strefę zwalniania, uruchamia zwalnianie maszyny do prędkości dojazdowej. Zabezpieczenie to zapobiega sytuacjom, w którym wystąpienie błędu synchronizacji położenia sprawia, że miejsce rozpoczęcia zwalniania przesunięte jest w stronę nadszybia, co w przypadku dużego błędu synchronizacji położenia wykrywane jest dopiero przez zabezpieczenie kontrolujące prędkość dojazdową, np. ciągłą kontrolę prędkości, która w takich sytuacjach uruchamia hamowanie bezpieczeństwa. Konsekwencje braku opisanego wyżej zabezpieczenia kontrolującego synchronizację są szczególnie dotkliwe, gdy do wyzwalania hamowania bezpieczeństwa dochodzi przy dużych prędkościach, a zwłaszcza w maszynach wyciągowych z hamulcami tarczowymi, gdzie sytuacje opisane wyżej grożą przegrzaniem tarcz hamulcowych.
4. Uzyskano wierną, bez przeregulowania małych prędkości, realizację założonego diagramu jazdy, co umożliwia swobodny dobór prędkości w strefie wjazdu skipu w krzywki rozładowcze oraz w strefie pełnego otwierania się klapy skipowej. W eksploatowanych urządzeniach skipowych użytkow-

nicy, kierując się ochroną klap skipowych przed nadmiernym zużyciem, zadowoleni byli, gdy prędkość wjazdu skipu w krzywki rozładowcze ustalona została na 0,5 m/s, a prędkość w strefie pełnego otwierania się klapy skipowej na 0,2 m/s. Przy takich, wydawałoby się obniżonych parametrach ruchu, uzyskano 10% wzrost wydajności maszyny oraz rozrzut miejsca zatrzymania naczynia skipowego nie większy od 2 cm. Wykres prędkości obrazujący takie dojazdy pokazano na rysunku 3.



Rys.3. Cykl jazdy z przykładem sterowania małymi prędkościami dojazdowymi realizowany przez cyfrowy regulator prędkości

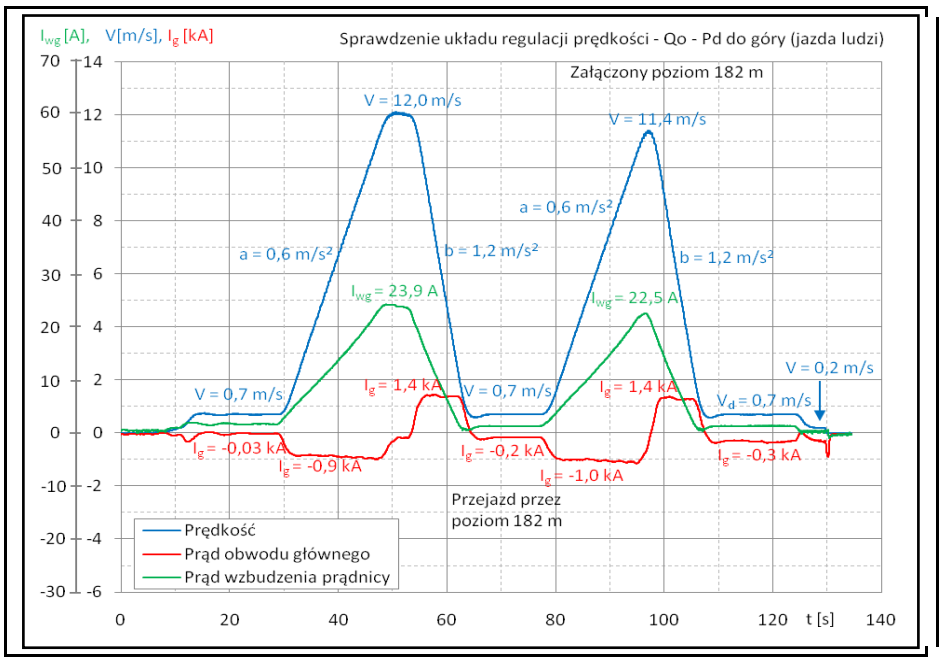
Oprócz tego CRJ umożliwia realizację algorytmów, których nie sposób było zrealizować w mechanicznych regulatorach jazdy:

- programowanie przez maszynistę strefowego ograniczenia prędkości, które umożliwia, w okresie prowadzenia prac szybowych ograniczenie prędkości naczyń w strefie prowadzonych prac; wykres prędkości obrazujący takie strefowe ograniczenie prędkości jest identyczny do przebiegu pokazanego na rysunku 4,
- swobodne ograniczanie przez maszynistę, z poziomu panela operatorskiego, prędkości maksymalnej maszyny,
- swobodną zmianę przez maszynistę, w zakresie np. od -30 cm do -90 cm, miejsca pobudzenia wyłącznika krańcowego regulatora jazdy,
- inne funkcje i udogodnienia.

Opisany CRJ jest częścią składową sterownika regulatora jazdy SRJ wchodzącego w skład zespołu sterowania i regulatora jazdy ZSRJ-10. Sterownik SRJ realizuje zadania:

- opisanego wyżej CRJ, wytwarzającego sygnał prędkości zadanej,
- wspomnianego wyżej regulatora prędkości RV, wytwarzającego sygnał zadany momentu silnika wyciągowego,

– sterownika logicznego, który na podstawie źródłowych sygnałów wytwarza niezbędne sygnały logiczne sterujące CRJ, regulatorem prędkości RV oraz obwodami zewnętrznymi.



Rys.4. Przejazd przez międzypoziom realizowany przez cyfrowy regulator jazdy

Przydzielony sterownikowi SRJ powyższy zakres zadań zapewnia największą zwartość konstrukcji, co maksymalnie upraszcza jego budowę oraz zwiększa pewność i niezawodność układu sterującego maszyną wyciągową.

1.3. Mechaniczny i cyfrowy regulator jazdy a obowiązujące przepisy

W tym miejscu warto zacytować przepis Rozporządzenia Rady Ministrów [1], który w punkcie 1.1.3.1. stawia następujące wymagania przed układem sterowania i regulacji prędkości maszyny wyciągowej. *„Maszyna wyciągowa o prędkości powyżej 4 m/s powinna być wyposażona w układ, który zadaje prędkość zgodnie z założonym diagramem jazdy i ogranicza prędkość maszyny wyciągowej w zadanej funkcji drogi jazdy. Układ zadawania i ograniczania prędkości powinien być tak zbudowany, aby zmiana prędkości odbywała się z przyśpieszeniem i opóźnieniem nie większym niż 1,2 m/s^2...”*.

Odwołując się do opisanego wyżej MRJ, krzywka mechanicznego regulatora jazdy „ogranicza prędkość maszyny wyciągowej w zadanej funkcji drogi jazdy”, natomiast opisane w punkcie 1.1. kształtowanie tej krzywki w sposób, aby zapewniała optymalny dojazd do skrajnego poziomu jest sposobem na realizację tego fragmentu przepisu, który mówi, że „układ zadawania i ograniczania prędkości powinien być tak zbudowany, aby zmiana prędkości odbywała

się z przyśpieszeniem i opóźnieniem nie większym niż 1,2 m/s^2...". W MRJ można zaprogramować tylko jeden optymalny dojazd do poziomu krańcowego i to tylko dla maksymalnej prędkości będącej w stanie ustalonym.

W CRJ, wymaganie przytoczonego przepisu, aby prędkość zadawana była zgodnie z założonym diagramem jazdy, a zmiana prędkości odbywała się z przyśpieszeniem i opóźnieniem nie większym niż 1,2 m/s^2 realizowane jest zawsze niezależnie od sposobu wjazdu naczynia w strefę ograniczania prędkości, czyli niezależnie od chwilowej wartości prędkości i przyśpieszenia. W tym celu jednak należy zapewnić układowi regulacji prędkości swobodną i niczym nieskrępowaną pracę. Dopiero po wykryciu, że założony przebieg prędkości nie jest realizowany następuje „ograniczanie prędkości maszyny wyciągowej w zadanej funkcji drogi jazdy".

1.4. Test obrazujący możliwości cyfrowego regulatora jazdy

Jeżeli zgodzimy się z tym, że CRJ powinny zapewnić optymalne czasowo przejazdy przez szyb, to najlepszym testem eksponującym tę umiejętność jest próba polegająca na wjeździe w strefę zwalniania w trakcie rozpędzania naczyń z maksymalnym przyśpieszeniem i z prędkością, która sprawi, że maksymalna prędkość w czasie tej próby zbliżona będzie do prędkości maksymalnej maszyny, np. 80% prędkości maksymalnej.

Próba opisu testu przeprowadzonego na maszynie wyciągowej z mechanicznym regulatorem jazdy MRJ. W MRJ trudno jest zrealizować opisany wyżej wjazd do nadszybia. Najczęściej wartość przyśpieszenia rzeczywistego naczyń w szybie nie jest ograniczana i zależy wyłącznie od umiejętności maszynisty. Pomijając ten problem warto zauważyć, że zarejestrowane maksymalne opóźnienie znacznie odbiegać będzie od opóźnienia założonego. Spowodowane jest to tym, że w MRJ prędkość zadana zacznie się zmieniać dopiero wtedy, gdy rolka wycofująca drążek steru dotknie krzywki dojazdowej. Działanie takie może doprowadzić do zadziałania kontroli prędkości.

Opis testu przeprowadzonego na maszynie wyciągowej z cyfrowym regulatorem jazdy CRJ. W opisywanym CRJ dzięki temu, że potrafi on obliczyć optymalne miejsce rozpoczęcia zwalniania, zwalnianie rozpoczyna się nawet kilkanaście metrów wcześniej niż w MRJ, a uzyskane maksymalne opóźnienie zbliżone jest do założonego. Fakt ten potwierdzają zaprezentowane przebiegi pokazane na rysunkach 1 i 2. Można na nich zauważyć, że bez względu na sposób wjazdu naczynia w strefę zwalniania, zarejestrowane różnice pomiędzy prędkościami na głębokości 20 m są mniejsze od 0,25 m/s.

1.5. Budowa i perspektywy dalszego rozwoju

Realizowane obecnie przez SRJ zadania (algorytmy) są wynikiem wkładu wielu osób. To rezultat dorobku przeszłych pokoleń, wymagań obecnie obowią-

zujących przepisów, wymagań osób badających i opiniujących dokumentacje wniosków o dopuszczenie do prób w warunków ruchu zakładu górniczego, sugestii osób badających maszyny przed wydaniem zezwolenia na ruchu próbny a także wynikiem wymagań stawianych przez służby ruchu kopalń, w których są one obecnie eksploatowane.

Sterownik regulatora jazdy SRJ jest sterownikiem typu RLC, czyli sterownikiem o rekonfigurowalnej strukturze. W jego rekonfigurowalnej strukturze logicznej przechowywane są wszystkie do tej pory opracowane algorytmy zarówno wykorzystywane, jak i nie wykorzystywane w danej aplikacji. Jest to możliwe dlatego, że ulokowanie w niej kolejnych algorytmów nie ingeruje w działanie pozostałych, już przetestowanych, a także w żaden sposób nie wpływa na szybkość jego działania. Potrzebne w danej aplikacji algorytmy uaktywniane są przez odpowiednie parametry mające postać bitów, które przechowywane są poza strukturą logiczną, w nieulotnych pamięciach dostępnych poprzez port transmisji szeregowej.

Technologia ta umożliwia dalszy rozwój sterownika SRJ, a ewentualne wdrożenie nowych algorytmów, spełniających oczekiwania użytkowników, gwarantuje kompatybilność ze sterownikami już eksploatowanymi. Inną zaletą tego rozwiązania jest pełna ochrona przed nieautoryzowanymi zmianami algorytmów realizowanych przez sterownik SRJ. Wynika to z faktu, że algorytmy te ulokowane są we wspomnianej rekonfigurowalnej strukturze logicznej, do której nie ma bezpośredniego dostępu.

1.6. Zakres stosowania

Zespół sterowania i regulatora jazdy ZSRJ-10 jest urządzeniem uniwersalnym i może być zabudowany w maszynie wyposażonej w:

- silnik wyciągowy prądu stałego lub przemiennego,
- dowolną linopędnię w tym w bęben rozsprzęglany,
- dowolny układ regulacji momentu silnika wyciągowego.

1.7. Tyle bezpieczeństwa w szybie ile czasu na niezbędne remonty

W rozdziale tym opisano korzyści płynące z wdrożenia CRJ maszyny wyciągowej, który umożliwia realizację praktycznie biorąc każdej funkcji. Jednak największą zaletą prezentowanego CRJ jest umiejętność przejazdu w najkrótszym czasie, pomiędzy dwoma dowolnie wybranymi punktami w szybie, co opisano w punkcie 1.2. Gwarantuje to maksymalną wydajność szybu, co przekłada się na efekt, że po zrealizowaniu założonego planu wydobycia, brygady szybowe mają maksymalny czas na przeprowadzenie niezbędnych prac remontowych w szybie.

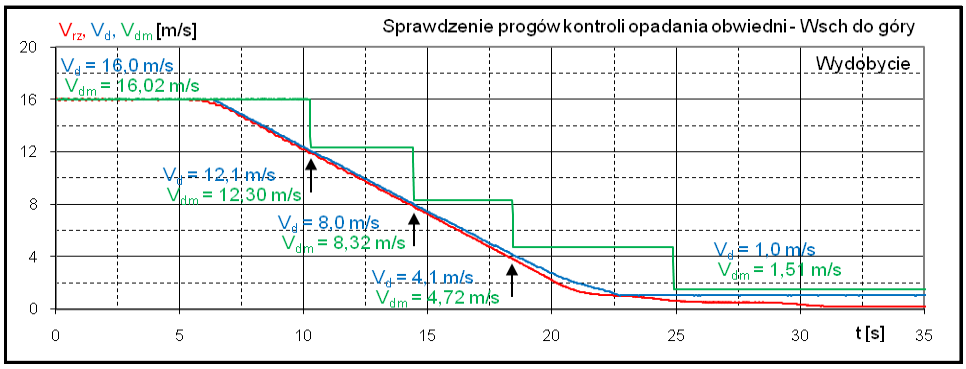
Stąd postulat, aby przy podejmowaniu trudnych przecież decyzji, o modernizacji kolejnych wyciągów szybowych, brana była pod uwagę najważniejsza

korzyść stosowania cyfrowych regulatorów jazdy, jaką jest zapewnienie optymalnych pod względem czasowym przejazdów pomiędzy dwoma dowolnymi punktami w szybie. Ta zaleta ma bowiem wpływ na zwiększenie bezpieczeństwa pracy wyciągu, które osiągnięte jest poprzez wydłużenie czasu na przeprowadzenie niezbędnych prac remontowych w szybie.

2. Zespół kontroli regulatora jazdy ZKRJ-10

Nieodzownym elementem maszyny wyciągowej, której naczynia poruszają się z prędkością większą od 4 m/s są zabezpieczenia przed przekroczeniem jej maksymalnej prędkości, zwłaszcza w strefie dojazdu naczynia do krańcowego położenia technologicznego. Z uwagi na to, że zabezpieczenia te decydują o bezpieczeństwie całego wyciągu szybowego należy im poświęcić szczególną uwagę.

Decydujący wpływ na prawidłowe i bezpieczne działanie układu regulacji maszyny wyciągowej ma znajomość prawidłowego położenia naczyń w szybie. Różnica bowiem pomiędzy położeniem obliczonym przez regulator a położeniem rzeczywistym naczyń w szybie powoduje, że miejsce rozpoczęcia zwalniania naczyń w szybie różnić się będzie od założonego. Konsekwencją tego będzie to, że prędkości na drodze zwalniania oraz miejsce, w którym naczynie osiągnie prędkość dojazdową różnić się będą od założonych. Właśnie dlatego niezbędny jest niezależny zespół kontrolujący pracę regulatora jazdy, w którym obliczone położenie naczyń weryfikowane jest z ich rzeczywistym położeniem za pomocą szybowych czujników położenia lub znaków magnetycznych na linie.



Rys.5. Zespół kontroli regulatora jazdy, kontrola opadania obwiedni KOO

2.1. Zabezpieczenia zespołu

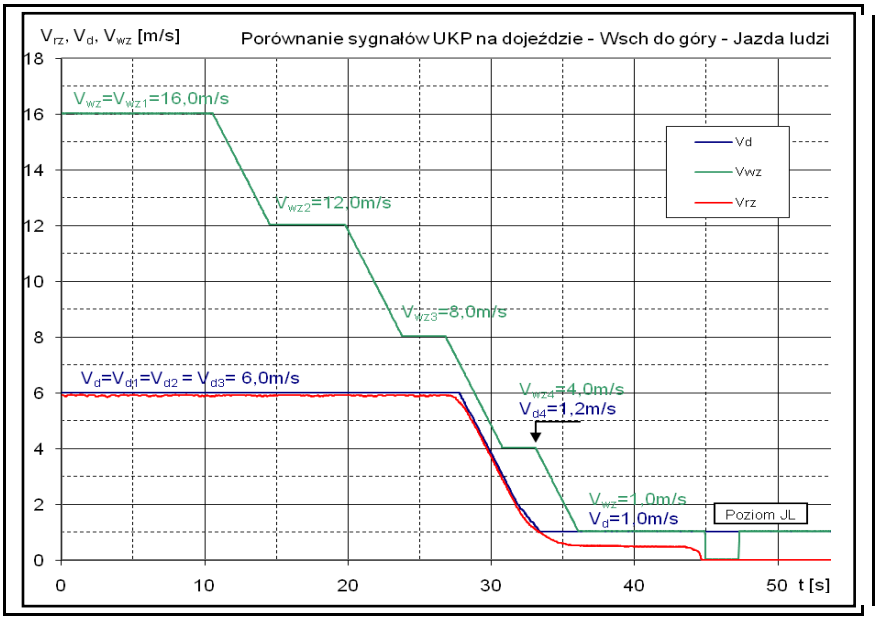
Założono, że jednym z zadań realizowanych przez zespół ZKRJ-10 powinna być kontrola obliczonego położenia naczyń w szybie. W ten sposób pojawiła się kontrola opadania obwiedni KOO pokazana na rysunku 5. Następne zabezpieczenia tego zespołu pojawiły się z konieczności zagwarantowania działania kontroli KOO. Wtedy okazało się, że realizacja kontroli

obliczonego położenia naczyń wymaga obecności znanych od dziesięcioleci zabezpieczeń kontrolujących prędkość maszyny. Dlatego zespół ZKRJ-10 posiada następujący zestaw zabezpieczeń:

– kontrolę opadania obwiedni KOO,
– ciągłą kontrolę prędkości KPC,
– kontrolę sygnałów prędkości KSV,
– dojazdową kontrolę prędkości KPD.

2.2. Kontrola skuteczności ciągłej kontroli prędkości

Bardzo pożyteczną funkcją zespołu ZRRJ-10 jest możliwość sprawdzania skuteczności działania ciągłej kontroli prędkości KPC po wirtualnym przesunięciu skrajnego poziomu technologicznego w głąb szybu. W trybie tego sprawdzania, po odhamowaniu maszyny, należy skierować naczynie z dowolną sprawdzaną prędkością w kierunku górnego technologicznego poziomu. Po pobudzeniu zabezpieczenia KPC i zatrzymaniu naczyń można określić rzeczywistą skuteczność ciągłej kontroli prędkości. Miarą tej skuteczności jest, odczytane ze wskaźnika głębokości położenie górnego naczynia pomniejszone o wartość 100 m. Otrzymany wynik to miejsce, w którym zatrzymałoby się naczynie, gdyby górny poziom technologiczny nie został przesunięty o 100 m.



Rys.6. Zespół kontroli regulatora jazdy, kontrola ciągła KPC i dojazdowa KPD

Dodatkową korzyścią stosowania tej próby jest możliwość bieżącej kontroli dynamicznego działania hamulca bezpieczeństwa. Jeżeli założymy, że parametry kontroli prędkości są niezmienne, to opisana wyżej zmiana miejsca zatrzymania naczynia wynika wyłącznie ze zmiany skuteczności dynamicznej hamulca.

2.3. Budowa i zakres stosowania

Podstawowym elementem zespołu ZKRJ-10 jest sterownik kontroli prędkości SKP, który jest sterownikiem typu RLC, czyli sterownikiem o rekonfigurowalnej strukturze. Jego zalety opisane zostały w punkcie 1.5. W jego rekonfigurowalnej strukturze logicznej przechowywane są wszystkie niezbędne algorytmy umożliwiające współpracę zespołu z różnymi niżej wymienionymi maszynami wyciągowymi. Potrzebne w danej aplikacji algorytmy uaktywniane są przez odpowiednie parametry mające postać bitów, które przechowywane są poza strukturą logiczną, w nieulotnych pamięciach dostępnych poprzez port transmisji szeregowej.

Zespół kontroli regulatora jazdy ZKRJ-10 zabudowany może być w maszynie:

- wyposażonej w mechaniczny lub cyfrowy regulator jazdy,
- wyposażonej w silnik wyciągowy prądu stałego lub przemiennego,
- wyposażonej w dowolną linopędnię w tym w bęben rozsprzęglany,
- w której obecność naczyń w szybie wykrywana jest przez czujniki: szybowe lub wykrywające znaki magnetyczne nagrane na linie, a także przez inne czujniki położenia, które opracowane i wdrożone zostaną w przyszłości.

2.4. Wnioski i postulaty końcowe

Na zakończenie tej części monografii formułuje się następujące wnioski i postulaty:

1. Utrzymanie sprawności starych układów kontroli prędkości wymaga dużego wysiłku służb utrzymania ruchu. Szczególnie dotyczy to maszyn wyposażonych w układy kontroli prędkości według rozwiązania PMUE, BPG Gliwice, a także tych „nowoczesnych" UKP-80. Uwaga ta dotyczy także układów kontroli prędkości, w których położenie naczyń w szybie określane jest, z uwagi na brak możliwości stosowania szybowych czujników położenia, za pomocą znaków magnetycznych nagranych na linie. *Jeżeli uzmysłowimy sobie, że bezpieczeństwo tych maszyn zależy od technologii sprzed kilkudziesięciu lat, często opartej na diodach i tranzystorach germanowych, to potrzeba ich pilnej wymiany jest ze wszech miar uzasadniona.*
2. Opisany zespół kontroli pracy regulatora jazdy ZKRJ-10 jest rozwiązaniem uniwersalnym. Zapewnia ten sam wysoki stopień pewności działania niezależnie od tego, czy źródłem informacji o rzeczywistym położeniu naczynia w szybie są szybowe czujniki położenia, znaki magnetyczne na linie czy inne czujniki, które opracowane i wdrożone zostaną w przyszłości. *Dlatego zespół ZKRJ-10 z powodzeniem nadaje się do wymiany obecnie eksploatowanych układów kontroli prędkości, a zwłaszcza tych, w których do określenia położenia naczyń wykorzystane są znaki magnetyczne nagrane na linie.*

3. Prawidłowo działająca kontrola prędkości nie zapewni bezpiecznej pracy wyciągu w przypadku obniżenia sprawności układu hamulcowego. Obniżenie sprawności układu hamulcowego łatwo można sprawdzić przeprowadzając, opisaną w punkcie 2.2, kontrolę skuteczności ciągłej kontroli prędkości. Porównując otrzymane wyniki łatwo można śledzić dynamiczną skuteczność układu hamulcowego. *Stąd kolejny postulat, że eksploatowane kontrole prędkości powinny mieć możliwość sprawdzenia dynamicznej skuteczności układu hamulcowego.*

3. Elektroniczny wskaźnik głębokości

W elektronicznym wskaźniku głębokości WG-10 wyświetlane są informacje o prędkości i położeniu naczyń w szybie. Informacje te pochodzić mogą z opisanego w innym miejscu zespołu ZKRJ-10 lub obliczone mogą być we wskaźniku WG-10, co opisano poniżej.

3.1. Wskaźnik głębokości dla maszyn o prędkości maksymalnej do 4 m/s

W maszynach wyciągowych, których naczynia poruszają się z maksymalnymi prędkościami do 4 m/s zbędne są zabezpieczenia przed przekroczeniem ich maksymalnej prędkości w strefie zwalniania naczynia do krańcowego położenia technologicznego. Wymagane są natomiast zabezpieczenia przed przekroczeniem ich prędkości maksymalnej w szybie o wartość od 0,5 do 1 m/s. Dla takich maszyn oferujemy elektroniczny wskaźnik głębokości WG-10, który współpracuje z przetwornikami inkrementalnymi napędzanymi z wału głównego za pomocą sprzężeń bezpoślizgowych.

3.2. Wskaźnik głębokości dla maszyn o prędkości maksymalnej większej od 4 m/s

Dla maszyn wyciągowych, których naczynia poruszają się z prędkością większą od 4 m/s niezbędne są zabezpieczenia przed przekroczeniem ich maksymalnej prędkości, zwłaszcza w strefie dojazdu naczynia do krańcowego położenia technologicznego. Jeżeli wyświetlane na wskaźniku głębokości informacje o położeniu naczyń mają być wiarygodne to muszą one pochodzić od elementu odwzorowania drogi, którego stan liczników weryfikowany jest z rzeczywistym położeniem naczynia, najlepiej przed wjazdem naczyń w strefę zwalniania. Z tego powodu, dla takich maszyn wyciągowych oferujemy zestaw urządzeń, w którym elektroniczny wskaźnik głębokości WG-10 współpracuje z zespołem kontroli regulatora jazdy ZKRJ-10.

3.3. Wnioski i postulaty

Wyświetlana na elektronicznym wskaźniku głębokości informacja o położeniu naczyń w szybie powinna być w najwyższym stopniu wiarygodna. Należy

bowiem maksymalnie się zabezpieczyć przed dostarczeniem maszyniście wyciągowemu mylnej informacji o aktualnym położeniu naczyń w szybie. Stąd wydaje nam się, że uzasadniony jest postulat, aby informacje wyświetlane na elektronicznym wskaźniku głębokości pochodziły od elementów odwzorowania drogi, których stan liczników weryfikowany jest z rzeczywistym położeniem naczynia, najlepiej przed wjazdem naczyń w strefę zwalniania. Jeżeli element odwzorowania drogi regulatora jazdy nie spełnia tego postulatu, to wyświetlane na wskaźniku głębokości informacje o położeniu naczyń pochodzić powinny z zespołu kontrolującego pracę cyfrowego regulatora jazdy.

4. Prezentacja wyników badań

Firma OPA-CARBO wykonywała końcowe badania maszyn, po zakończonych modernizacjach prowadzonych przez ELCON, a także badania okresowe tych maszyn. Dzięki temu jesteśmy w posiadaniu wyników prób i badań maszyn wyposażonych w następujące urządzenia:

– w sterownik regulatora jazdy SRJ, który realizuje zadania opisanego tutaj zespołu sterowania i regulatora jazdy ZSRJ-10,
– w sterownik kontroli prędkości SKP, który realizuje zadania opisanego tutaj zespołu kontroli regulatora jazdy ZKRJ-10.

4.1. Wyniki badań zespołu ZSRJ-10

Z pośród posiadanych przez nas oscylogramów do tej prezentacji wybraliśmy takie, które pokazują:

– działanie cyfrowego regulatora jazdy CRJ realizującego dojazdy naczyń do poziomu krańcowego w szybie z różnymi prędkościami i przyśpieszeniami; zarejestrowane przebiegi przedstawione dwuwariantowo, w funkcji czasu i drogi pokazano na rysunkach 1 i 2; warto zwrócić uwagę na to, że:
  - w każdym przypadku uzyskane maksymalne opóźnienie równe jest opóźnieniu założonemu,
  - maksymalny rozrzut prędkości naczyń, mierzony na 20 m mniejszy jest od 0,25 m/s,
  - zarejestrowane na rysunku 1 przemieszczenie naczyń, w których osiągają one prędkość 11,8 m/s, jest przykładem na ich przemieszczenie w najkrótszym czasie, czyli z zachowaniem maksymalnych parametrów przyśpieszenia i opóźnienia,
– działanie cyfrowego regulatora jazdy CRJ realizującego przejazd przez szyb w którym istnieje strefowe ograniczenie prędkości np. podczas wybranego przez maszynistę przejazdu przez poziom 182, pokazane jest na rysunku 4; zarejestrowany przejazd jest kolejnym przykładem dokumentującym umiejętność cyfrowego regulatora jazdy CRJ do przemieszczenia naczyń w najkrótszym czasie, czyli z maksymalnym wykorzystaniem takich parametrów ruchu jak dopuszczalne: prędkości, przyśpieszenie i opóźnienie,

– działanie cyfrowego regulatora prędkości realizującego wjazd skipu z małą prędkością w strefę jego rozładunku; przejazd taki pokazany jest na rys. 3.

Przedstawione przebiegi dokumentują możliwości opisanego cyfrowego regulatora jazdy, w tym jego umiejętność optymalnego pod względem czasowym przemieszczenia naczyń pomiędzy dwoma dowolnymi miejscami w szybie.

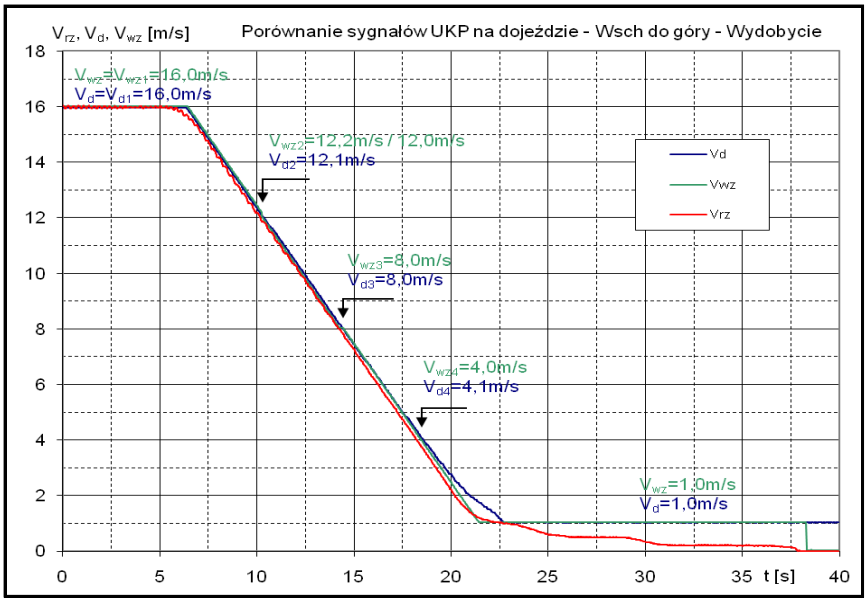
4.2. Wyniki badań zespołu ZKRJ-10

Z pośród posiadanych przez nas oscylogramów do tej prezentacji wybraliśmy takie, które pokazują:

– możliwość precyzyjnego doboru nastaw progów i opóźnienia sygnału prędkości wzorcowej Vwz generowanej na potrzeby kontroli prędkości dojazdowej KPD; dzięki temu uzyskany przebieg sygnału Vwz jest linią prostą (rys. 6); dopiero rysunek 7 pokazuje właściwy przebieg tego sygnału, jego charakterystyczne wartości progowe oraz założone opóźnienie pomiędzy wartościami progowymi;

– możliwości zespołów ZSRJ-10 i SKRJ-10, których współpraca zapewnia, że pokazane na rysunku 6 przebiegi sygnałów prędkości rzeczywistej Vrz i obliczonej obwiedni Vd są pokrywającymi się liniami prostymi; umożliwia to zwiększenie czułości ciągłej kontroli prędkości KPC;

– istotę działania kontroli opadania obwiedni KOO pokazują przebiegi pokazane na rysunku 5; rozsynchronizowanie się elementów odwzorowania drogi w kierunku zwiększającym wartość sygnału obwiedni Vd wykrywane jest, z założoną czułością, przez zabezpieczenie KOO.



Rys.7. Zespół kontroli regulatora jazdy, kontrola ciągła KPC i dojazdowa KPD

Przedstawione przebiegi dokumentują możliwość indywidualnego doboru wartości progowej sygnału Vwz w taki sposób, aby bez względu na rozmieszczenie szybowych czujników położenia uzyskać przebieg Vwz, jak na rysunku 6.

5. Podsumowanie

Opisując poszczególne oferowane podzespoły zwracano uwagę na spełnienie wymagań podnoszących komfort i bezpieczeństwo pracy maszyny wyciągowej. Zwrócono uwagę na umiejętność cyfrowego regulatora jazdy, który w każdym przypadku umożliwia przemieszczanie naczyń w szybie w możliwie najkrótszym czasie.

Zaprezentowany zespół kontroli cyfrowego regulatora jazdy ZKRJ-10 jest urządzeniem uniwersalnym szczególnie nadającym się do modernizacji obecnie eksploatowanych różnego typu układów kontroli prędkości.

Można mieć nadzieję, że sformułowane w tym opracowaniu postulaty znajdą uznanie osób odpowiedzialnych za bezpieczeństwo eksploatowanych maszyn wyciągowych, a hasło „tyle bezpieczeństwa w szybie ile czasu na remonty" utoruje drogę do kolejnych modernizacji układów sterowania maszyn wyciągowych.

Literatura

1. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30.04.2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz.U. nr 99 poz. 1003 wraz z późniejszymi zmianami).

Skuteczne rozwiązania kontroli załadunku i rozładunku skipów w nowej generacji urządzeniach ciągłego monitoringu sił w linach nośnych naczyń wydobywczych

Tadeusz Wróbel, Piotr Lichota – Temix sp. z o.o.

1. Wstęp

Znanym od lat problemem w eksploatacji górniczych wyciągów szybowych z naczyniami skipowymi jest niecałkowity rozładunek skipu w cyklu automatycznej pracy wyciągu. W spotykanych rozwiązaniach kontroli rozładunku najczęściej stosuje się przekaźnik izotopowy zlokalizowany na nadszybiu na poziomie dolnej części skipu. Brak strugi urobku na poziomie kontrolowanym przez izotop jest odczytywany w układzie sterowania maszyny jako stan „skip pusty" i uprawnia do uruchomienia wyciągu. Takie rowiązanie kontroli jest skuteczne pod warunkiem dotrzymania odpowiedniej jakości transportowanego w skipie urobku, na którego spełnienie nie mają bezpośredniego wpływu służby szybowe.

Trudności eksploatacyjne wynikają z warunków geologicznych eksploatowanego złoża i transportu z przodka do podszybia. Eksploatacja pokładów o dużej wilgotności, a co najgorsze z przerostami łupkowymi staje się zmorą szybowych służb utrzymania ruchu. Zawartość zmielonych w procesie urabiania łupków w połączeniu z wodą powoduje zakleszczenie się urobku w skipie. Gdy to zdarzenie wystąpi podczas rozładunku skipu, a zakleszczony urobek znajdzie się powyżej wiązki izotopowej może ono się stać powodem poważnej awarii, której rozmiar i skutki będą zależeć od masy pozostałego w skipie urobku oraz położenia naczynia, w którym nastąpi uwolnienie reszty urobku.

Równie dotkliwym problemem generującym sytuacje awaryjne jest problem przeładowania skipu w stacji załadunku. Nie wnikając w głębszą analizę przyczyn jego efektem jest przejazd załadowanego skipu do rząpia a rozładowanego skipu w drogi hamowania.

Jedynym w chwili obecnej rozwiązaniem tego problemu jest zaangażowanie w kontrolę czynnika ludzkiego na stanowisku załadunku i rozładunku skipu. Z uwagi na specyficzny charakter jak: powtarzalność, monotonna i rutynowa czynność kontrolna, nie jest ona rozwiązaniem doskonałym o czym świadczą zdarzające się awarie pomimo jej stosowania. Usuwanie skutków awarii z uwagi na determinację służb utrzymania ruchu i minimalizację czasu jej trwania zawsze stanowi źródło dodatkowego zagrożenia bezpieczeństwa pracy.

Według rozeznania autorów problem ten ciągle lub przejściowo dotyka większość kopalń węgla zarówno w kraju, jak i za granicą.

W kraju problem ten jest szczególnie dotkliwy w kopalni „Bogdanka". Poza granicami rozwiązanie tego problemu przez firmę Temix było przedmiotem rozmów z przedstawicielami ukrainskiego ZŻK (Zaporożski Żeleznorudnicznyj Kombinat). Ponadto urządzenia do pomiaru i wyrównywania obciążeń lin z aplikacjami kontroli załadunku i rozładunku skipu są przedmiotem dostaw za pośrednictwem czeskiej firmy INCO, jako generalnego dostawcy maszyn wyciągowych do kopalń węgla w południowej Syberii, kopalni soli potasowej nad Wołgą oraz kopalni boksytów na Uralu.

Skutecznym rozwiązaniem może okazać się kontrola rozładunku skipu polegająca na pomiarze różnicy sił w linach wynikającej z ciężaru naczynia przed i po załadunku skipu w stacji załadunku, jak również przed i po rozładunku skipu w stacji rozładunku. Zastosowanie tej metody jest możliwe przy założeniu, że na naczyniu wydobywczym (skipie) funkcjonuje w sposób ciągły sterownik mikroprocesorowy systemu pomiarowego sił w linach, który dostarcza łączem radiowym z wystarczającą częstotliwością próbkowania dane pomiarowe do sterownika nadrządnego na nadszybiu na całej drodze jazdy naczynia.

Rozwiązanie stanowiące przedmiot opracowania rodziło się w oparciu o pozytywne oraz negatywne doświadczenia eksploatacyjne. Przykładem pozytywnego wyniku zastosowania jest wyciąg klatkowy szybu SG-1 w KGHM O/ZG Polkowice-Sieroszowice, gdzie jak na warunki szybowe można uznać, że urządzenie [5, 6] działa w sposób bezawaryjny, stanowiło zachętę doskonalenia i rozszerzania zastosowania. Wpływ na dobry wynik miały warunki eksploatacyjne jak np: czas przekazywania energii do sterownika na klatce nie jest tak rygorystyczny jak w przypadku wyciągu skipowego, (co zapewniło odpowiednio długą żywotność akumulatorów) oraz idealne warunki propagacji fal łącza radiowego pomiędzy klatką a nadszybiem na całej drodze jazdy klatki.

Istnieje domniemanie, że tak sprzyjające warunki stworzył układ obudowy tubingowej szybu w połączeniu z linami prowadniczymi. Zadowalające funkcjonowanie transmisji radiowej na modemach o częstotliwości 2,4 GHz pozwoliło na stosowanie podzespołów techniki internetowej, co znacznie uprościło hardware rozwiązania.

Negatywne doświadczenia z LW „Bogdanka" wymusiły opracowanie nowego rozwiązania wydajnego sprzęgu elektromagnetycznego do przekazywania energii, jak również sposobu jej „magazynownia". Pozytywną a zarazem przełomową rolę w rozwiązaniu sposobu przekazywania energii spełniło stanowisko WUG w sprawie odstępów technologicznych, w szczególności dotyczących minimalnej odległości pomiędzy powierzchniami czołowymi nadajnika a odbiornika energii odpowiednio zabudowanych w wyciągu skipowym z prowadnikami kątowymi na nadszybiu.

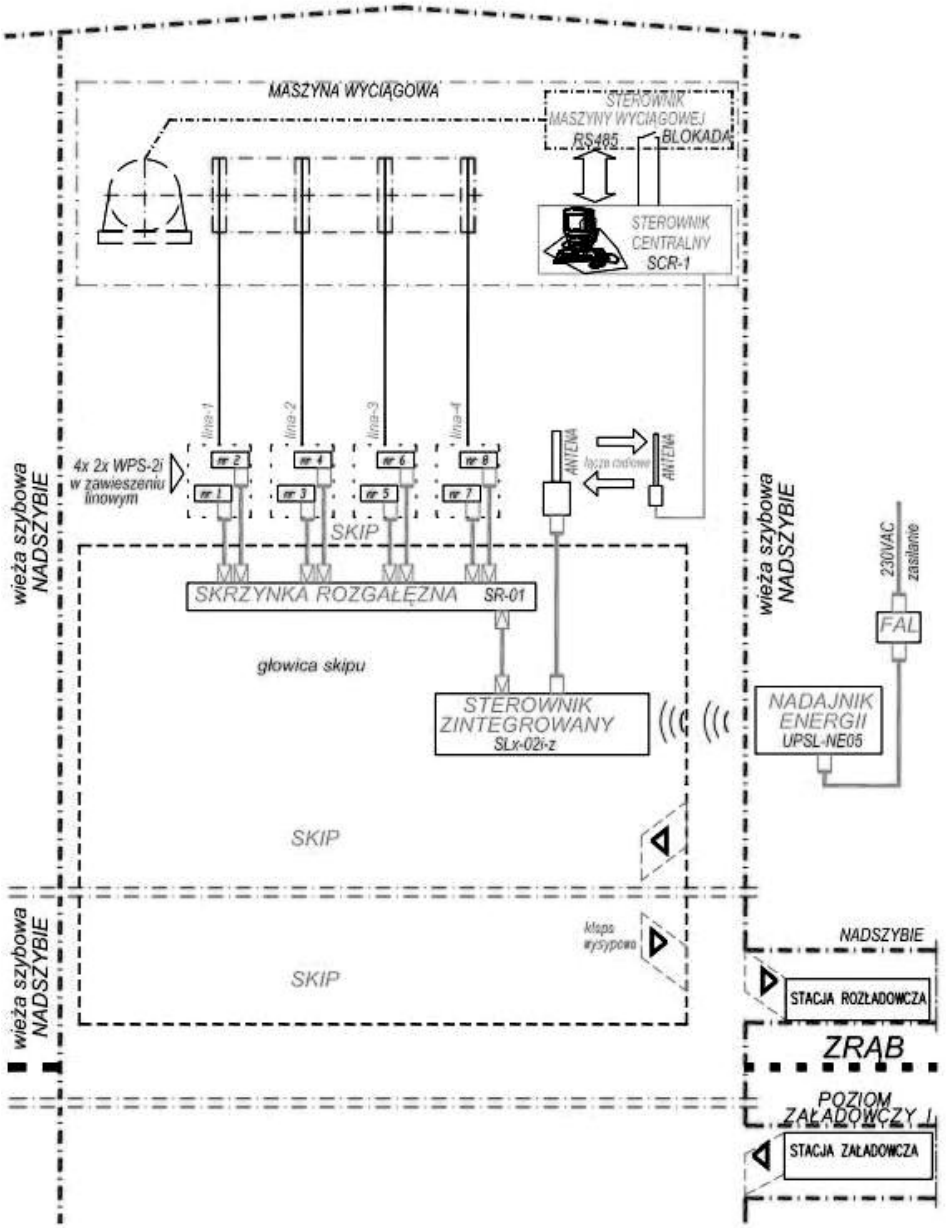
2. Budowa

Schemat blokowy systemu przedstawia rysunek 1. Wkładki pomiarowe **WPS-2(i)** zabudowane po 2 sztuki w zawieszeniu każdej liny nośnej naczynia wyciągowego, połączone są poprzez skrzynkę rozdzielczą **SR-01** ze sterownikiem **SLx-02(i)-z** zabudowanymi w wolnej przestrzeni konstrukcji pod głowicą naczynia. Sterownik centralny systemu **SCR-02** zlokalizowany jest w pomieszczeniu maszyny wyciągowej. Nadajnik energii **NE-05** umieszczony na konstrukcji nadszybia jest zasilany z przemiennika cząstotliwości **FAL,** a odbiornik energii zintegrowany ze sterownikiem SLx-02(i)-z jest zabudowany na skipie.

Komunikacja pomiędzy sterownikami odbywa się łączem radiowym poprzez modemy oraz anteny kierunkowe umieszczone odpowiednio na naczyniu wydobywczym oraz nadszybiu. Sterownik maszyny wyciągowej dostarcza sygnał położenia naczynia w szybie tzw. „szybowskaz" do sterownika centralnego **SCR-02,** a jego sygnały wyjściowe I/O są wykorzystane w obwodach blokady sterownika maszyny wyciągowej.

Niespotykane do chwili obecnej rozwiązania techniczne zastosowano w sterowniku na naczyniu wydobywczym:

1) sprzęg elektromagnetyczny zapewnia bezstykowe przesyłanie energii pomiędzy nadajnikiem na nadszybiu a odbiornikiem na naczyniu wydobywczym,
2) nowoczesna technologia akumulacji energii elektrycznej – superkondensator o cennych w tym zastosowaniu zaletach:
   - bardzo duży znamionowy prąd ładowania (około 25÷50 [A]) zapewnia możliwość gromadzenia na tyle dużej ilości energii w czasie kilkunastu sekund postoju skipu w stacji rozładunku, że pokrywa zapotrzebowania energii na kilka kolejnych cykli przejazdu bez doładowania,
   - całkowite rozładowanie, jak również ilość cykli rozładowania nie wywiera szkodliwego wpływu na jego żywotność,
   - ponowne osiągnięcie zdolności urządzenia do normalnej pracy następuje po czasie 3÷5 minut ładowania „magazynu energii" znamionowymi parametrami w stacji rozładunku skipu,
3. efektywne łącze transmisji radiowej z wykorzystaniem, jedynego niezawodnego w tych warunkach środowiskowych medium transmisyjnego jakim jest lina nośna.



Rys.1. Schemat blokowy systemu

3. Działanie

Źródłem zasilania układów elektroniki zintegrowanego sterownika lokalnego **SLx-02(i)-z** jest kondensator pojemności **168F** i mocy **53W**, którego

energia jest uzupełniana w sposób cykliczny na nadszybiu po ustawieniu skipu w stacji rozładunku. W normalnym cyklu wydobycia dostarczanie energii odbywa się w czasie trwania rozładunku skipu. Przywrócenie urządzenia do pracy po całkowitym rozładowaniu kondensatora w wyniku dłuższego przestoju skipu spowodowane np. remontami w dniach wolnych od pracy następuje samoczynnie z chwilą ponownego ustawienia skipu w stacji rozładunku. Poprzez szczelinę powietrzną wyznaczoną dopuszczalną odległością technologiczną pomiędzy odbiornikiem a nadajnikiem energii jest przekazywana energia pola elektromagnetycznego. Konstrukcja obwodu magnetycznego nadajnika uwzględnia zmianę położenia naczynia w pionie spowodowaną skracaniem się lin podczas rozładunku.

Nadajnik energii jest zasilany napięciem jednofazowym z przemiennika **FAL** którego częstotliwość jest dostosowana do obwodu rezonansowego odbiornika. Przetwornice napięcia o szerokim zakresie napięcia wejściowego zasilają system mikroprocesorowy sterownika **SLx-02i-z,** elementy łącza radiowego oraz wkładki pomiarowe **WPS-2(i)**. Tensometryczne wkładki pomiarowe siły **WPS-2(i)** z radiomodemem stanowią adresowalny układ pomiarowy z komunikacją po magistrali RS485.

Moduł centralny **MCx-02(i)** monitoruje parametry pracy sterownika **SLx-02(i)–z**: prąd ładowania, poziom napięcia kondensatora, temperaturę uzwojeń odbiornika oraz steruje funkcjami pomiarowymi**.** Wyposażony w pamięć nieulotną oraz trzyosiowy przetwornik przyśpieszeń zapewnia rejestrację wartości sił w linach oraz parametrów ruchu naczynia z kilkunastu ostatnich przejazdów spełniając funkcję tzw. „czarnej skrzynki". Dłuższy postój naczynia (powyżej 3 min) powoduje wyłączenie urządzenia pomiarowego na naczyniu a jego ponowne załączenie nastąpi po wykryciu ruchu naczynia przez czujnik przyśpieszeń. Ponadto bazując na danych pomiarowych przyśpieszeń można rozszerzyć zastosowanie o kolejną aplikację umożliwiającą bieżącą ocenę sił oddziaływania prowadnic tocznych naczynia na elementy zbrojenia szybu. Tym samym w zarysie opisywany cel w publikacjach konferencyjnych z 2006 r. [5] pt. „Ciągły monitoring jakości parametrów prowadzenia naczyń górniczych wyciągów szybowych" nabiera cech realnych.

4. Aplikacje sterownika centralnego

Podstawowe aplikacje programowe sterownika centralnego **SCR-02** :

SERWIS - diagnostyka systemu,
RadioLin – sterowanie funkcjami pomiarowymi,
WizLin – graficzna analiza sił w linach,

zapewniają zdalne sterowanie systemem, ciągły pomiar sił w linach nośnych naczynia, sygnalizację przekroczenia dopuszczalnej (założonej) wartości różnicy sił w linach.

Dodatkowe aplikacje programowe:

SKRS – **S**ystem **K**ontroli **R**ozładunku **S**kipu,

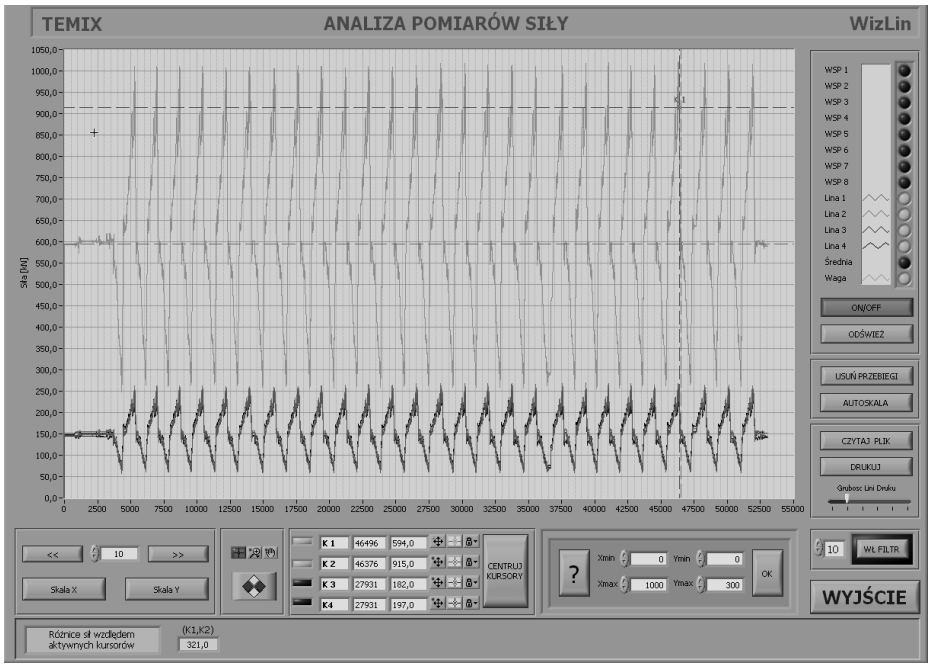
SKZS- **S**ystem **K**ontroli **Załadunku S**kipu,

generują sygnał dwustanowy do obwodów blokady maszyny „**Skip przeładowany**“ w poziomie załadunku „ **Skip nie rozładowany**“ w stacji rozładunku na powierzchni

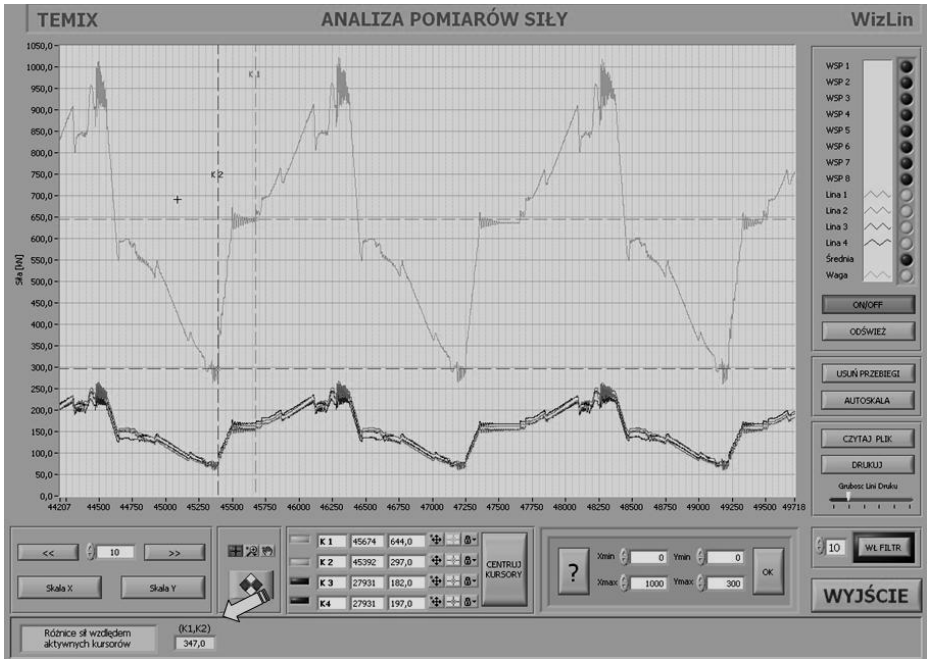
5. Idea (sposób) działania aplikacji SKRS; SKZS.

Program **Wizlin** jest programem do graficznej analizy sił w linach nośnych górniczych wyciągów szybowych. Na legendzie wykresu - rys. 2; 3; 4 z prawej strony od góry, zielonym kolorem wskazywane są aktywne wykresy sił w linach ***1; 2; 3; 4*** i odpowiadające im kolory. Niebieskim kolorem zaznaczono przebieg sumaryczny sił w linach opisany jako ***Waga.*** Oś Y wykresu przedstawia wartość siły i jest wyskalowana w [kN], a oś X wskazuje kolejne próbki pomiaru wartości siły. Częstotliwość próbkowania wynosi ok. 30 [1/s]. Narzędzia programu umożliwiają powiększanie dowolnie wybranego fragmentu wykresu w osi X i Y, jak również przesuwanie wykresu w obu osiach. Do każdego wykresu można przyporządkować kursor pomiarowy (K1,K2,K3,K4), umożliwiający odczyt wartości sił oraz ich różnic w wybranym punkcie wykresu.

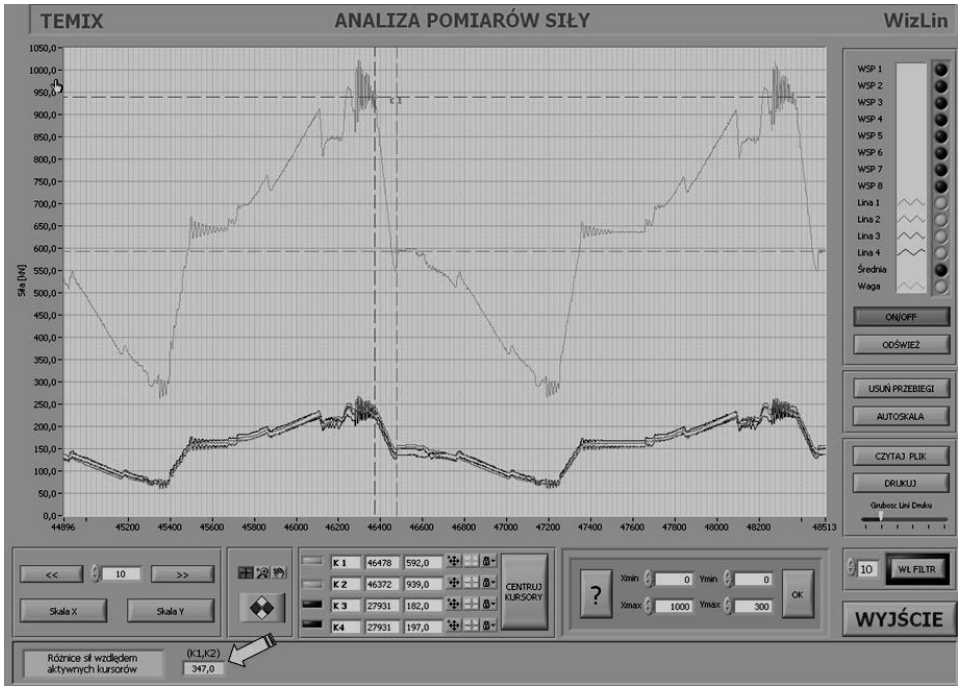
Dla wyjaśnienia idei aplikacji **SKRS** i **SKZS** posłużył zarejestrowany przebieg sił w linach 27 cykli przejazdu skipu podczas normalnego wydobycia - rys. 2. Z zarejestrowanego przebiegu wybrano fragment przedstawiony na rys. 3 zawarty pomiędzy próbkami nr 44207 a 49718. Kursor K2 koloru zielonego wskazuje dla próbki nr 45392 wartość siły 297,0 [kN] w chwili ustawienia skipu w stacji załadunku a kursor K1 koloru czerwonego wskazuje dla próbki nr 45674 wartość siły 644,0 [kN] po zakończeniu załadunku skipu. W rubryce wyróżnionej żółtą strzałką wskazywana jest różnica sił K1 – K2 o wartości 347,0 [kN] i jest to wartość siły wynikająca z załadowanej masy urobku do skipu. Podobną analizę można przeprowadzić podczas rozładunku skipu, fragment przedstawiony na rys 4 zawarty pomiędzy próbkami nr 44896 a 48513. Kursor K2 koloru zielonego wskazuje dla próbki nr 46372 wartość siły 939,0 [kN] w chwili ustawienia skipu w stacji rozładunku a kursor K1 koloru czerwonego wskazuje dla próbki nr 46478 wartość siły 592,0 [kN] po zakończeniu rozładunku skipu. W rubryce wyróżnionej żółta strzałką wskazywana jest różnica sił K1 – K2 o wartości 347,0 [kN] i jest to wartość siły wynikająca z rozładowanej masy urobku skipu. Idea działania aplikacji sprowadza się do zastąpienia kursorów K1, K2 odpowiednimi rozkazami sterownika centralnego ***„wykonaj pomiar”.***



Rys.2. Wykres sił w linach wyciągu skipowego, zarejestrowano pełne 27 cykli jazdy skipu



Rys.3. Wybrany fragment wykresu z rysunku 2. Kursory ustawione do pomiaru masy załadunku. Wskazania K1 – K2 = 347 kN



Rys.4. Fragment wykresu jak na rysunku 3. Kursory ustawione do pomiaru masy rozładunku. Wskazania K1 – K2 = 347 kN

6. Podsumowanie

Wygenerowanie w sterowniku systemu sygnałów „***skip rozładowany“, „skip przeładowany“*** jest oparte na bespośrednim pomiarze sił w linach nośnych skipu przed i po jego rozładunku (przed i po załadunku).

Wybór metody pomiaru wynika z analizy graficznej zachodzących zjawisk dynamicznych sił w linach, indywidualnych dla każdego wyciągu, które oprócz dokładności pomiaru wkładek pomiarowych WPS-2i wpływają na błąd metody pomiaru. W celu jego minimalizacji, algorytmy pomiarowe wymagają testowania w okresie prowadzenia ruchu próbnego wyciągu w warunkach jego normalnej pracy.

Literatura

Materiały konferencyjne, publikacje:

1. Konferencja Naukowo-Techniczna: Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie organizowana przez Centrum Badań i Dozoru Górnictwa w Lędzinach (czerwiec 2005r.). Prezentacja i referat pt.: „Pomiary obciążeń lin górniczych wyciągów szybowych”.

2. Konferencja Naukowo-Techniczna: Transport Szybowy 2005 organizowana przez KOMAG w Gliwicach (wrzesień 2005 r.). Prezentacja i referat pt.: „Monitoring jakości prowadzenia naczyń wyciągów górniczych".
3. Konferencja Naukowo-Techniczna: Logistics and transport–loado 2005 – organized by Technical Univerity of Košice. Prezentacja pt.: „New inserts for force measurment in ropes of mining shaft hoist".
4. 34 Międzynarodowa Konferencja Sekcji Cybernetyki w Górnictwie KG PAN Telekomunikacja i Systemy Bezpieczeństwa w Górnictwie ATI 2006 organizowana przez Katedrę Elektryfikacji i Automatyzacji Górnictwa Politechniki Śląskiej w Gliwicach, Szczyrk czerwiec 2006 r. Prezentacja i referat pt.: „Mikroprocesorowe systemy pomiarowe i komputerowe systemy monitoringu w diagnostyce wyciągów górniczych".
5. Międzynarodowa konferencja Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie organizowana przez Centrum Badań i Dozoru Górnictwa w Lędzinach (listopad 2006 r.). Prezentacja i referat pt.: „System monitoringu jakości prowadzenia naczynia wydobywczego w szybie SG-1 w KGHM O/ZG Polkowice-Sieroszowice".
6. Konferencja Naukowo-Techniczna Transport Szybowy 2007 organizowana przez Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG w Gliwicach (wrzesień 2007 r.) oraz III Międzynarodowa konferencja Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie organizowana przez Centrum Badań i Dozoru Górnictwa w Lędzinach (listopad 2007 r.). Prezentacja i referat pt.: „Doświadczenia eksploatacyjne z wykonywania pomiarów obciążeń lin nośnych górniczych wyciągów szybowych wielolinowych oraz stosowania praktycznej metody ich wyrównywania".
7. Meder A., Małecki J., Wróbel T.: Nowe wkładki do pomiaru siły w linach górniczych wyciągów szybowych. Kwartalnik naukowo-techniczny wydawany przez KOMAG – Maszyny Górnicze nr 3/2005.
8. Tytko A., Małecki J., Wróbel T.: Wpływ oddziaływań dynamicznych na trwałość eksploatacyjną lin nośnych górniczych wyciągów szybowych. Kwartalnik naukowo-techniczny wydawany przez KOMAG – Maszyny Górnicze nr 4/2009.
9. Манец И.Г., Грядущий Б.А., Левит В.В. Техническое обслуживание и ремонт шахтных стволов. Wyd. 2010, Donieck (rozdział 29, opracowanie T.Wróbel).
10. Konferencja Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie organizowana przez Centrum Badań i Dozoru Górnictwa w Lędzinach (listopad 2008 r.). Artykuł pt. Bezpośredni pomiar sił w nowej technologii monitoringu naciągu lin nośnych i prowadniczo-nośnych wiszących pomostów roboczych w głębionych szybach, jako skuteczna metoda zapewnienia właściwego rozkładu sił w poszczególnych linach. Autorzy: dr inż. Adam Zygmunt –UGKUE ; inż. Eugeniusz Twardak CUPRUM – PROJEKT.

Eksploatacja lin prowadniczych i odbojowych w górniczych wyciągach szybowych

Jerzy Tobys – Zespół Rzeczoznawców Urządzeń Technicznych AUTORYTET w Polkowicach, **Andrzej Tytko** – Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wstęp

W rozdziale tym przedstawiono problematykę eksploatacji lin prowadniczych i odbojowych, który to system stosowany jest w kilku polskich kopalniach węgla kamiennego i rud miedzi. Skoncentrowano się głównie na zagadnieniu odkładania i wymiany tych lin na nowe w świetle obowiązujących przepisów.

2. Zasady poprawnego projektowania i eksploatacji prowadzenia linowego w górniczych wyciągach szybowych

Zasady poprawnego projektowania i eksploatacji układów prowadzenia linowego wynikają z kilku aktów prawnych. Pierwszy taki dokument został opracowany w 1972 r. przez Główny Instytut Górnictwa jako: *Wytyczne projektowania, wykonania i eksploatacji, linowego prowadzenia naczyń wyciągowych w szybach kopalnianych przemysłu węglowego* [4]. Zasady te zostały następnie praktycznie bez zmian wprowadzone do *Przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy oraz prowadzenia ruchu i specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych* jako Załącznik nr 17: *Wymagania w zakresie budowy i obsługi górniczych wyciągów szybowych* [5]. W Rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie: *Bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych* [7] zasady te zostały powtórzone za Załącznikiem nr 17 [5]. Dokonano tylko niewielkich zmian edytorskich. Uchylono też tabelę określającą minimalną średnicę liny prowadniczej w zależności od głębokości szybu.

Na chwilę obecną zasady projektowania i eksploatacji układów prowadzenia linowego określają następujące akty:

- Ustawa z dnia 04 lutego1994 r. – „Prawo geologiczne i górnicze" – (Dz.U. Nr 228 z 2005 r. - poz. 1947 i Nr 133 z 2006 r. - poz. 934),
- Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych – (Dz.U. Nr 139 z 2002 r. - poz. 1169 i Dz.U. Nr 124 z 2006 r. - poz. 863 i Dz.U. Nr 126 z 2010 r. - poz. 855),
- Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych – (Dz.U. Nr 99 z 2005 r. - poz. 1003, Dz.U. Nr 80 z 2005 r. - poz. 695).

W **Rozporządzeniu Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r**. zawarte są następujące wymagania konstrukcyjne i eksploatacyjne:

- wartości odstępów ruchowych dla naczyń,
- zasady konserwacji lin prowadniczych,
- kryteria liczbowe osłabienia (obniżenie o 20% współczynnika bezpieczeństwa) i zużycia dyskwalifikujące liny (przekroczenie 25% pierwotnego wymiaru drutów zewnętrznych).

W **Załączniku Nr 4 do ww. rozporządzenia** zawarte są z kolei następujące wymagania:

- określono konstrukcje lin na liny prowadnicze, odbojowe i wyciągowe,
- układy lin prowadniczych i lin odbojowych, odległości pomiędzy naczyniami i obudową szybu,
- wartości współczynników bezpieczeństwa (5 przy założeniu),
- siły naciągu lin i ich zróżnicowanie,
- zasady mocowania lin prowadniczych i ich obciążania,
- podano ogólne zasady eksploatacji prowadzenia linowego.

Należy zauważyć, że w wyżej wymienionych przepisach: ***została uchylona tabela określająca minimalną średnicę liny prowadniczej w zależności od głębokości szybu,*** ale jednocześnie: ***utrzymano, że średnica lin odbojowych w przypadku ich stosowania powinna być co najmniej o 2 mm większa od lin prowadniczych***.

To ostatnie postanowienie ma istotny wpływ na postępowanie przy wymianie kompletów lin odbojowych i prowadniczych na nowe, gdyż nakłada na użytkowników konieczność zakupu dla jednego systemu, dwóch różnych średnic lin: jednych na liny prowadnicze, drugich na liny odbojowe oraz w domniemaniu wykonania zawieszeń (uchwytów stożkowych) o innych wymiarach niż dotychczas stosowanie i ewentualnie opcjonalnego wykonania obliczeń elementów nośnych wieży wyciągowej.

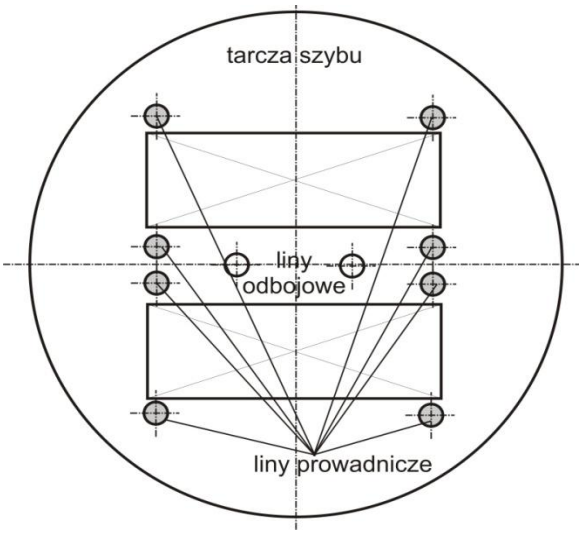
Autorzy tego rozdziału postulują odstąpienie od tego wymogu, tak jak odstąpiono od wymogu zwiększania średnic lin w zależności od głębokości szybu. Poniżej przedstawiono uzasadnienie dla takiego odstąpienia omawiając dwa typowe i reprezentatywne przykłady układów prowadzenia linowego.

3. Przykłady eksploatacji wybranych układów prowadzenie linowego

3.1. Prowadzenie linowe górniczego wyciągu szybowego szybu II przedział główny KWK „Bielszowice”

Podstawowe parametry techniczno-ruchowe tego wyciągu szybowego podano poniżej, a układ lin prowadniczych i odbojowych przedstawiono na rys. 1:

- rodzaj wyciągu — skipowy, wydobywczy
- rodzaj szybu — wydechowy
- maszyna wyciągowa — zrębowa dwulinowa typu 2L–6000
- naczynia wyciągowe — 2 skipy o masie użytecznej 22 Mg
- rodzaj prowadzenia naczyń wyciągowych — schemat na rys. 1
- rodzaj prowadników linowych stosowanych obecnie — liny stalowe Φ48,0mm wyprodukowane przez BRITISH ROPES, konstrukcji półzamkniętej, o masie na jednostkę długości 12,57 kg, nominalnej sile zrywającej 116900 kG, nominalnej długości skoku drutów zewnętrznych 376 mm: 1x6,40+6x5,65+12x5,65+(8x9,45+8x9,45x4,57)
- liny odbojowe — dwie – liny stalowe Φ48,0 mm tej samej konstrukcji półzamkniętej co liny prowadnicze
- głębokość ciągnienia — 917 m
- prędkość jazdy — 13,0 m/s
- liczba lin nośnych — 2
- liczba lin wyrównawczych — 2
- natężenie pracy — około 250 wyciągów/dobę



Rys.1. Układ lin prowadniczych i odbojowych szybu II KWK „Bielszowice” [Źródło: opracowanie własne]

Na podstawie dotychczasowych doświadczeń z eksploatacji lin prowadniczych w KWK „Bielszowice” ich pracę można scharakteryzować następująco:

- przyczyną zużywania się lin odbojowych w KWK „Bielszowice” jest korozja drutów kształtowych i okrągłych warstwy zewnętrznej X-O,

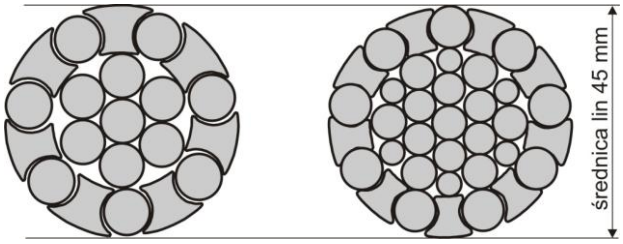
- korozja drutów warstwy zewnętrznej w przekroju liny ma charakter ubytków równomiernie rozłożonych w przekroju liny,
- korozja wzdłuż długości lin jest zróżnicowana; największe nasilenie korozji jest na odcinkach, gdzie naczynia wyciągowe nie mają z nimi kontaktu w rejonie poniżej poziomu załadunku,
- nie obserwuje się śladów starć na linach odbojowych, a także nie obserwuje się też żadnych śladów na ślizgach odbojowych co sugeruje, że wymagane przepisem [7] zwiększenie średnicy lin o 2 mm w tym przypadku nie ma specjalnego uzasadnienia technicznego, ponadto druty zewnętrzne lin odbojowych nie wycierają się ale korodują,
- poprzedni komplet lin prowadniczych i odbojowych pracował w KWK „Bielszowice" 20 lat, a obecny komplet pracuje (lipiec 2011 r.) 14 lat, przy czym stopień zużywania się lin obydwu kompletów jest relatywnie podobny.

3.2. Doświadczenia w eksploatacji układów prowadzenia linowego KGHM „Polska Miedź" S.A.

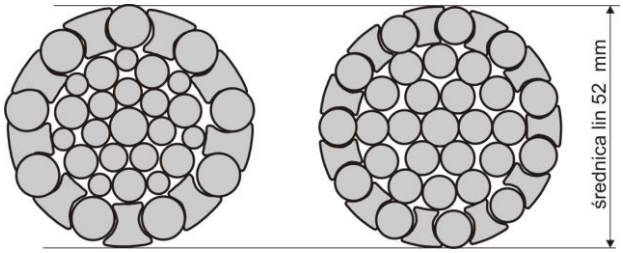
W KGHM „Polska Miedź" S.A. prowadzenie linowe naczyń wyciągowych jest bardzo szeroko stosowane. W 12 szybach pracują 64 liny [3]. Zalety tego prowadzenia są następujące:

- duża trwałość eksploatacyjna,
- zwarta budowa,
- duża odporność na uszkodzenia mechaniczne,
- znaczne zmniejszenie oporów wentylacji i zwiększenie wydajności w zakresie przepływu powietrza,
- odciążenie obudowy szybu,
- obniżenie kosztów eksploatacji prowadzenia,
- uproszczona technologia wymiany,
- łatwość konserwacji (smarowanie uzupełniające),
- dopracowane i proste metody kontroli stanu technicznego.

Jako liny prowadnicze i odbojowe stosowane są wyłącznie liny półzamknięte kilku średnic i konstrukcji przedstawionych na rysunkach 2, 3. Należy zauważyć, że liny te znacznie, nawet dla tych samych średnic różnią się konstrukcjami, budową warstw wewnętrznych, wymiarami drutów okrągłych i kształtowych X.



Rys.2. Przekrój poprzeczny liny prowadniczej o średnicy 45 mm produkcji firmy BRIDON (po lewej) i Arcelor /Mittal (po prawej) [Źródło: opracowanie własne]



Rys.3. Przekrój poprzeczny liny prowadniczej o średnicy 52 mm produkcji firmy BRIDON/BTS (po lewej) i Arcelor/Mittal (po prawej) [Źródło: opracowanie własne]

Przykładowo w szybie P-VI kopalni „Polkowice-Sieroszowice" stosuje się układ z linami odbojowymi budowy półzamkniętej Φ45 mm o takiej samej średnicy i konstrukcji jak liny prowadnicze, podczas gdy w innych szybach są tylko liny prowadnicze.

Poniżej podano dane podstawowe tego szybu:

- maszyna wyciągowa 4L-4000/300
- prowadzenie linowe 4+4 liny prowadnicze o średnicy 45 mm
- rodzaj liny prowadniczej budowy półzamkniętej
- głębokość szybu 834 m
- naczynie dwa skipy
- sposób naprężania lin prowadniczych obciążniki
- warunki szybowe szyb wydechowy
- obudowa szybu betonowa
- szybkość jazdy 16 m/s
- natężenie ruchu około 200 wyciągów/dobę

Na podstawie wieloletniej eksploatacji lin prowadniczych w szybie P-VI kopalni „Polkowice-Sieroszowice" KGHM można sformułować następujące wnioski:

- średnia trwałość lin prowadniczych wynosi około 3,5 roku, a liny odkładane są głównie ze względu na starcia,
- liny pracują w szybie wydechowym, o bardzo trudnych warunkach środowiskowych (liny są narażone na wody szybowe i błoto z przepadu urobku), więc smarowanie uzupełniające w takich warunkach jest bezcelowe,
- nie obraca się lin prowadniczych,
- średnia trwałość lin odbojowych wynosi około 7 lat, a liny te odkładane są głownie na korozję,
- nie występuje zużycie na ścieranie,
- średnica lin odbojowych przy zdejmowaniu wynosi około 43,5 mm i także nie obraca się tych lin,
- elementem zużywającym się są 3 mosiężne ślizgi zamocowane na skipach i rozmieszczone w okolicach górnej i dolnej głowicy oraz środka skipu,

- wymiana blach (ślizgów) następuje co 0,5-1 roku,
- liny odbojowe zużywają się najbardziej intensywnie na odcinku około 50 m w środku głębokości szybu (jest to tzw. mijanka),
- w czasie całej eksploatacji nie było przypadku kolizji naczyń wyciągowych.

4. Inne aspekty techniczne i eksploatacyjne prowadzenia linowego

Poniżej przedstawiono zasadnicze argumenty za odstąpieniem od wymogu aby, średnica lin odbojowych była co najmniej o 2 mm większa od średnicy lin prowadniczych. Wyodrębniono dwa problemy techniczne i jeden aspekt ekonomiczny:

- sztywność porzeczną lin,
- obciążenie konstrukcji nośnej szybu dodatkową masą lin odbojowych,
- koszty związane z zakupem lin o innej konstrukcji lub/i średnicy oraz konieczność zastosowania innych wymiarów uchwytów stożkowych w zawieszeniach.

4.1. Sztywność porzeczna lin

Liny prowadnicze i odbojowe powinny charakteryzować się dużą sztywnością poprzeczną. Parametr ten [2, 3] to iloczyn modułu sprężystości *E*, MPa i momentu bezwładności przekroju poprzecznego liny *I*, m^4. Jednostką sztywności poprzecznej liny *EI* jest Nm^2. Parametr określonej w ten sposób sztywności jest trudny do interpretacji fizycznej. Jego wartość zależy zarówno od modułu sprężystości *E,* jak i budowy poprzecznej liny, średnicy drutów okrągłych, wymiarów drutów kształtowych, długości skoków i kierunków zwicia w poszczególnych warstwach, wartości szczelin pomiędzy drutami, smarowania itp. Zwiększenie średnicy liny półzamkniętej niewątpliwie wpływa na zwiększenie jej sztywności poprzecznej, ale parametr ten w znacznie większym stopniu kształtowany jest poprzez zastosowaną konstrukcję liny. Powyżej przytoczono kilka stosowanych w systemach prowadzenia konstrukcji lin. Liny zbudowane z większej liczby cieńszych drutów są mniej sztywne od tych zbudowanych z drutów bardzo grubych przy tym samym przekroju poprzecznym liny. Obowiązujące w tym zakresie przepisy w żaden sposób nie ingerują w to zagadnienie. Konieczność zwiększania średnicy lin odbojowych o 2 mm wydaje się z tego punktu widzenia technicznie nieuzasadniona.

4.2. Obciążenie konstrukcji nośnej szybu dodatkową masą lin odbojowych

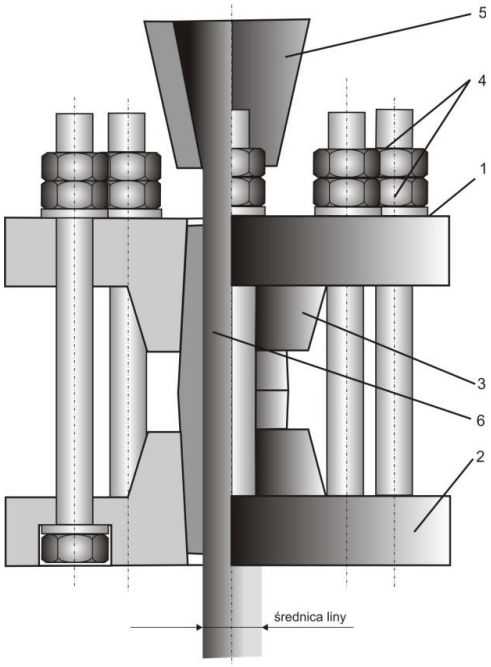
W przypadku zwiększenia średnicy lin odbojowych nawet tylko o 2 mm masa jednostkowa takiej liny może wzrosnąć o ponad 1 kg na 1 mb. Obciążenie konstrukcji od masy centralnie usytuowanych lin prowadniczych wzrośnie więc o około 8%. Nie jest to zatem pomijalny wzrost obciążenia. Konstrukcja wieży

w takim przypadku powinna być przeliczona dla sprawdzenia jej nośności. Można tego uniknąć występując o odstępstwo od wymogu zwiększenia średnicy lin odbojowych o postulowane przepisami 2 mm. Konieczne jest też wykonanie uchwytów stożkowych dla tej nowej konkretnej średnicy liny i uzyskanie dla nich dopuszczenia [8].

4.3. Koszty związane z zakupem lin o innej konstrukcji lub średnicy

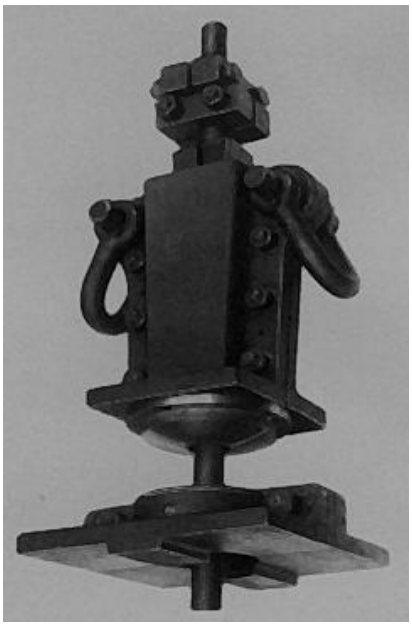
Liny konstrukcji półzamkniętej produkowane są tylko przez kilku światowych producentów: Arcelor/Mittal, Bridon/BTS, Teufelberger. Każda z tych firm produkuje te liny tylko o kilku średnicach. W odróżnieniu od lin wykonywanych z drutów okrągłych, w których typoszeregi średnic lin tej samej konstrukcji są różnicowane nawet co 1 mm liny z drutów kształtowych produkowane są tylko w określonych średnicach i praktycznie, aby dobrać linę o średnicy o 2 mm większą należy zastosować inną konstrukcję lub zastosować linę tej samej konstrukcji ale kolejną z typoszeregu, co zazwyczaj daje większą niż 2 mm średnicę liny. Zasada ta wynika z technologii wykonywania drutów kształtowych o dużych wymiarach. Ma to poważny wpływ na zwiększenie kosztów nabycia lin.

Liny o większej średnicy powinny też mieć wykonane dla tej średnicy uchwyty zaciskowe. Stosuje się kilka rozwiązań zawieszenia lin prowadniczych i odbojowych. Uchwyty stożkowe oraz specjalistycznie zaprojektowane i stosowane w KGHM, przedstawione na rysunkach 4, 5 i 6.



Rys.4. Przekrój poprzeczny zacisku stożkowo-klinowego ZBP – CUPRUM [Źródło: opracowanie własne]

1 - górna płyta zaciskowa, 2 – płyta dolna, 3 – tuleja zaciskowa, 4 – śruby zaciskowe, 5 – stożek zabezpieczający, 6 – lina prowadnicza lub odbojowa



Rys.5. Widok zacisku klinowego firmy RELIANCE [Źródło: opracowanie własne]

Rys.6. Widok zawieszenia liny prowadniczej z „zalewanym stożkiem” [Źródło: opracowanie własne]

5. Wnioski

1. Dotychczasowe doświadczenia z eksploatacji lin odbojowych o tej samej średnicy co liny prowadnicze wskazują, że zwiększenie wymiaru średnicy lin odbojowych o 2 mm nie jest konieczne.
2. Ze względu na zwiększenie średnicy lin odbojowych co najmniej o 2 mm i proporcjonalnie ich masy należało by wykonać ponowne przeliczenie sprawdzające konstrukcji wieży wyciągowej oraz wykonać dla tych lin nowe uchwyty zaciskowe.
3. Na podstawie przeprowadzonej analizy literatury nie stwierdzono powodu dla którego w przepisie wprowadzono konieczność powiększenia średnicy lin odbojowych o 2 mm. Zwiększenie w ten sposób sztywności poprzecznej wydaje się wątpliwe ponieważ na ten parametr bardzo duży wpływ ma moduł sprężystości i moment bezwładności przekroju zależny od wybranej konstrukcji liny. Parametr ten prawie zawsze nie jest podawany przez producenta i nie jest możliwy do obliczenia.

Literatura

1. Hankus J.: Budowa i własności mechaniczne lin stalowych. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 1990, 2000.
2. Tytko A.: Eksploatacja lin stalowych. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 2003.
3. Tobys J.: Prowadzenie linowe – liny odbojowe. Opracowanie dotyczące doświadczeń z eksploatacji lin prowadniczych i odbojowych w KGHM SA. Zespół Rzeczoznawców Urządzeń Technicznych AUTORYTET. Praca nie publikowana. Polkowice 2011.

Akty prawne i wytyczne

4. Ministerstwo Górnictwa i Energetyki, Główny Instytut Górnictwa: *Wytyczne projektowania, wykonania i eksploatacji, linowego prowadzenia naczyń wyciągowych w szybach kopalnianych przemysłu węglowego*. Dział Wydawnictw GIG, Katowice 1972.
5. Załącznik nr 17: *Wymagania w zakresie budowy i obsługi górniczych wyciągów szybowych* do Przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy oraz prowadzenia ruchu i specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. Wydawca: Zarząd Główny SIiTG, Katowice 1998.
6. Ustawa z dnia 04 lutego1994 r. – *Prawo geologiczne i górnicze* - (Dz.U. Nr 228 z 2005 r. - poz. 1947 i Nr 133 z 2006 r. - poz. 934).
7. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie: *Bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych* - (Dz.U. Nr 139 z 200 2r. - poz. 1169, Dz.U. Nr 124 z 2006 r. - poz. 863 i Dz.U. Nr 126 z 2010 r. - poz. 855).
8. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie: *Dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych* – (Dz.U. Nr 99 z 2005 r. - poz. 1003, Dz.U. Nr 80 z 2

Geometryczny model liny stalowej o splotkach trójkątnych

Vieroslav Molnár, Eva Stanová, Gabriel Fedorko – Uniwersytet Techniczy w Koszycach

1. Introduction

Production of steel rope consists of several phases, from design of the rope to the analysis of its properties. Currently available CAD applications suitable for this purpose can significantly increase the effectiveness of this process and verify some of the physical and design properties of the steel rope [1]. CAD applications enable the creation of mathematical model of the steel rope which can be used for analysis of the suitability of geometric and design parameters and for simulation and evaluation of different loading. For this reason, mathematical interpretation of steel rope design components is needed. In this paper, creation of geometric model of individual wires in layers of trihedral strand steel rope by mathematical interpretation of axes trajectory and consecutive visualization of geometric model is presented.

2. Assumptions for proposal of geometric model of the trihedral strand steel rope

Number of wires and their alignment in the trihedral strand layer depends on the number of rope strands, shape of the core and the diameter of wires. Assumption of 6 trihedral strands was made, with possibility of alignment of wires in two layers in individual strands, that the points of axes of three wires are on the medians of equilateral triangle and the points of axes of other wires are on the edge of this triangle. The alignment of wires in the first layer of the strand is depicted on Fig. 1.

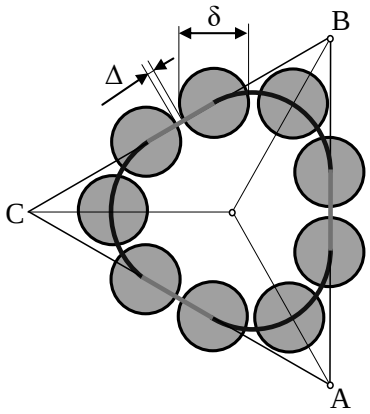


Fig.1. Scheme of the section of the 1st layer wires

This assumption is possible in specific case of rope which is made of six strands with number of wires in each strand $3n$. Mathematical interpretation of the wire axis in the layer of trihedral rope strand was published in [4]. These equations were used in the design of geometric model of steel rope 6(3+9+15) with trihedral strands. The parameters of strands are in Tab. 1.

Parameters of geometric model of trihedral strand steel rope

Tab. 1

Trihedral strand (3+9+15)	Number of wires in layer $3n$	Wire diameter δ [mm]	Winding angle α [°]	Gap Δ [mm]
1st layer	9	1,18	15	0,0416
2nd layer	15	1,18	15	-

3. Geometric model of steel rope 6(3+9+15) with trihedral strands

Geometric models of the 1st and 2nd layer of trihedral strand of steel wire rope are depicted on Fig. 2 and Fig. 3. Geometrical model of trihedral strand of (3+9+15) steel rope is on Fig. 4. The knowledge from modeling of wire in the layer of trihedral strand according to [4] was used if parametric equations of axis of one wire in layer are known and we assume that the surface area of wires in one layer is the same. CAD application Pro/ENGINEER Wildfire 3 was used to create the model of one wire and the models of other wires were created by copying and shifting the first model in the axis direction by specific length.

Fig.2. Geometric model of the 1st layer of trihedral strand of steel rope

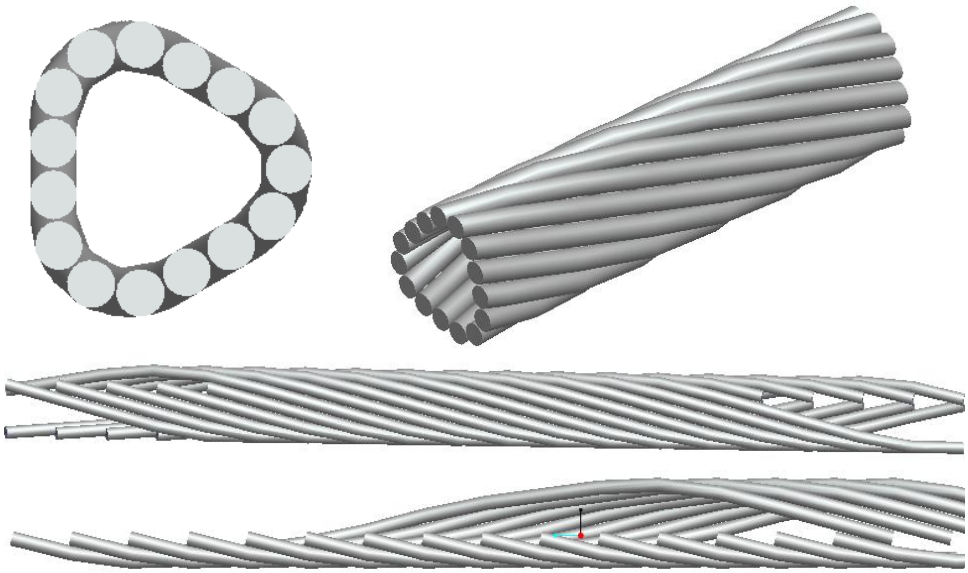


Fig.3. Geometric model of the 2nd layer of trihedral strand of steel rope

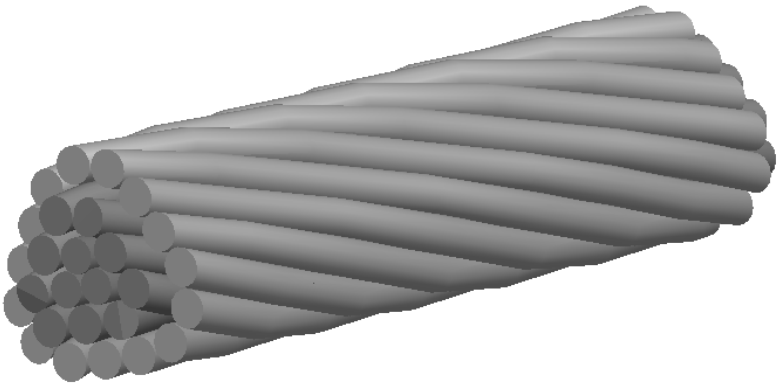


Fig.4. Geometric model of trihedral strand of steel rope (3+9+15)

4. Conclusion

From published paper [4] is apparent, that the alignment of wires in the layer of the strand depends on their diameter, gap between them and the winding angle. Change in any of these parameters changes the configuration of elements. Application Pro/ENGINEER Wildfire 3 proved its wide application possibilities in steel wire rope modeling due to the speed and associativeness when any of the parameters of geometric model is being changed. Presented

geometric model of steel rope with trihedral strands could be useful in further research and optimization of steel wire ropes with unconventional design.

This work was supported by the Slovak Research and Development Agency under the contract No.APVV-0180-07, by the Scientific Grant Agency of The Ministry of Education of the Slovak republic No. VEGA 1/0568/10, VEGA 1/0864/10, VEGA 1/0095/10, VEGA 1/0453/10 and APVV Project SK-SRB-0034-09.

References

1. Boroška, J., Hulín, J., Lesňák, O.: Oceľové laná. Bratislava: Alfa, 1982, p. 480, IBSN 63-178-82.
2. Fabian M., Spišák E.: Navrhování a výroba s pomocí CA.. technologií. 1. vyd. Brno: CCB, 2009. 398 p. ISBN 978-80-85825-65-7.
3. Fabian M., Spišák E.: CA.. technologie v procesu návrhu a výroby ve strojírenství, In: IT CAD : dvouměsíčník o CAD, počítačové grafice a CA.. technologiích. Vol. 19, no. 6 (2009), p. 44-45. - ISSN 1802-0011.
4. Stanová E.: Mathematical interpretation of the wire axis in the layer of trihedral rope strand. In: TRANSPORT & LOGISTICS, No.16 (2009), Košice, pp. 91-96, ISSN 1451-107X.

Wpływ tarczy zawieszenia bębnowego na stan naprężeń powłoki gumowej liny RTK

Walerij Ropaj, Wiktor Zajczenko – Narodowy Uniwersytet Górniczy w Dniepropietrowsku, Ukraina

В Украине РТК выпускают по техническим условиям ТУ У 28.7 - 00191307-020-2002 на основе 2, 4, 6, 8 оцинкованных тросов диаметром 16,5–23,0 мм 11 типоразмеров. В поперечном сечении размер H = 35 мм, а размер B изменяется в пределах 109–219 мм в зависимости от числа армирующих тросов и погонной массы. Типоразмерный ряд канатов соответствует следующим массам погонного метра: 8,4; 10,5; 13,0; 15,0; 16,8 кг. Барабаны прицепных устройств, спроектированные институтом «Кривбасспроект», на всех подъемных сосудах одного диаметра D = 325 мм, длина опорной поверхности барабана b = 250 мм, что больше ширины канатов B и между боковыми поверхностями РТК и ребордами барабана имеются зазоры (рис.1).

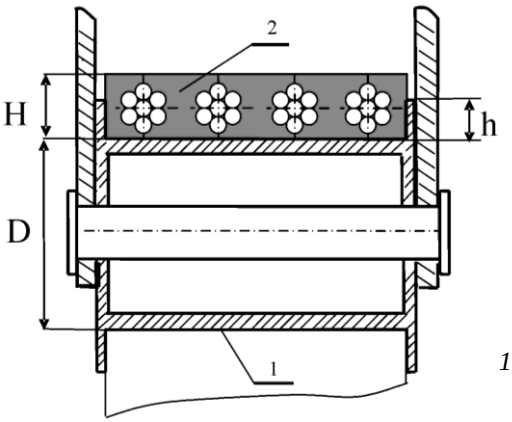


Рис.1. Расположение плоского резинотросового каната на барабане прицепного устройства под подъемным сосудом

1 – барабан; 2 – резинотросовый канат

Расчетный и подтвержденный эксплуатацией срок службы РТК более 10 лет. Завулканизированные в резину оцикованные тросы належно защищены от коррозии, резиновая матрица практически полностью ограничивает деформации кручения тросов и их проволоки нагружены практически равномерно, что и обеспечивает длительный срок их службы. Однако в эксплуатации выявлен и существенный недостаток – при большой длине каната (большом весе РТК) тросы передавливают резину на барабане прицепного устройства. Оголение тросов может привести к коррозии и снижению срока службы. Потому нами выполнено исследование напряженно- деформированного состояния резиновой матрицы РТК на барабане прицепного устройства. Как показывает обор литературных источников, такое исследование выполняется впервые.

Сформулируем постановку задачи. Как показано на рис. 2, вес отвеса уравновешивающего резинотросового каната Q с учетом динамической составляющей распределяется на две ветви каната, огибающих барабан радиуса R, усилие в каждой ветви $T \cong Q/2$. Из условия равновесия элемента РТК длиной dS на барабане (рис. 2, б) получаем величину интенсивности распределенной нагрузки давления единицы длины РТК на барабан $q = T/R$. Это давление через n армирующих тросов передается резиновой матрице. Рассматривая равновесие элемента РТК конечной длины Δ (рис. 3) на барабане приходим к плоской задаче теории упругости: к плоскому резинотросовому элементу РТК толщиной Δ с определенными граничными условиями (у барабана возможно наличие реборд по краям РТК) приложены сосредоточенные силы P в центрах тяжести тросовых элементов в плоскости элемента РТК. Величины этих сил определяются из следующей зависимости:

$$P = \frac{Q}{2Rn}\Delta \tag{1}$$

Как показали наши исследования [1] и исследования других авторов [2] механические характеристики резины при испытаниях на сжатие можно принимать линейными только в пределах деформаций $0 \le \varepsilon \le 0{,}2$. В исследованиях Отраслевой лаборатории «Прикладные методы расчета резино-технических изделий» при Рижском политехническом институте при аналитических расчетах принималось, что характеристики резины линейные в пределах до 50% деформациях, чтобы хотя бы приближенно рассчитать напряженно-деформированное состояние изделий из резины при больших деформацияй [3].

а) б)

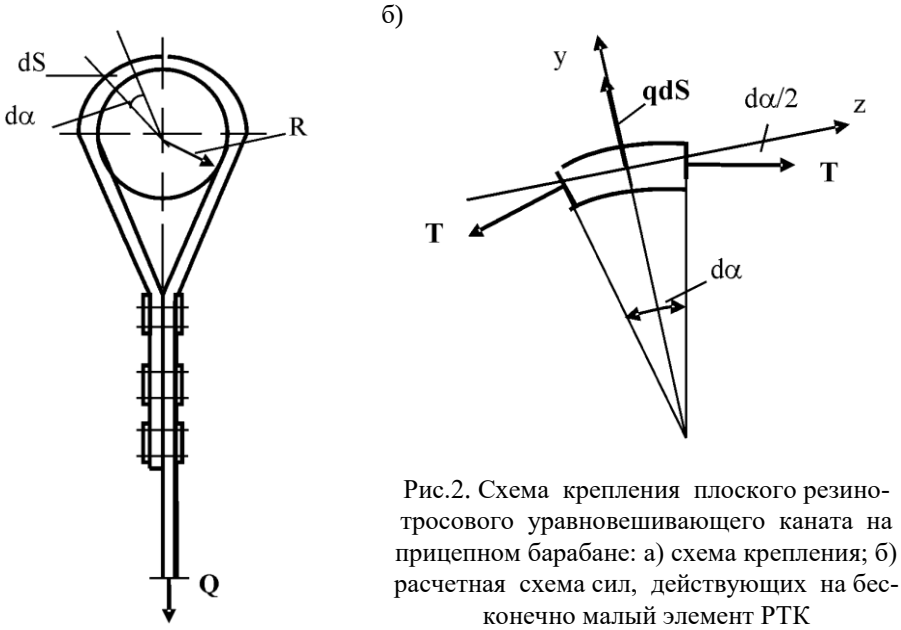


Рис.2. Схема крепления плоского резинотросового уравновешивающего каната на прицепном барабане: а) схема крепления; б) расчетная схема сил, действующих на бесконечно малый элемент РТК

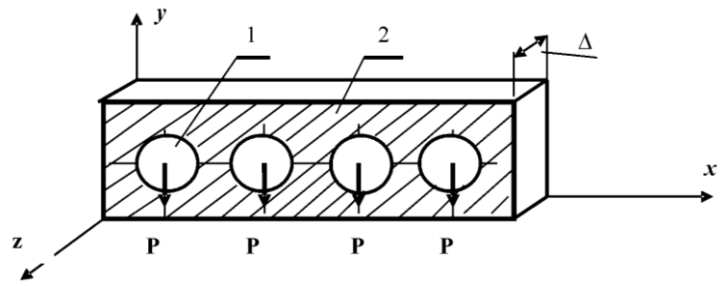


Рис.3. Расчетная схема для исследования НДС РТК на барабане

1 – армирующий трос; 2 – резиновая матрица РТК

Поскольку аналитические исследования НДС резиновой матрици РТК при значительных деформациях с учетом указанной физической нелинейности в настоящее время невозможны, исследование выполнялось методом конечных элементов с использованием программы MSC/NASTRAN.

Исходные данные для расчетов: трос моделировался стальным многогранным стержнем с модулем упругости $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}3$. Для резины $\nu = 0{,}49$, зависимость $\varepsilon(\sigma)$ принималась линейной в области растягивающих деформаций и существенно нелинейной в области сжатия (рис. 4) в соответствии с [1], тип резины РМЗ-2, применяемой для изготовления РТК.

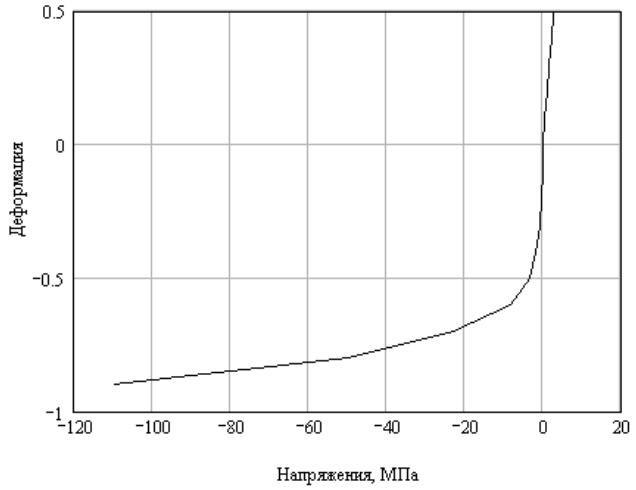


Рис.4. Нелинейная механическая характеристика резины РМЗ-2

Конструкция РТК и условия нагружения всех предварительно натягиваемых при изготовлении РТК тросов одинаковы, а для резиновой матрицы различия в расчетных схемах нагружения отличаются на участках под промежуточными и крайними тросами только граничными условиями.

На рис. 5 показано деформированное состояние поперечного сечения резиновой матрицы под крайним тросом и общая картина распределения эквивалентных напряжений $\sigma_э$ по сечению рассматриваемого участка РТК.

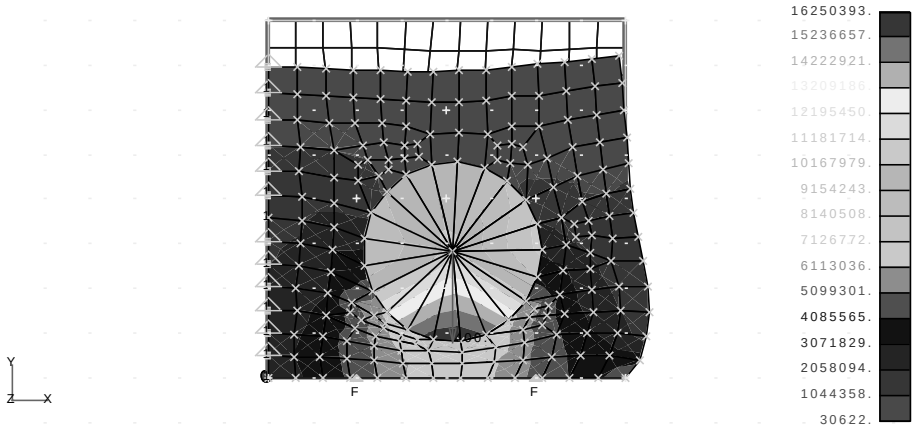


Рис.5. Общая картина деформированного состояния участка РТК под крайним тросом и распределения $\sigma_э$ по сечению

При нагружении резина на свободном крае (справа) существенно изгибается. Общее вертикальное перемещение троса составило 11,4 мм, что на 10% больше, чем перемещение средних тросов РТК при той же нагрузке. Изменился и характер распределения напряжений в резиновой матрице. Теперь по боковым стронам троса уровень напряжений снизился, а область наибольших значений эквивалентных напряжений в резине располагается под тросом.

На рис. 6 представлена в увеличенном размере зона резины под крайним тросом, указаны номера к.э. и значения $\sigma_э$ в них.

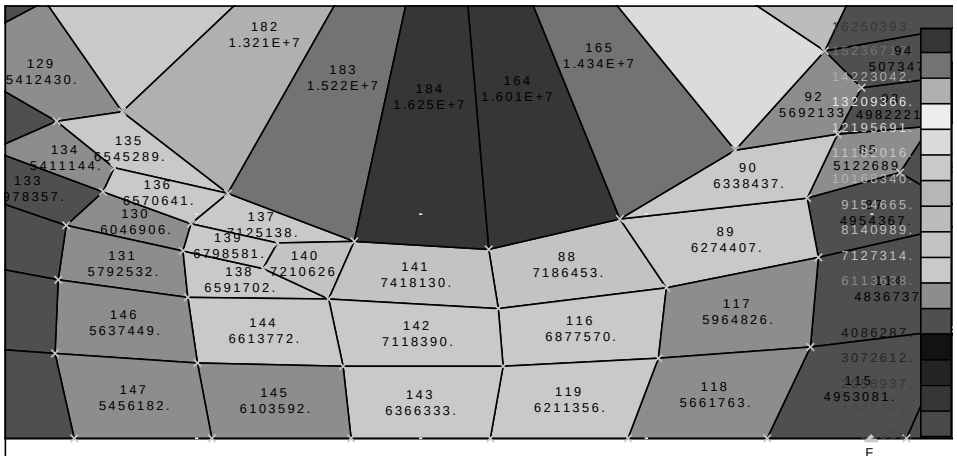


Рис.6. Увеличенное изображение картины распределения $\sigma_э$ в резине под крайним тросом

Как отчетливо видно на рис. 8 наибольшие эквивалентные напряжения в к.э. № 141 (как и под средним тросом см рис.), однако уровень напряжения выше $\sigma_{эmax}$ = 7,42 МПа, чем под средним тросом ($\sigma_{эmax}$ = 6,95 МПа) на 6,8%. По толщине резинового слоя под тросом $\sigma_{эmax}$ снижаются от троса к поверхности барабана на 14% с 7,42 до 6,37 МПа (к.э. №143).

На рис. 7 представлена общая картина распределения наибольших касательных напряжений τ_{max} в резине РТК под крайним тросом.

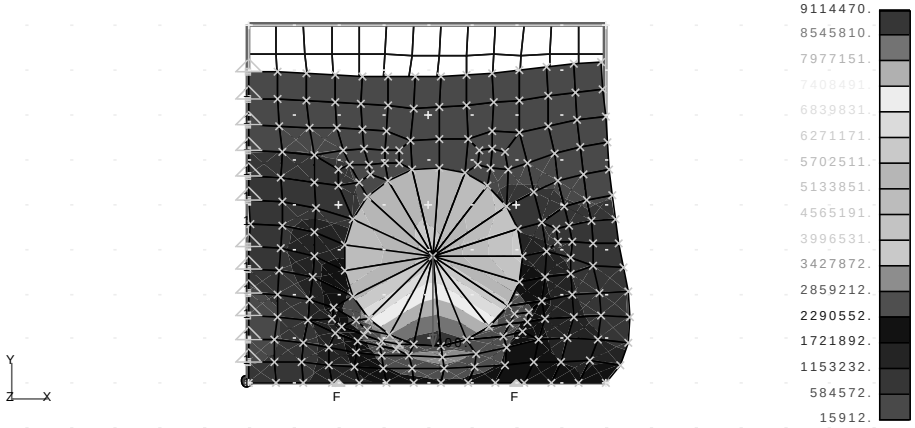


Рис.7. Общая картина деформирования элемента резины под крайним тросом и распределения максимальных касательных напряжений по сечению

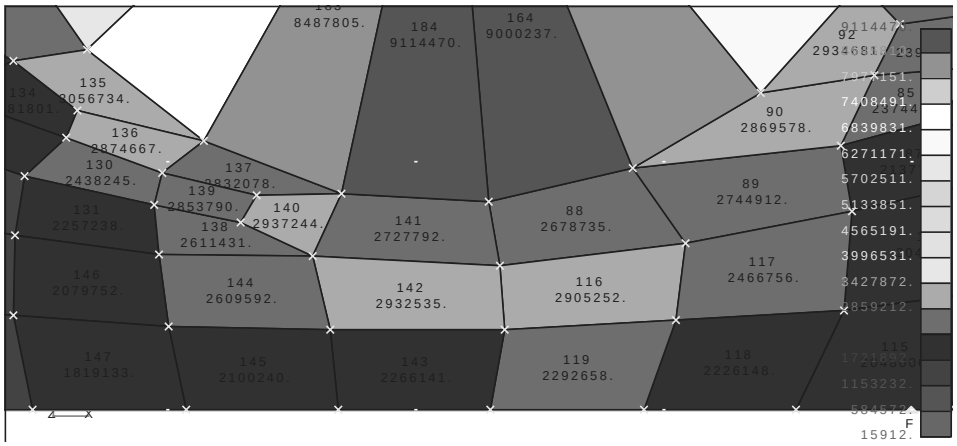


Рис.8. Увеличенный рис распределения максимальных касательных напряжений под крайним тросом с указанием номеров к.э. и численных значений τ_{max}

Наибольшее значение τ_{max} = 3,056 МПа в к.э.№135 в резине под крайним тросом больше чем аналогичное значение в резине под средним тросом (τ_{max} = 2,58 МПа) на 18,4%.

На рис. 9 представлена конечно-элементная модель участка резиновой матрицы с крайним тросом, высота реборды барабана h = 0,25 Н (справа закрепления узлов соответствуют наличию и высоте реборды).

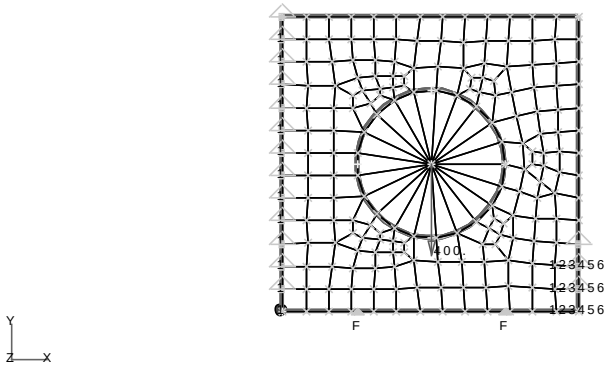


Рис.9. Конечно-элементная модель крайнего троса при h = 0,25 Н

На рис. 8 показана общая картина деформирования резиновой матрицы под крайним тросом и распределение максимальных эквивалентных напряжений по поперечному сечению РТК вокруг крайнего троса при h = 0,25 Н.

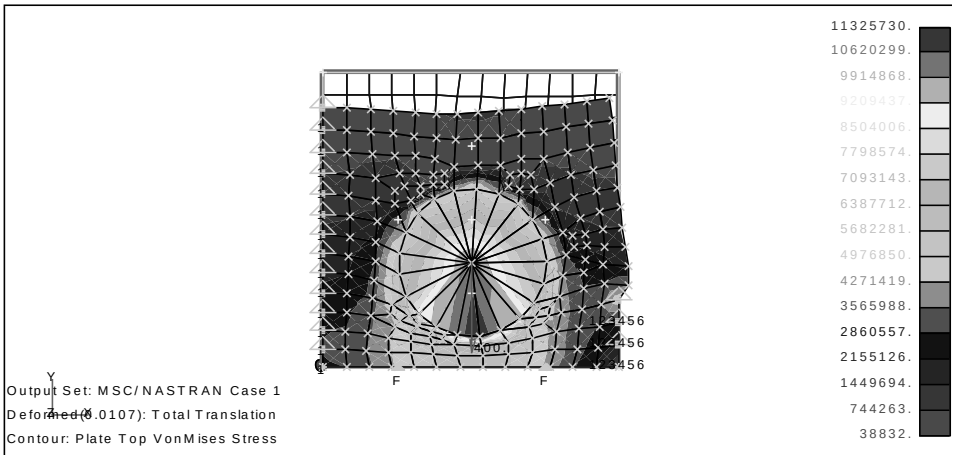


Рис.10. Распределение максимальных эквивалентных напряжений по поперечному сечению резиновой матрицы под крайним тросом при h = 0,25 Н

На рис.10, 11 представлена увеличенная картина распределения $\sigma_{э\ max}$ в наиболее нагруженном участке резины под тросом с указанием номеров к.э. и численных значений напряжений в них. Максимальное значение напряжения $\sigma_{э\ max}$ = 6,96 МПа достигло под тросом в к.э. №141. По толщине резинового слоя под тросом от периметра сечения троса к поверхности барабана напряжения убывают на 13,5% с 6,96 МПа (к.э. №141) до 6,02 МПа (к.э. №143)

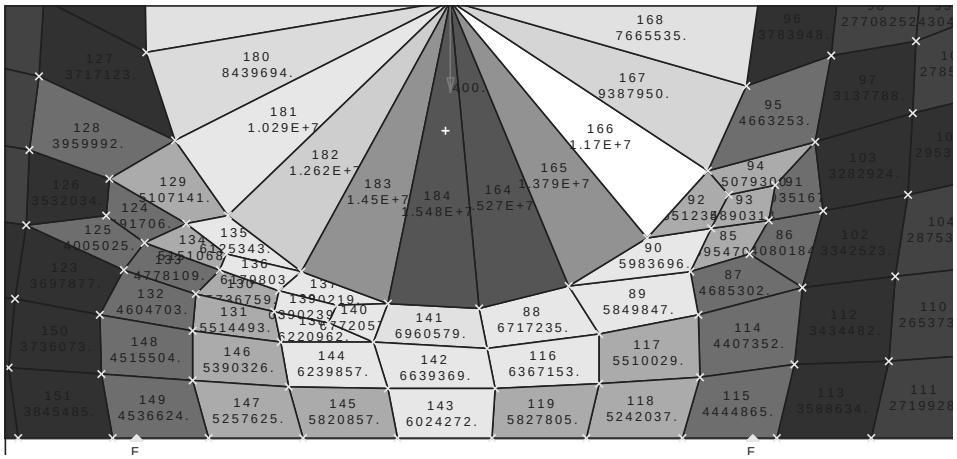


Рис.11. Увеличенная картина распределения $\sigma_{э\ max}$ в наиболее нагруженном участке резины под тросом с указанием номеров к.э. и численных значений напряжений в них

На рис. 12, 13 представлена картина распределения максимальных касательных напряжений в поперечном сечении РТК вокруг крайнего троса при h = 0,25 Н.

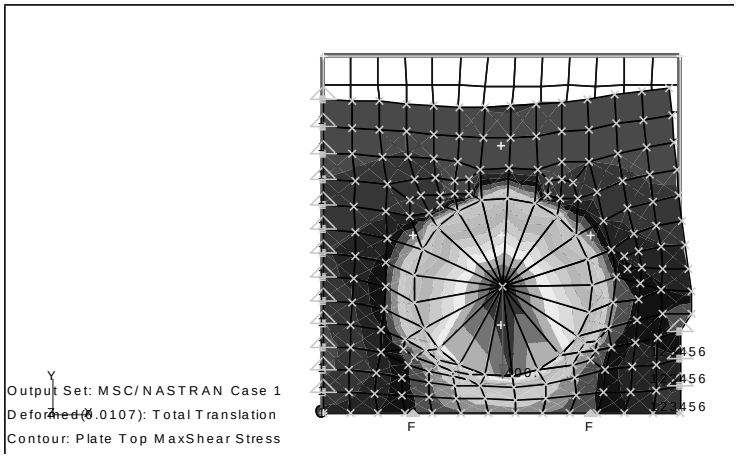


Рис.12. Общая картина распределения максимальних касательных напряжений в резине в поперечном сечении РТК вокруг крайнего троса при h = 0,25 Н

Наибольших значений τ_{max}= 2,79 МПа (к.э. №135), τ =2,67 МПа (к.э. 136) и τ = 2,6 МПа (к.э. №92) напряжения достигают в элементах, расположенных симметрично относительно вертикальной оси симметрии троса под углами $25\text{-}26^0$ (напротив желтых треугольных элементов в сечении троса).

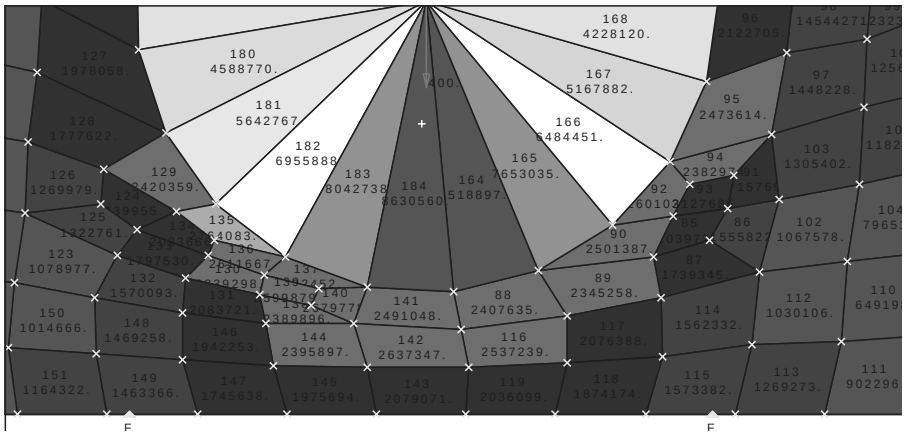


Рис.13. Увеличенная картина распределения τ_{max} в резиновой матрице под крайним тросом с указанием номеров к.э. и значений касательных напряжений в них

На рис. 14 представлена конечно-элементная сетка поперечного сечения РТК вокруг крайнего троса при высоте реборды барабана h = 0,5 Н.

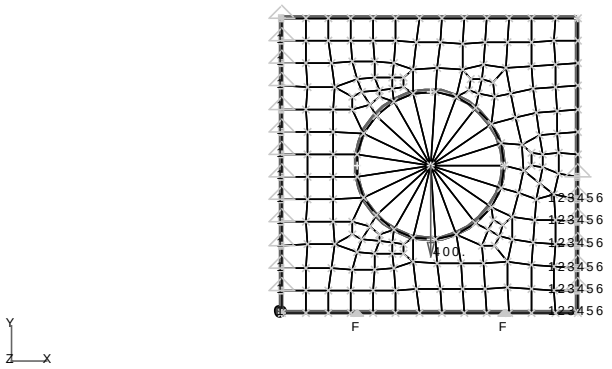


Рис.14. Конечно-элементная сетка поперечного сечения РТК вокруг крайнего троса при h = 0,5 Н

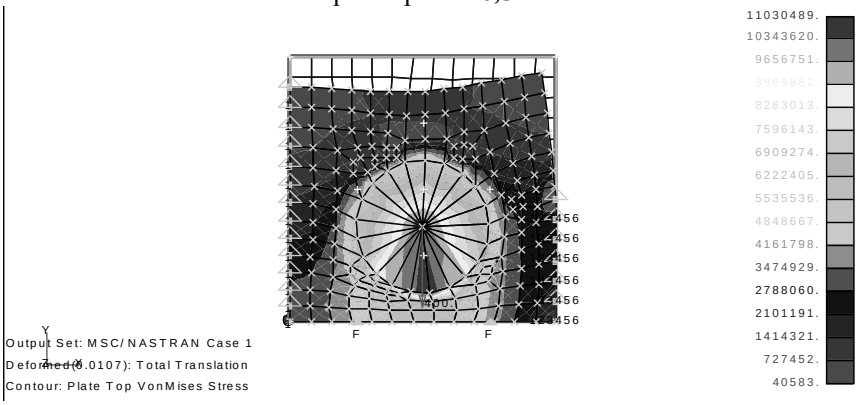


Рис.15. Распределение максимальных эквивалентных напряжений по поперечному сечению резиновой матрицы под крайним тросом при h = 0,5 Н

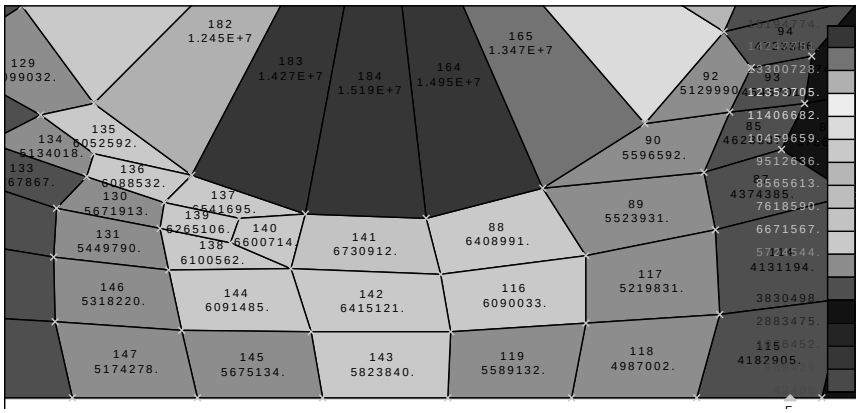


Рис.16. Увеличенный рисунок распределения максимальных эквивалентных напряжений в поперечном сечении РТК вокруг крайнего троса при h = 0,5 Н

Наибольшее значение $\sigma_{э\,max}$ = 6,73 МПа в резине под тросом (к.э. № 141).

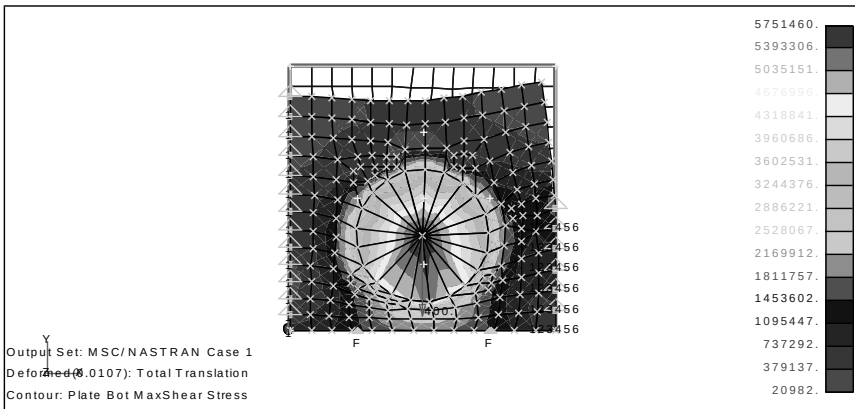


Рис.17. Общая картина распределения максимальных касательных напряжений по поперечному сечению РТК вокруг крайнего троса при h= 0,5 Н

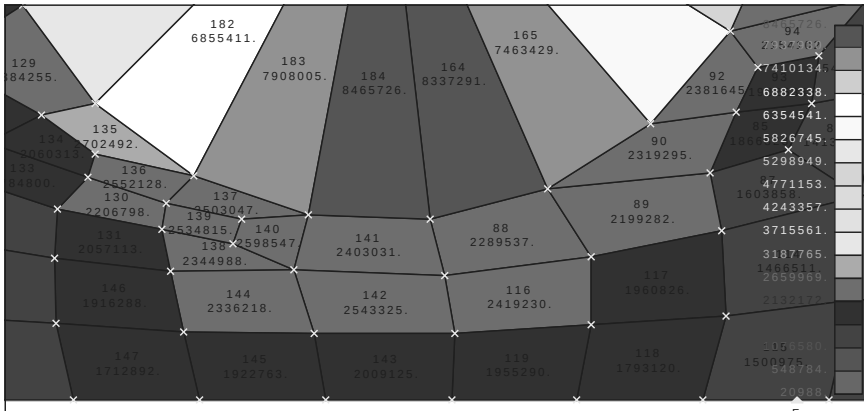


Рис.18. Увеличенный рисунок распределения в резине вокруг крайнего троса максимальных касательных напряжений при h = 0,5 Н

Следует отметить, что со стороны расположения реборды барабана h = 0,5 Н касательные напряжения в резине снизились, так в к.э. № 92 τ_{max} = 2,38 МПа при (при h = 0 в этом к.э. τ_{max} = 2,38 МПа).

Значение максимальных эквивалентных и касательных напряжений в резиновой матрице под средним и крайним тросами

Таблица 1

h	Крайний трос			Средний трос		
	$\sigma_э$ к.э.№141	τ_{max}		$\sigma_э$ к.э.№141	τ_{max}	
		к.э.№135	к.э.№92		к.э.№135	к.э.№92
0	7,42	3,05	2,93	6,95	2,58	2,58
0,25 Н	6,96	2,79	2,60	6,95	2,58	2,58
0,5 Н	6,73	2,70	2,38	6,96	2,58	2,58

Выводы

1. Высота реборды барабана h не должна превышать 0,5 Н, дальнейшее увеличение высоты реборды не обеспечивает соприкосания с резиной РТК при нагружении.
2. Наличие реборды h = 0,5Н приводит к уменьшению уровня наибольших эквивалентных напряжений в резине под крайним тросом с 7,42 до 6,73 МПа, т.е. на 9,3% и снижение уровня наибольших касательных напряжений с 3,05 до 2,70, т.е. на 11,5%.
3. В резиновой матрице под крайним тросом РТК со стороны реборды уровень максимальных касательных напряжений (конечный элемент №92) снижается с 2,93 до 2,38 МПа, т.е. на 19%.
4. При наличии реборды высотой h = 0,5 Н уровни наибольших эквивалентных и касательных напряжений в резиновой матрице под средними и крайними тросами становятся одинаковыми и резиновую матрицу можно считать равнопрочной по ширине РТК.

Badania drutów lin nośnych produkcji polskiej i zagranicznej stosowanych w polskich górniczych wyciągach szybowych

Eugeniusz Hadasik, Magdalena Jabłońska – Politechnika Śląska, **Janusz Pypłacz** – Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego w Lędzinach

1. Wprowadzenie

Zgodnie z załącznikiem nr 1 do rozporządzenia Prezesa Rady Ministrów z dnia 30.04.2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów (...) – (Dz.U. Nr 99, poz. 1003, z 2005 r., liny wyciągowe nie wymagają dopuszczenia Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego do stosowania w górniczych wyciągach szybowych. Brak właściwej Dyrektywy szybowej, funkcjonowanie od 2003 r. ustawy o normalizacji, a w ślad za tym brak wykazu norm do obowiązkowego stosowania w polskim górnictwie węglowym oraz wyżej wymienione rozporządzenie powoduje, że liny wyciągowe mogą być produkowane według uzgodnionych pomiędzy wytwórcą i odbiorcą Warunków Technicznych Wykonania i Odbioru (np. normy przedmiotowe i wykonawcze, takie jak: PN-EN 12385; PN-ISO 3154; PN-86/G-46600; DIN 21254 itp.). Taki stan prawny generował obawy zarówno właściwych organów nadzoru górniczego, użytkowników lin wyciągowych, jednostek rzeczoznawczych i kontrolno-pomiarowych oraz jednostek naukowo-badawczych, co do zagwarantowania wysokiej trwałości eksploatacyjnej lin wyciągowych:

- nowych i nie sprawdzonych konstrukcji lin produkowanych przez dotychczas sprawdzonych wytwórców lin,
- dotychczas stosowanych i sprawdzonych konstrukcji lin produkowanych przez dotychczas nie sprawdzonych wytwórców lin, zarówno z krajów Unii Europejskiej i spoza Unii Europejskiej,
- lin konstrukcji dotychczas nie stosowanych w polskich wyciągach szybowych wykonanych przez dotychczas nieznanych wytwórców.

2. Wymagania stawiane drutom stalowym lin wyciagowych

Materiałem wyjściowym do produkcji drutów linowych jest walcówka ze stali węglowej o zawartości podstawowych pierwiastków chemicznych w granicach: C(0,35-0,95)%; Mg(0,3-0,6)%; Al, Cr, Ko, Cu, Mo, V, do 0,5%; P, S, w ilościach śladowych [10]; Si(0,17-0,37) [2].

Druty linowe po prawidłowym procesie ciągnienia z międzyoperacyjnym patentowaniem powinny posiadać pasmową strukturę perlityczną [6, 10, 9]. Wraz ze wzrostem zawartości węgla wzrasta udział perlitu w stosunku do ferrytu w strukturze oraz wytrzymałość drutów na rozciąganie [1, 7, 9]. Jest to zjawisko pożądane, ale niestety towarzyszy mu spadek własności plastycznych, sprężystości oraz wytrzymałości zmęczeniowej drutów [1, 4, 10].

Wytrzymałość zmęczeniowa liny nośnej zależy od następujących czynników:

- optymalnego doboru konstrukcji liny do warunków jej eksploatacji,
- wykonania drutów, splotek i liny,
- doboru składu chemicznego walcówki i procesu technologicznego wykonania drutów celem zagwarantowania dobrych własności mechanicznych i plastycznych drutów liny,
- czystości struktury, tj. brak wad materiałowych typu: pozostałości jamy usadowej, rzadzizny, wtrąceń niemetalicznych i metalicznych.

3. Cel badań

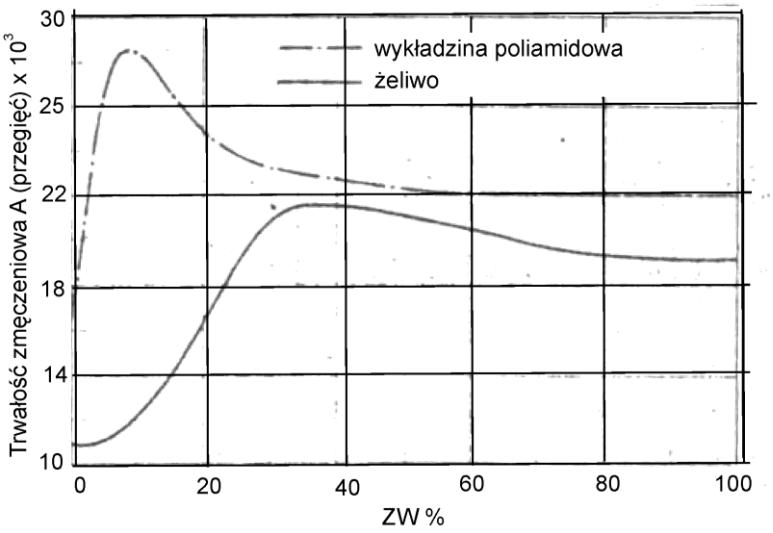
Celem badań było określenie wpływu struktury drutów na własności mechaniczne i eksploatacyjne lin wyciągowych pracujących lub przewidzianych do zabudowy w polskich górniczych wyciągach szybowych. W tym celu z wyselekcjonowanych lin wycięto po kilka drutów zewnętrznych, które poddano badaniom metalograficznym, mikrotwardości i analizie składu chemicznego. Próbki z przedmiotowych lin oznaczono numerami od 1÷4. Wyniki badań skorelowano z własnościami mechanicznymi wyznaczonymi u wytwórców podczas odbiorów technicznych lin dokonanych przez rzeczoznawców Centrum Badań i Dozoru Urządzeń Górniczych.

Podstawowymi kryteriami wyboru próbek do badań były:

- klasa wytrzymałości drutów z lin na poziomie 1570 MPa, próbki nr 1, 2, 3 wyprodukowanych przez polskiego wytwórcę i wytwórcę z kraju tzw. Starej Unii Europejskiej,
- klasa wytrzymałości drutów liny wyprodukowanej przez polskiego wytwórcę z drutów importowanych w klasie wytrzymałości 2160 MPa (próbka nr 4) dostarczonych z firmy „Drahtwerk DWK Koln”,
- klasa wytrzymałości drutów 1570MPa z liny okrągłosplotlowej o splotkach kompaktowanych.

Stopień odkształcenia splotek w procesie kompaktowania powinien być uzależniony od warunków eksploatacji liny nośnej. Dla lin współpracujących z kołami pędnymi i kołami kierującymi wyposażonymi w odpowiednią wykładzinę stopień odkształcenia splotek powinien kształtować się na poziomie 8%. Dla lin współpracujących z kołami pędnymi i kołami kierującymi nie wyposażonymi w odpowiednią wykładzinę odkształcenie splotek powinno kształtować się na poziomie 20% (rys. 1) [5].

Liny o splotkach kompaktowanych powinny charakteryzować się zwiększoną odpornością zmęczeniową związaną ze zmniejszonymi wielkościami naprężeń stykowych drutów zewnętrznych splotek z kołami kierującymi, jak i pomiędzy sąsiednimi warstwami drutów w splotkach.



Rys.1. Wpływ stopnia odkształcenia splotek kompaktowanych na trwałość zmęczeniową lin stalowych [5]

4. Oznaczenie próbek lin pobranych do badań

Próbka nr 1

Druty zewnętrzne z liny wyciągowej nośnej

54 ZBB 6V(18+12+6)+FC-1570 ZZ PN-66/G-46602
oznaczenie liny według PN-OSO 3578

54,0 -6(6+12+18)+A_0 –Z/z-g-1570
oznaczenie liny według PN-68/M-80200

Konstrukcja liny	6(18x2,80+12x2,78+3x1,30+6x2,50)+FC
Nominalny przekrój poprzeczny liny	1278,0 mm^2
Nominalna siła zrywająca druty liny	2006,46 kN
Wyznaczona sumaryczna siła zrywająca druty liny	2139,80 kN
Wyznaczona rzeczywista siła zrywająca linę w całości	1964,00 kN
Skład chemiczny walcówki użytej do produkcji drutów	C-0,84%,Mg-0,60%,Si-0,23%, P-0,014%,S-0,013%
Protokół odbioru technicznego liny	Nr 99/S/04 z dnia 04.06.2004 r.
Wytwórca liny	„CZG-STAL” sp. z o.o. Zakład Produkcyjny w Sosnowcu

Lina aktualnie jest eksploatowana w górniczym wyciągu szybowym o natężeniu ruchu w granicach 350÷400 wyciągów na dobę i osiągnęła jednostkowy wskaźnik pracy powyżej 6400 MNm/kg z liczbą pękniętych drutów zewnętrznych 43 szt. nie tworzących skupisk w strefie wpływu uszkodzenia.

Próbka nr 2

Druty zewnętrzne z liny wyciągowej nośnej
o splotkach kompaktowanych 52 6xK 36 WS 1570 B s S PN-EN 12385-6
oznaczenie liny według PN-EN 12385

Konstrukcja liny	6(1x3,49+7x2,62+7x2,54+7x1,96+14x3,16)+FC
Nominalny przekrój poprzeczny liny	1282,2 mm^2
Nominalna siła zrywająca druty liny	1757,0 kN
Wyznaczona sumaryczna siła zrywająca druty liny	1742,0 kN
Wyznaczona rzeczywista siła zrywająca linę w całości	15230 kN
Skład chemiczny walcówki użytej do produkcji drutów	brak danych wytwórcy liny
Protokół odbioru technicznego liny	Nr 43/K/2010

Wytwórca liny: „A" z kraju tzw. Starej Unii Europejskiej.

Próbka nr 3

Druty zewnętrzne z liny wyciągowej nośnej okrągłosplotlowej
54-6x36WV +FC s/Z –g-n-1570
według DIN 21254 cz.1 i 10

Konstrukcja liny	6(1x2,70+6x2,62+6x2,75/6x2,07+16x2,75)+FC
Nominalny przekrój poprzeczny liny	1136,6 mm^2
Nominalna siła zrywająca druty liny	1780,0 kN
Wyznaczona sumaryczna siła zrywająca druty liny	1915,0 kN
Wyznaczona rzeczywista siła zrywająca linę w całości	1665,0 kN
Skład chemiczny walcówki użytej do produkcji drutów	brak danych wytwórcy liny
Protokół odbioru technicznego liny	Nr 74/K/2006

Wytwórca liny: „A" z kraju tzw. Starej Unii Europejskiej.
Eksploatacja liny w wyciągu szybowym charakteryzowała się mniejszą niż można było się spodziewać trwałością zmęczeniową. Po kilkunastomiesięcznej eksploatacji liny na odcinku 1 m stwierdzono 17 pękniętych drutów zewnętrznych. Charakter przełomów pękniętych drutów nie odpowiadał typowym przełomom natury zmęczeniowej lecz przejawiał zmęczeniowe przełomy typowe dla drutów z wewnętrznymi wadami strukturalnymi.

Próbka nr 4

Druty zewnętrzne z liny wyciągowej nośnej okrągłosplotlowej
38-3(SM)x7-WSC 2160 B z S PN-EN 12385
38-34x7+A_t-z/s-M-g-2160-FWT-96/L-09

Konstrukcja liny	17(6x1,85+1x1,90)+11(6x1,85+1x1,90)+6(6x1,85+1x1,90)+1(1,20+6x1,90)
Nominalny przekrój poprzeczny liny	664,0 mm^2
Nominalna siła zrywająca druty liny	1434,2 kN

Wyznaczona sumaryczna siła zrywająca druty liny	1501,36 kN
Wyznaczona rzeczywista siła zrywająca linę w całości	1148,0 kN
Skład chemiczny walcówki użytej do produkcji drutów	brak danych wytwórcy liny
Protokół odbioru technicznego liny	Nr 33/S/99 z dnia 06.03.2009 r.
Wytwórca liny	„POLSKIE LINY” sp. z o.o. Zakład Produkcyjny w Sosnowcu
	Druty wykonane przez firmę DRAHTWERK DWK Kőln
Skład chemiczny walcówki użytej do produkcji drutów	C-0,92%,Mg-0,64%,Si-0,24%, P-0,07%,S-0,008%

5. Analiza własności mechanicznych drutów z lin (1-4) określonych w ramach prób odbiorczych lin

Odbiory techniczne przedmiotowych lin wykonano u wytwórców zgodnie z przyjętą i stosowaną w Centrum Badań i Dozoru Urządzeń Górniczych instrukcją odbioru technicznego lin wyciągowych Nr DM/MRS/10-9.

Wytrzymałość na rozciąganie drutów zewnętrznych w splotkach

Tabela 1

Numer próbki	Ø drutu zew. [mm]	Klasa R_m [MPa]	WT odbioru liny	Wytrzymałość [MPa]					
				Nominalna	Średnia	Minimalna	Maksymalna	Wym. zakres	Odch. Stand.
1	2,80	1570	PN-ISO 3154	1570	1676	1609	1772	1570 1890	4,01
2	3,16	1570	PN-EN 12385	1570	1326	1290	1360	1320 1630	14,1
3	2,75	1570	DIN 21254	1570	1685,6	1650	1720	1570 1890	19,3
4	1,85	2160	PN-EN 12385	2160	2252	2215	2305	-	1,97

Siła zrywająca druty zewnętrzne

Tabela 2

Numer próbki	Ø drutu zew. [mm]	Klasa R_m [MPa]	WT odbioru liny	Siła zrywająca [daN]					
				Nominalna	Średnia	Minimalna	Maksymalna	Wym. zakres	Odch. Stand.
1	2,80	1570	PN-ISO 3154	966,2	1031,2	990	1090	966 1968	25,0
2	3,16	1570	PN-EN 12385	1231,0	1041,7	1017	1070	1035 1278	10,89
3	2,75	1570	DIN 21254	932,0	1001,7	982	1021	932 1087	10,94
4	1,85	2160	PN-EN 12385	580,3	605,9	596	620	nie dotyczy	5,3

Liczba skręceń drutów zewnętrznych

Tabela 3

Numer próbki	Ø drutu zew. [mm]	Klasa R_m [MPa]	WT odbioru liny	Liczba skręceń				
				Średnia	Minimalna	Maksymalna	Wym. według WT	Odch. Stand.
1	2,80	1570	PN-ISO 3154	29,9	28	32	26	1,23
2	3,16	1570	PN-EN 12385	35,7	31	43	-	2,24
3	2,75	1570	DIN 21254	40,6	38	43	26	2,16
4	1,85	2160	PN-EN 12385	23,9	20	28	17	2,49

Liczba przegięć drutów zewnętrznych

Tabela 4

Numer próbki	Ø drutu zew. [mm]	Klasa R_m [MPa]	WT odbioru liny	Liczba przegięć				
				Średnia	Minimalna	Maksymalna	Wym. Według WT	Odch. Stand.
1	2,80	1570	PN-ISO 3154	12	11	14	9	0,86
2	3,16	1570	PN-EN 12385	20,5	14	26	-	2,7
3	2,75	1570	DIN 21254	10,3	10	11	10	0,48
4	1,85	2160	PN-EN 12385	14,8	12	17	7	1,47

Wyniki odbiorów znajdują się w aktach wytwórcy lin i CBiDGP – ORiDUG w Mysłowicach. Analizę własności mechanicznych drutów zewnętrznych splotek lin przedstawiono w tabelach 1 do 4.

6. Technologia wykonania badań

Z próbek drutów zewnętrznych lin od 1 do 4 wykonano zgłady wzdłużne i poprzeczne celem określenia struktury. Badania metalograficzne przeprowadzono przy użyciu mikroskopu elektronowego skaningowego Hitachi S-4200. Obserwację struktury przeprowadzono z wykorzystaniem techniki SE. Zgłady metalograficzne przygotowano zgodnie z następującą procedurą:

a) przecinanie próbek na przecinarce tarczowej precyzyjnej firmy BUEHLER PLUS typu ISOMET 5000 chłodzonej wodą, z prędkością posuwu 1 m/min, prędkością obrotową 5500 obrotów/min, materiał tarczy – korund,

b) inkludowanie w masie żywicznej DURAKRYL PLUS (proszek rozpuszczony w rozpuszczalniku),

c) oznakowanie wytypowanych do badań próbek,

d) szlifowanie na urządzeniu do szlifowania firmy STRAUERS typu KNUTH ROTOR chłodzonym wodą na tarczach ściernych o czterech stopniach gradacji: 120, 320, 500, 800,

e) polerowanie na urządzeniu firmy STRAUERS typu LABO POL-5 na tarczach ściernych diamentowych o trzech różnych stopniach gradacji: 6 μm, 3 μm i 1 μm z użyciem zawiesiny do polerowania firmy STRAUERS,

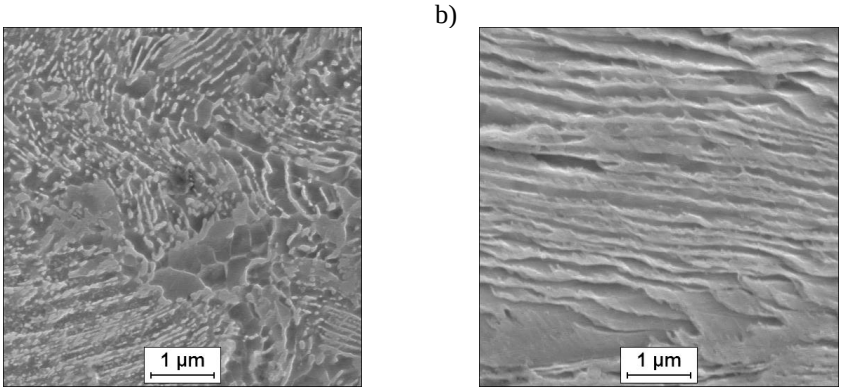
f) trawienie próbek środkiem trawiącym: 5% Natal (HNO_3 + alkohol metylowy).

Pomiar twardości wykonano na twardościomierzu ZWICK. Odczytu wyników dokonano za pomocą programu komputerowego Zwick Pl-sowtware. Pomiar wykonano metodą Vickers'a przy obciążeniu 3 kg. Do pomiaru twardości użyto tych samych próbek, co do badań mikroskopowych. Badania wykonano w Katedrze Nauki o Materiałach Politechniki Śląskiej w Katowicach.

7. Wyniki badań

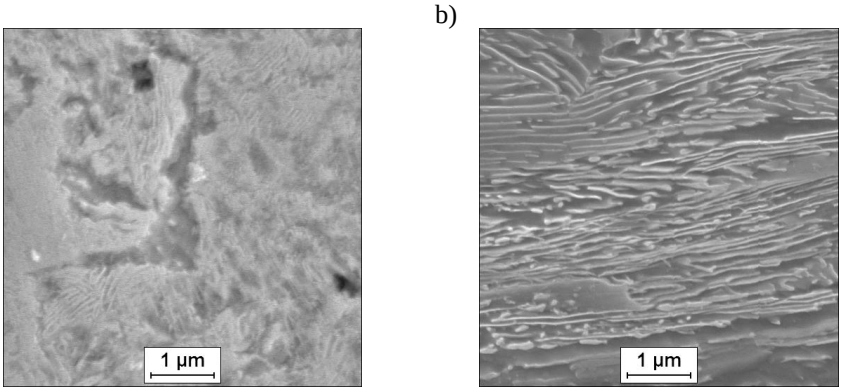
Strukturę badanych stali, z których wykonano druty lin od 1 do 4 przedstawiono na rysunkach 2 do 5. Próbka nr 1 charakteryzowała się jednorodną strukturą perlityczną o charakterystycznym układzie pasmowym, co ujawniono na zgładach wzdłużnych, charakterystyczną dla stali eutektoidalnej po procesie ciągnienia bez istotnych wad materiałowych typu wtrącenia niemetaliczne, pozostałości jamy usadowej i rzadzizny. Próbka nr 2 również charakteryzowała się pasmową strukturą perlityczną jednak o mniejszej jednorodności. W próbce nr 3 obserwowano obszary drobnego perlitu jednak ujawniono również drobne zawalcowania stanowiące wady materiałowe oraz drobne wydzielenia wtrąceń niemetalicznych. W próbce nr 4 obserwowano drobną strukturę perlitu również o budowie pasmowej bez widocznych wad i wydzieleń.

a) b)



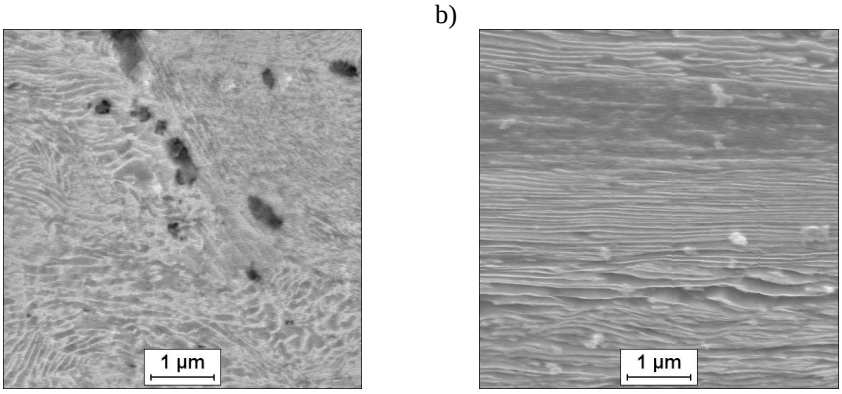
Rys.2. Mikrostruktura stali - próbka nr 1: a) zgład poprzeczny, b) zgład wzdłużny

a) b)



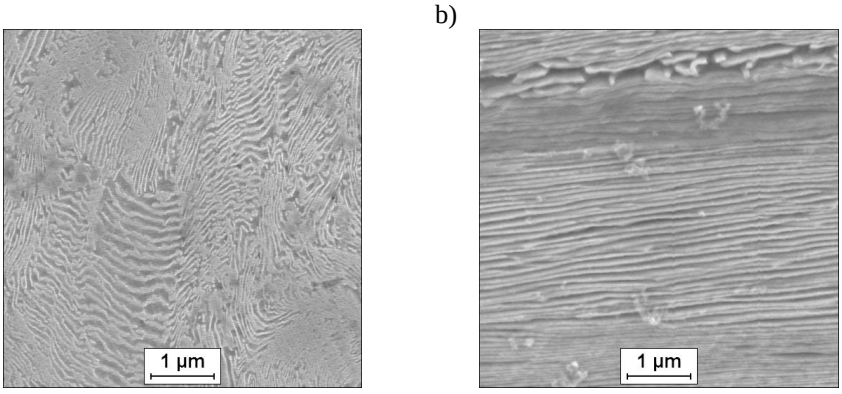
Rys.3. Mikrostruktura stali - próbka nr 2: a) zgład poprzeczny, b) zgład wzdłużny

a) b)



Rys.4. Mikrostruktura stali - próbka nr 3: a) zgład poprzeczny, b) zgład wzdłużny

a) b)



Rys.5. Mikrostruktura stali - próbka nr 4: a) zgład poprzeczny, b) zgład wzdłużny

Wyniki przeprowadzonych pomiarów twardości przedstawiono w tabelach 5 i 6. Najwyższą twardość wykazywała próbka nr 1 i 4 odpowiednio na przekroju poprzecznym 512 HV 3 i 560 HV 3. Nieco odmienne wartości otrzymano na przekroju wzdłużnym dla próbki nr 1, której twardość HV 3 wyniosła 430. Próbka 3 również charakteryzowała się bardzo wysoką twardością rzędu 460 HV 3 zarówno mierzoną na przekroju poprzecznym, jak i wzdłużnym. Najniższą twardość wykazywała próbka nr 2, której twardość HV 3 na przekroju poprzecznym wyniosła 398, a na przekroju wzdłużnym 385.

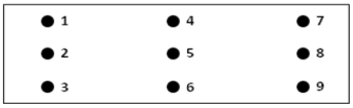
Propozycją jest zastosowanie do produkcji lin wyciągowych stali o strukturze dwoisto-fazowej ferrytyczno-martenzytycznej, wykazującej po uprzednio przeprowadzonej, specjalnej obróbce cieplnej przed końcowym ciągnieniem wysokich własności mechanicznych drutów przy zagwarantowaniu dobrych własności plastycznych określonych liczbą przegięć i skręceń [3].

Odpowiedni dobór składu chemicznego, specjalistycznej obróbki termicznej przed końcowym procesem ciągnienia pozwala na uzyskanie struktury martenzytyczno-ferrytycznej. Są to stale mikroskopowe dwoisto-fazowe (D-P)

lub stale TRIP o wysokiej plastyczności z austenitem szczątkowym, umacniane w wyniku przemiany austenitu szczątkowego w martenzyt w procesie kształtowania. Struktury tego typu wykonuje się w wyniku zabiegów obróbki cieplnej lub cieplno-plastycznej przeprowadzanej w zakresie temperatur przemiany ($\alpha+\gamma$) w połączeniu z szybkim chłodzeniem wyrobu po obróbce cieplnej przed końcową operacją ciągnienia drutu na końcowy wymiar [8, 3] (rys. 6).

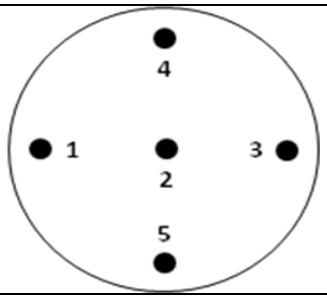
Wyniki pomiarów twardości HV3 na zgładach wzdłużnych dla próbek od 1 do 4

Tabela 5

Numer kolejnego pomiaru	Numer próbki				Sposób pomiaru
	Pomiar nr 1	Pomiar nr 2	Pomiar nr 3	Pomiar nr 4	
1	503	403	444	494	
2	482	358	460	476	
3	536	398	458	456	
4	500	393	463	594	
5	514	406	472	610	
6	513	401	479	579	
7	507	404	452	611	
8	529	410	485	607	
9	527	410	482	614	
Średnia twardość	**512**	**398**	**466**	**560**	
Odchylenie standardowe	**16,75**	**16,00**	**14,19**	**65,16**	

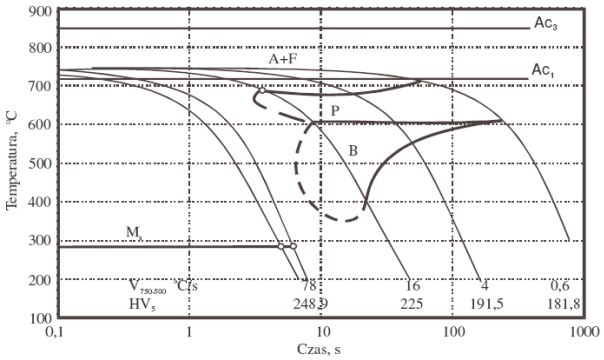
Wyniki pomiarów twardości HV3 na zgładach poprzecznych dla próbek od 1 do 4

Tabela 6

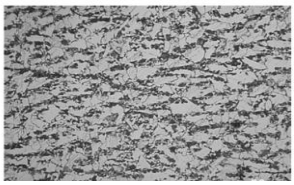
Numer kolejnego pomiaru	Nr próbki				Sposób pomiaru
	Pomiar nr 1	Pomiar nr 2	Pomiar nr 3	Pomiar nr 4	
1	438	313	441	524	
2	432	387	435	553	
3	414	407	459	524	
4	426	412	468	564	
5	442	406	445	557	
Średnia twardość	**430**	**385**	**450**	**544**	
Odchylenie standardowe	**10,99**	**41,36**	**13,56**	**19,03**	

Badania możliwości zastosowania stali D-P prowadzone w Katedrze Technologii Materiałów Politechniki Śląskiej wykazały, że dobór wyjściowego składu chemicznego walcówki, odpowiednio prowadzonej obróbki cieplno-plastycznej drutów ze stali D-P po końcowym etapie ciągnienia, przy odkształceniu rzeczywistym $\varphi = 0{,}624$, może prowadzić do osiągnięcia wytrzymałości

drutów na rozciąganie do 2260 MPa, [3] i charakteryzować się pasmową strukturą ferrytyczno-martenzytyczną (rys. 7), wykazując wymagane własności plastyczne określone liczbą przegięć i skręceń.



Rys.6. Wykres CTPc stali D-P



Rys.7. Struktura stali (α+γ)

8. Wnioski

1. Druty wszystkich próbek lin od 1 do 4 charakteryzują się właściwą po procesie ciągnienia pasmową strukturą w większości perlityczną.
2. Struktura drutów z liny wykonanych przez polskiego wytwórcę nie wykazuje istotnych wad materiałowych widocznych na zgładach poprzecznych. Niskie wartości odchyleń standardowych wytrzymałości na rozciąganie drutów z liny nr 1. oraz brak istotnych wad materiałowych wpływa na wysoką trwałość zmęczeniową eksploatowanej liny, która podczas eksploatacji osiągnęła wskaźnik pracy na poziomie 6400 MNm/kg.
3. Struktury drutów lin (2-3) charakteryzują się wadami materiałowymi widocznymi na fotografiach zgładów poprzecznych drutów. Wady te spowodowały mniejszą od spodziewanej, trwałość zmęczeniową liny nr 3 podczas eksploatacji.
4. Pomimo występowania wad materiałowych w próbkach lin (2-3) własności mechaniczne drutów odpowiadały wymaganiom wynikającym z Warunków Technicznych Wykonania i Odbioru przedmiotowych lin.

Literatura

1. Golis B., Pilarczyk J., Miskalski Z., Błażejowski Z.: Liny stalowe. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, 2006.
2. Grabka R., Mateja S., Pypłacz J.: Wymagania stawiane drutom z lin górniczych. Opracowanie CLB KWK „Ziemowit", 1988 r. (nie publikowane).
3. Grosman F., Halaczek D., Herian J., Hernas A., Steininger Z.: Analiza możliwości zastosowania stali D-P na liny nośne górniczych urządzeń wyciągowych. Sprawozdanie nr NB-367/RM-2/88 Instytutu Inżynierii Mate-

riałowej Politechniki Śląskiej wykonane na zlecenie Centralnego Laboratorium Badawczego KWK „Ziemowit".

4. Hankus J:. Budowa i własności lin stalowych. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 1990.
5. Hansel J., Kacprzak J., Stachurski J.: Liny o powierzchniowym styku drutów – badania wpływu stopnia zgniotu splotek na własności wytrzymałościowe oraz eksploatacyjne lin stalowych. Przegląd Mechaniczny SIMP, rok wyd. XXXIII. Zeszyt 16/74.
6. Kawecki Z., Stachurski J.: Defektoskopia magnetyczna lin stalowych. Wydawnictwo „Śląsk", Katowice 1969.
7. Kowalczyk J., Steininger Z.: Liny stalowe. Wydawnictwo „Śląsk", Katowice 1979.
8. Lis A.K., Kolan C.: Przemiany fazowe i mikrostruktura stali 18Mn chłodzonej z zakresu (α-γ). Instytut Inżynierii Materiałowej Politechniki Częstochowskiej.
9. Staub F., Adamczyk J., Cieślak Ł., Gubała J., Maciejny A.: Metaloznawstwo. Wydawnictwo „Śląsk", Katowice 1979.
10. Tytko A.: Eksploatacja lin stalowych. Wydawnictwo „Śląsk", sp. z o.o. Wydawnictwo Naukowe, Katowice 2003.

Eksploatacja lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych ZEP

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz – Politechnika Śląska, **Janusz Lajblich** – Firma Sil-Trade sp. z o.o., **Stefan Mateja** – emerytowany pracownik CBiDGP w Lędzinach

1. Wstęp

W górniczych urządzeniach wyciągowych do lat 70. ubiegłego wieku jako liny wyrównawcze stosowano najczęściej liny płaskie szyte. Mankamenty tych lin, a mianowicie duża podatność na działanie korozji, pęknięcia splotek zszywających podczas eksploatacji w wyniku ich przecierania się o belki stacji zwrotnej i działanie korozji, niemożliwość zastosowania defektografów magnetycznych do oceny stanu liny oraz częściowo ręczna, a przez to nieekonomiczna ich produkcja spowodowały, że w wielu krajach prowadzono prace nad opracowaniem nowych konstrukcji lin wyrównawczych płaskich [1÷5].

Znacznym postępem w konstrukcji lin stalowych płaskich było zastosowanie nitów w miejsce splotek zszywających [3]. Przyczyniło się to do całkowitej mechanizacji produkcji lin płaskich stalowych, poprawienia ich jakości, lecz nie wyeliminowało oddziaływania na nie korozji oraz niemożliwości magnetycznej kontroli tych lin. Postępem w rozwoju konstrukcji lin wyrównawczych, było zastosowanie lin okrągłych nieodkrętnych głównie o dwu lub trzech warstwach splotek. Liny te całkowicie produkowane maszynowo według różnych konstrukcji i technologii stosowanych w świecie mimo znacznego wzrostu ich trwałości nie wykazują zadowalającej żywotności w urządzeniach wyciągowych o silnym działaniu korozyjnym środowiska szybowego.

Dalszym postępem w rozwoju konstrukcji lin wyrównawczych okrągłych głównie ukierunkowanym na ich ochronę antykorozyjną było zastosowanie na linie powłoki gumowej lub z odpowiedniego tworzywa sztucznego, ewentualnie umieszczania całych splotek w linie w elastycznej masie plastycznej [4]. Mimo tego liny wyrównawcze okrągłe cechują się jednak pewnymi mankamentami, a mianowicie posiadają zawsze pewną odkrętność i znacznie większą sztywność na zginanie, co wpływa na gruszkowaty kształt pętli oraz wymagają konieczności stosowania bardziej skomplikowanych konstrukcji zawieszeń i stacji zwrotnych. Liny okrągłe wymagają również stosowania głębokich rząpi. Ponieważ najczęstszą przyczyną przedwczesnego wycofania lin wyrównawczych płaskich stalowych jest korozja, prace nad zwiększeniem ich trwałości ukierunkowane były głównie na zwiększenie ich odporności na działanie korozji. Można to było osiągnąć jedynie poprzez zastosowanie odpowiednich powłok ochronnych [9].

W celu zabezpieczenia lin płaskich przed korozją analizowano zastosowanie pokryć polimerowych, które jednocześnie powinny wiązać oddzielne elementy liny (liniska) bez zastosowania szycia (splotek zszywających). Wstępne badania

nad wyborem polimerów wykazały, że najlepszym materiałem na pokrycie ochronne lin płaskich jest guma o specjalnym składzie. Przez zastosowanie lin wyrównawczych płaskich stalowych w powłoce gumowej znacznie poprawiono ich trwałość i uzyskano liny o bardzo dużej odporności na działanie korozji.

W kraju pierwsze konstrukcje lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych opracował zespół uczelniano-przemysłowy pod kierunkiem pracowników Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie już w latach 70. ubiegłego wieku. Liny te tzw. drugiej generacji zostały wdrożone do górnictwa krajowego. Są szeroko stosowane w kraju oraz w niektórych krajach za granicą [13÷18]. Inną konstrukcją lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych są liny typu ZEP początkowo produkowane przez firmę SAGPOL z Rybnika a obecnie przez firmę SIL-TRADE z Katowic.

Lina wyrównawcza płaska stalowo-gumowa ZEP eksploatowana może być we wszystkich czynnych górniczych wyciągach szybowych, w których dotychczas stosowane są inne liny wyrównawcze. Dotyczy to też nowo projektowanych wyciągów.

Lina wyrównawcza ZEP, oprócz swojej podstawowej funkcji, jaką jest zrównoważenie masy liny nośnej lub lin nośnych w górniczym wyciągu szybowym, cechuje się ponadto:

- zwiększoną odpornością na korozję w odniesieniu do stalowych lin wyrównawczych,
- dużym bezpieczeństwem eksploatacji z uwagi na możliwość przeprowadzenia okresowych badań magnetycznych za pomocą defektografu i łatwym zlokalizowaniem uszkodzeń mechanicznych w czasie rewizji i badań,
- możliwością takiego doboru siły zrywającej, aby w przypadku ewentualnego awaryjnego zaczepienia liny ZEP w szybie, nie nastąpiło zniszczenie elementów nośnych naczynia wyciągowego oraz jego połączeń,
- małymi kosztami obsługi, gdyż nie zachodzi konieczność przeprowadzania konserwacji uzupełniającej, częstych skracań i wymian lin,
- dużą giętkością, co umożliwia zastosowanie liny w wyciągach szybowych o małej odległości pomiędzy naczyniami wyciągowymi,
- antyelektrostatycznością, co uniemożliwia powstawanie wyładowań iskrowych i preferuje linę do stosowania w warunkach zagrożenia metanowego,
- dużą trwałością, która może osiągnąć 10 i więcej lat.

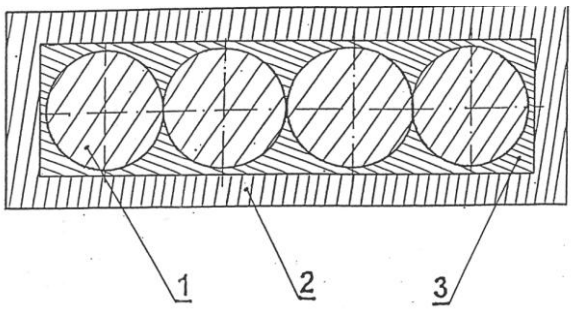
2. Konstrukcje lin wyrównawczych typu ZEP

Producentem lin płaskich typu ZEP do roku 2007 była firma SAGPOL z Rybnika, następnie z Węgierskiej Górki, obecnie liny ZEP produkuje przedsiębiorstwo handlowe SIL-TRADE z Katowic (zakład w Węgierskiej Górce) [22].

Konstrukcja liny typu ZEP przedstawiona jest w polskim patencie PL198603 pod nazwą „Płaska lina stalowo-gumowa”. Symbol ZEP oznacza „zwarta, ekonomiczna, płaska”[10].

Liny wyrównawcze płaskie stalowo-gumowe ZEP składają się z równolegle ułożonych w jednej płaszczyźnie par splotkowych lin stalowych przeciwzwitych o kierunku zwicia lewym i prawym, przylegających do siebie. Splotki dobrane i ustawione są w linie w sposób zapobiegający tworzeniu się większych szczelin, wzajemnemu ocieraniu się lin stalowych o siebie oraz umożliwiający wniknięcie pomiędzy nie gumy w czasie wulkanizacji.

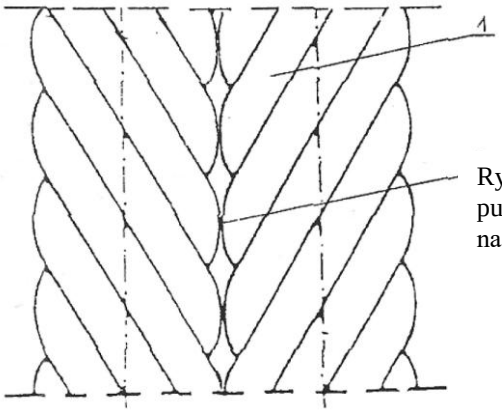
Pary ułożonych lin stalowych zawulkanizowane są na całej długości w dwuwarstwowej powłoce gumowej, przy czym warstwa zewnętrzna wykonana jest z gumy antyelektrostatycznej, trudno palnej i trudno ścieralnej, a warstwa wewnętrzna przylegająca do lin cechuje się dużą przyczepnością (rys. 1).



Rys.1. Przekrój poprzeczny przez płaską linę wyrównawczą stalowo-gumową ZEP

1 – linki stalowe, 2 – mieszanka gumowa trudno zapalna lub trudno palna antyelektrostatyczna, 3 – mieszanka gumowa o dużej przyczepności

Linki stalowe są ułożone równolegle wzdłuż liny ZEP tak, że praktycznie stykają się pomiędzy sobą skokowo-punktowo (rys. 2).



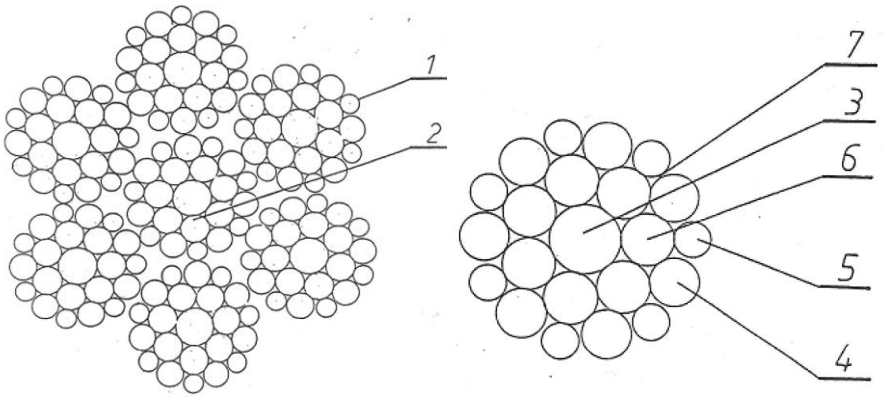
Rys.2. Schemat styku skokowo-punktowego linek stalowych w linach wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych typu ZEP

1 – splotki, 2 – styk punktowy

W zależności od podstawowych wymaganych przez górniczy wyciąg szybowy parametrów technicznych, tj. masy jednostkowej i nominalnej siły zrywającej linę ZEP, stosuje się jedną, dwie, trzy lub cztery pary wyżej opisanych linek stalowych o średnicach nominalnych od 14 mm do 28 mm. W wyciągu

szybowym lina wyrównawcza ZEP łączy dna naczyń wyciągowych lub naczynia wyciągowego i przeciwciężaru poprzez odpowiedniej konstrukcji zawieszenia.

Linki konstrukcji przeciwzwitej o średnicy 14÷28 mm ułożone są parzyście o kierunkach zwicia lewym i prawym. Liczba linek stalowych wynosi 2÷8 szt. Grubość lin płaskich wynosi 31÷39 mm, a szerokość 66÷242 mm. Na linki stalowe zastosowano konstrukcję Warrington W7×22 (inny zapis W6×22+At (Wl×22)). Konstrukcję linki stalowej przedstawiono na rysunku 3. W celu zwiększenia przyczepności gumy do linek, druty linek są ocynkowane i odtłuszczone.



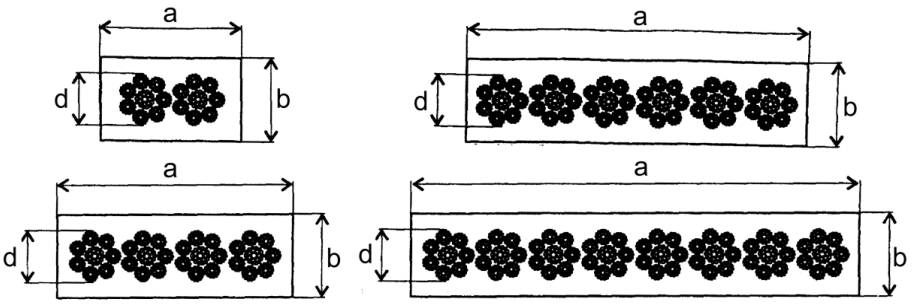
Rys.3. Przekrój poprzeczny liny W7×22 (W6×22+At(Wl×22)

1 – splotka zewnętrzna liny, 2 – splotka rdzeniowa liny, 3 – drut środkowy splotki, 4 – drut większej średnicy warstwy zewnętrznej splotki, 5 – drut mniejszej średnicy warstwy zewnętrznej splotki, 6 – drut warstwy środkowej splotki, 7 – szczelina pomiędzy drutami warstwy zewnętrznej

Linka stalowa W7×22 należy do grupy lin o liniowym styku drutu z rdzeniem metalicznym. Zarówno splotki liny, jak i splotka rdzeniowa są konstrukcji Warrington 1+7+7/7. Liny są konstrukcji przeciwzwitej prawej lub lewej, w której kierunek zwicia drutów splotki rdzeniowej jest zgodny z kierunkiem zwicia liny, natomiast kierunek zwicia drutów w splotkach liny jest przeciwny do kierunku zwicia liny. W kartach technologicznych wykonania lin przewidziano również inny kierunek zwicia drutów splotki rdzeniowej, a mianowicie kierunek zwicia przeciwny do kierunku zwicia liny [21].

W splotce rdzeniowej liny zastosowano druty o większych średnicach niż druty w splotkach warstwy liny, co powoduje, że średnica splotki rdzeniowej jest około 16÷20% większa od średnicy splotki w warstwie linki. Takie wykonanie wpływa na wielkość szczelin między splotkami w warstwie linki, a to z kolei sprzyja korzystniejszemu wypełnieniu tych szczelin przez otaczającą linkę stalową gumę, w efekcie dając wzrost przyczepności gumy do drutów linki, co można uznać za jej bardzo istotną zaletę. W linie zastosowano dwa

rodzaje gumy. Guma wewnętrzna (rdzeniowa) przylegająca do linek stalowych charakteryzuje się dużą przyczepnością do drutów i twardością 65°Sh. Guma zewnętrzna o twardości 70°Sh charakteryzuje się antyelektrostatycznością, odpornością na ścieranie. Obie gumy są trudno palne i mrozoodporne zgodnie z polskimi normami. Typoszereg lin ZEP przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Typoszereg lin wyrównawczych płaskich ZEP

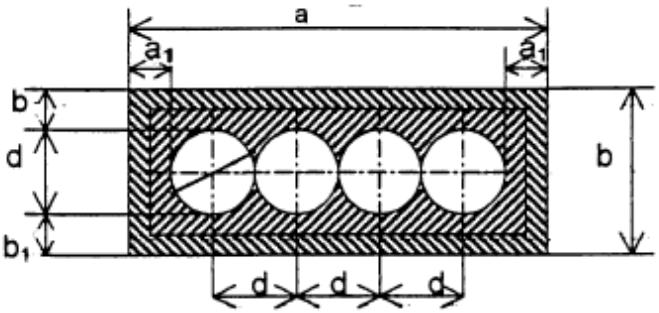
W zależności od potrzeb indywidualnych użytkownika, możliwe jest wykonanie lin o innych wymiarach, przy czym muszą być utrzymane tolerancje wykonania lin ZEP przedstawione na rysunku 5,

gdzie:

a_1 – odległość między linami stalowymi, a płaszczyznami ograniczającymi szerokość lin ZEP, $a_1 \geq 5\ mm\ \frac{+2}{-1,5} mm$,

b_1 – odległość między linkami stalowymi, a płaszczyznami ograniczającymi grubość lin ZEP, $b_1 \geq 4,5\ mm\ \frac{+2}{-1,5} mm$,

d – średnica liny stalowej.



Rys.5. Typoszereg lin wyrównawczych płaskich ZEP

Oznaczenie liny *ZEP–q ZEP–n×d(a×b)Rm*, gdzie:

ZEP – lina wyrównawcza płaska stalowo-gumowa zwarta ze splotkamiW22,

q – masa jednego metra liny ZEP, kg/m,

a – szerokość liny ZEP, mm,

b – grubość liny ZEP, mm,

n – liczba linek stalowych, zawulkanizowanych w linie ZEP,

d – nominalna średnica linek stalowych w linie ZEP, mm,

Rm – wytrzymałość nominalna drutów linek 1370 N/mm^2, 1570 N/mm^2, 1670 N/mm^2 lub inna.

Przykład: 15,1 ZEP–4×26(118×39)–1570 oznacza linę stalowo-gumową zwartą o konstrukcji splotki W22, masie jednostkowej 15,1 kg/m, szerokości 118 mm, grubości 39 mm, posiadającą 4 liny stalowe o średnicy 26 mm, o wytrzymałości nominalnej 1570 N/mm^2.

Parametry techniczne lin ZEP podano w tabeli 1. Teoretyczny współczynnik odkrętności linek stalowych wynosi $k_t = 0{,}80$ *mm* dla linki $d = 14$ *mm* do $k_t = 1{,}57$ *mm* dla liny $d = 28$ *mm*. Współczynnik giętkości $k_g = d/\delta = 12$, gdzie: d – średnica liny, mm, δ – maksymalna średnica drutu w zewnętrznej warstwie splotki w mm. Współczynnik sprawności wytrzymałościowej linki stalowej nie mniejszy niż $\eta = 0{,}82$.

$$\eta = \frac{P_c}{P_n}$$

gdzie:

Pc – rzeczywista siła zrywająca linkę stalową w całości, kN,

Pn – nominalna siła zrywająca linkę stalową, kN.

Parametry techniczne lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych ZEP według katalogu firmy SAGPOL (SIL-TRADE)

Tabela 1

Liczba linek stalowych szt.	Średnica linek *d*, mm	Wymiary liny a×b mm	Masa jednostk. liny ZEP *q*, kg/m	Nominalna siła zrywająca linę ZEPP$_n$, kN		
				Wytrzymałość drutów linek *Rm*, MPa		
				1370	1570	1670
2	22÷28	66×35 66×39	6,2÷8,6	635,54÷1026,44	728,32÷1176,28	774,72÷1251,20
4	16÷28	86×31 102×31 102×35 118×39	7÷17,4	699,2÷2052,88	801,3÷2352,6	852,3÷2502,4
6	6÷28	118×31 136×31 136×35 154×35 154×39 176×39	10÷24,8	1048,8÷3079,3	1201,9÷3528,8	1278,48÷3753,6
8	16÷28	154×31 178×31 178×35 202×35 226×39 242×39	13,2÷33,3	1398,4÷4105,7	1602,50÷4705,12	1704,64÷5004,8

3. Badania laboratoryjne lin typu ZEP

Liny typu ZEP poddano różnym wymaganym badaniom laboratoryjnym, z których najważniejsze to:

- badania linek stalowych przeznaczonych do lin ZEP na zrywanie,
- badania przyczepności gumy do linek stalowych,
- badania zrywania lin ZEP w całości,
- analiza własności mechanicznych linek stalowych (zrywania, momentu odkrętnego, współczynnika giętkości).

3.1. Badania lin ZEP na zrywanie

Badania lin ZEP na zrywanie przeprowadziło CBiDGP - Lędziny na poziomej maszynie wytrzymałościowej o maksymalnej sile 4000 kN w firmy SADEX [23].

- zakres obciążenia maszyny wytrzymałościowej 0÷2000 kN,
- działka elementarna 5 kN,
- wstępne obciążenie próbki $P_0 = 2\% \cdot P_n$,
- szybkość rozciągania v < 20 MPa/s do siły $0{,}8 \cdot P_n$, v < 10 MPa/s powyżej siły $0{,}8 \cdot P_n$.

Próbki lin mocowano w maszynie za pomocą uchwytów zalewanych. Długość odcinków lin między uchwytami wynosiła 3÷3,9 m. Na badanych nowych próbkach lin nie występowały żadne deformacje. Wyniki badań na zrywanie 49 lin ZEP produkcji SAGPOL natomiast 13 lin ZEP produkcji SIL-TRADE przedstawiono w tabelach w pracy [12].

Przydatność liny ocenia się na podstawie współczynników sprawności wytrzymałościowej liny η:

- $\eta = P_c/P_n$ sprawność wytrzymałościowa odniesiona do siły nominalnej zrywającej linę P_n,
- $\eta_{rz} = P_c/P_w$ sprawność wytrzymałościowa odniesiona do sumarycznej siły zrywającej linę P_w.

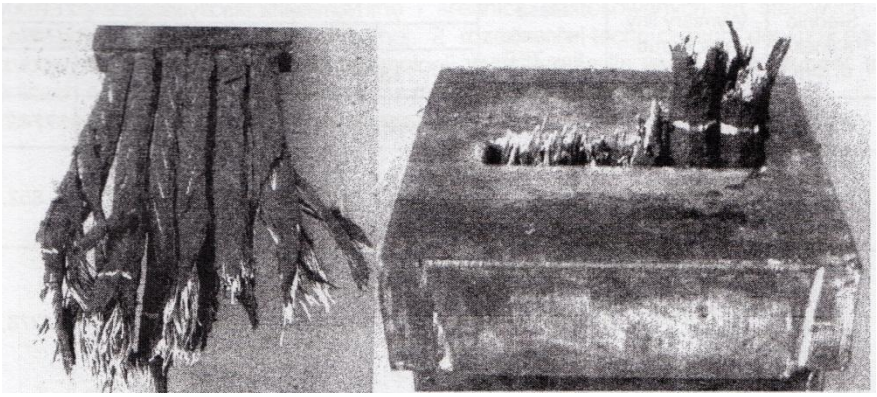
gdzie:

P_c – siła zrywająca linę w całości w zrywarce, kN

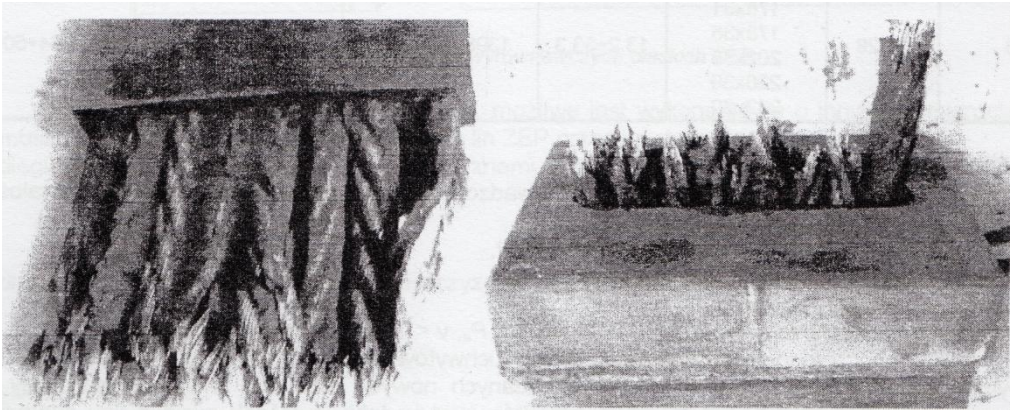
P_n – nominalna obliczeniowa siła zrywająca linę podana w normach, katalogach, kN

P_w – sumaryczna siła zrywająca linę wynikająca z sumy zrywania w maszynie wytrzymałościowej wszystkich drutów liny, kN.

Widoki odcinków lin ZEP po badaniach wytrzymałościowych przedstawiono na rysunkach 6 do 8.

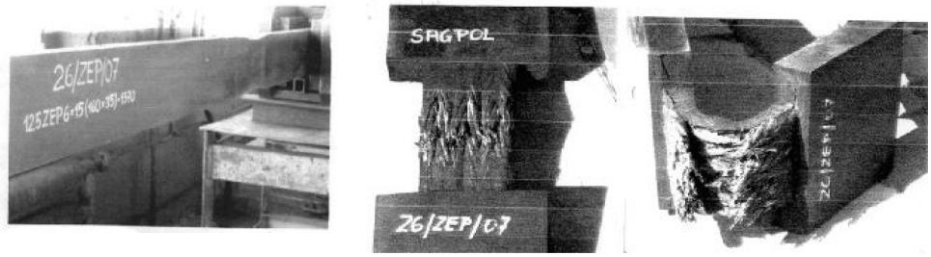


Rys.6. Widok odcinka liny 12,2 ZEP 6×19(136×31)–1370 w miejscu zerwania przy uchwycie zalewanym



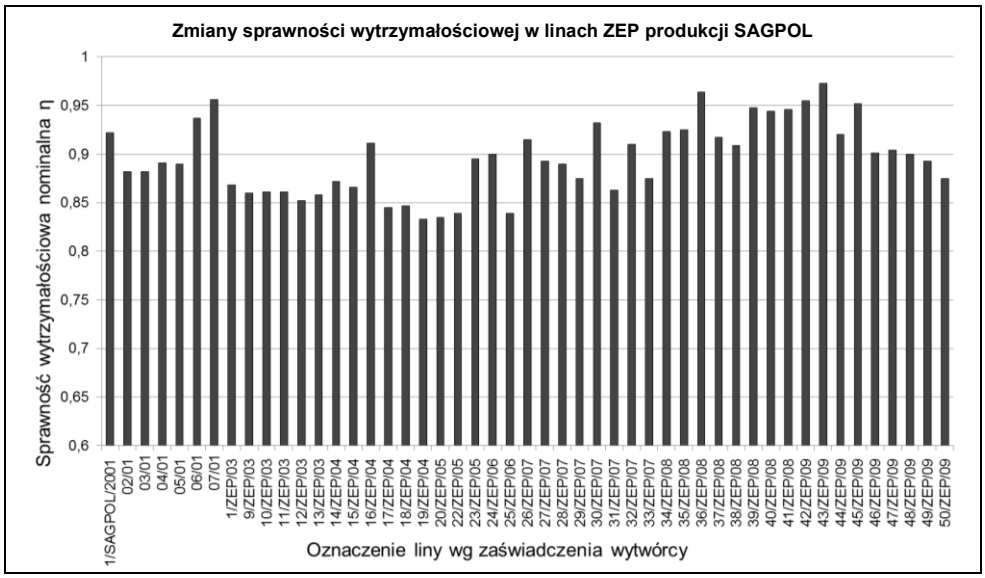
Rys.7. Widok odcinka liny 20,6 ZEP 8×21(180×35)–1370 w miejscu zerwania przy uchwycie zalewanym

a) b)

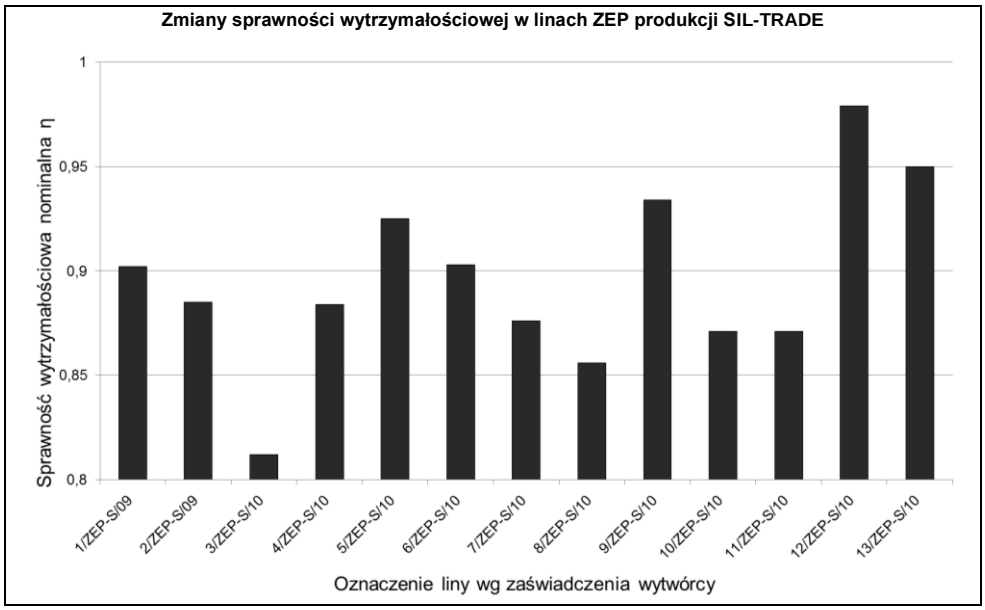


Rys.8. Widok liny 12,5 ZEP 6×15(160×35)–1370: a) próbki liny, w której linki zerwały się pomiędzy uchwytem (przewężenie), b) zerwanych linek po zdjęciu warstwy liny

Przepisy górnicze wymagają, aby $\eta \geq 0{,}82$. Sprawność wytrzymałościową η przedstawiono na rysunkach 9 i 10.



Rys.9. Przebieg zmian sprawności wytrzymałościowej w linach typu ZEP produkcji SAGPOL



Rys.10. Przebieg zmian sprawności wytrzymałościowej w linach typu ZEP produkcji SIL-TRADE

Z badań na zrywanie 62 sztuk lin ZEP wynika, że bardzo istotny parametr liny tzw. sprawność wytrzymałościowa nominalna lin zawiera się w przedziale $\eta = 0{,}82 \div 0{,}97$ i spełnia wymagania warunków technicznych $\eta \geq 0{,}82$.

3.2. Badanie przyczepności gumy do linek stalowych

Jednym z bardzo ważnych parametrów mechanicznych charakteryzujących jakość wykonania i przydatność lin płaskich stalowo-gumowych jest odpowiednia przyczepność gumy do linek stalowych. W celu zwiększenia przyczepności gumy do powierzchni linek stalowych stosuje się w nich druty ocynkowane, a za granicą także mosiądzowane.

W linach wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych siły przyczepności gumy do linek stalowych powstałe podczas procesu wulkanizacji gumy z linkami powinny być większe od sił stycznych występujących na styku gumy i linek wywołanych czynnikami eksploatacyjnymi. Podczas eksploatacji lin wyrównawczych siły styczne pomiędzy gumą, a linkami wywołane są głównie dwoma czynnikami:

- masą własną gumy na linkach-siły styczne wzdłużne,
- momentem odkrętnym linek stalowych w gumie.

Na wielkość sił stycznych ma również wpływ promień zginania liny w pętli. Ponieważ promień zginania liny w pętli jest duży oraz możemy pominąć w pętli jako nikły wpływ masy gumy wiszącej na linkach na siły styczne na tym odcinku liny, to czynnik ten można pominąć.

Analizę sił przyczepności gumy do linek przeprowadzono na podstawie:

- analizy teoretycznej sił stycznych pomiędzy gumą, a linkami wywołanymi wiszącą pionową masą gumy oraz działaniem momentu odkrętnego linek w gumie,
- analizy wyników dotychczas przeprowadzonych badań laboratoryjnych przyczepności gumy do linek W7×22.

Do analizy przyjęto model przedstawiony na rysunku 11. Zależności na obliczenie sił przyczepności dla przyjętego modelu przedstawiono w pracy [6].

Przyczepność gumy do lin stalowych:

$$\tau_{so} = \frac{G}{F},\ \frac{N}{cm^2} \rightarrow P_{so} = \tau_s \cdot \pi \cdot d,\ \frac{N}{cm} \tag{1}$$

$$\tau_{sp} = \frac{2k(q_l + q_g)}{\pi d^W},\ \frac{1}{c} \tag{2}$$

$$P_{so} = \tau_s \cdot \pi \cdot d,\ \frac{N}{cm} \tag{3}$$

gdzie:

q_l – ciężar jednostkowy długości linki stalowej i gumy,

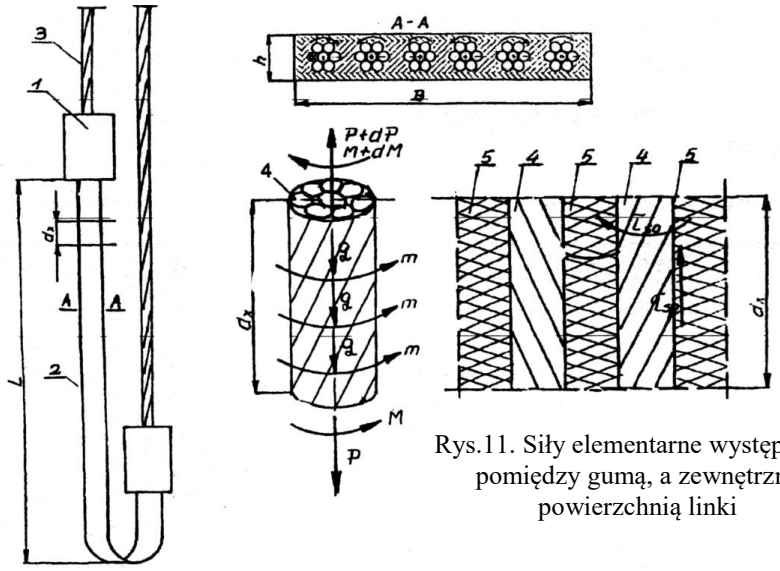
q_g – ciężar jednostkowy gumy,

$$m(x) = c_g \cdot v(x) \tag{4}$$

c_g – współczynnik sztywności powłoki gumowej,

$v(x)$ – kąt obrotu przekroju liny stalowej,

$m(x)$ – intensywność momentu odkrętnego na długości reakcji gumy.



Rys.11. Siły elementarne występujące pomiędzy gumą, a zewnętrzną powierzchnią linki

Analiza sił stycznych pomiędzy gumą, a linkami stalowymi wywołanymi masą własną wiszącej gumy. W praktyce w celu określenia jakości połączenia gumy z linkami stalowymi posługujemy się pojęciami: siły przyczepności, siły adhezji, przyczepność, siły styczne, naprężenia styczne. W niniejszym rozdziale przyjęto następujące określenia:

- dla sił przyczepności wywołanych ciężarem własnym gumy i odkrętnością linek – określenia „siły styczne" lub „naprężenia styczne",
- dla sił przyczepności wynikłych z badań laboratoryjnych lub podanych w propozycji warunków technicznych – określenia „siły przyczepności", „naprężenia przyczepności".

Naprężenia styczne pomiędzy gumą, a linkami stalowymi wywołane masą własną gumy wiszącej na linkach obliczano ze wzoru:

$$\tau_s = \frac{(Bh - F_{1s})3\gamma \cos\beta}{1000 m_1 \cdot 2\pi d_s \cdot n_s} = \left(\frac{Bh}{m_1} - \frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot K, \ N/cm \tag{5}$$

gdzie:

$$K = \frac{3\gamma \cos\beta}{1000 m_1 \cdot 2\pi d_s \cdot n_s} \tag{6}$$

K – stała pomocnicza,

B,h – szerokość i grubość liny,

L – długość liny, cm,

γ – ciężar jednostkowy gumy, N/cm^3,

F_{1s} – sumaryczna płaszczyzna przekroju linek stalowych w linie płaskiej typu ZEP,

$$F_{ls} = m_l \cdot \frac{\pi d^2}{4} \tag{7}$$

m_l – liczba linek stalowych w linie,
d – średnica linki,
d_s. – średnica splotki w linie stalowej,
n_s – liczba splotek w warstwie liny (bez splotki rdzeniowej),
β – kąt zwicia splotek w linie stalowej.

Zależność pomiędzy naprężeniem stycznym τ_s, a siłą przyczepności przypadającą na jednostkę długości P_s jest następująca:

$$P_s = \tau_s \cdot \pi \cdot d_s, \ \frac{N}{cm} \tag{8}$$

W oparciu o powyższe wzory przeanalizowano naprężenia styczne τ_s i siły przyczepności P_s, jakie występują pomiędzy gumą, a linkami stalowymi dla typoszeregu lin ZEP z 6 linkami stalowymi o średnicy 16÷28 mm. Do obliczeń przyjęto ciężar jednostkowy gumy $\gamma = 13\ N/cm^3$ oraz długość liny $L = 1000\ m$. Z przeprowadzonej analizy wynika, że wywołane ciężarem gumy naprężenia styczne τ_s lub siły styczne P_s pomiędzy gumą, a powierzchnią linek stalowych są bardzo małe. Oczywiste jest, że największe siły styczne występują w linach z dwoma linkami stalowymi. Można przyjąć, że dla lin ZEP o średnicach linek 14÷28 mm siły styczne P_s wywołane ciężarem gumy nie przekroczą wartości $P_s \leq 2\ N/cm$ długości linki.

3.3. Analiza wpływu odkrętności linek stalowych na wielkość sił stycznych pomiędzy gumą, a linkami

Lina stalowo-gumowa typu ZEP składa się z równolegle ułożonych linek stalowych w gumowej osnowie. W celu wyeliminowania wypadkowego momentu odkrętnego liny (skręcania lin ZEP) stosuje się parzystą liczbę linek prawo i lewozwitych. Jednak pod wpływem obciążenia rozciągającego powstaje dążność do rozkręcania się poszczególnych linek (powstaje w linie moment skręcający - odkrętny), co z kolei powoduje powstanie momentów skręcających w przekrojach linek, a tym samym dodatkowych naprężeń stycznych obwodowych pomiędzy gumą a linką. Powstające w wyniku momentu odkrętnego naprężenia styczne w gumowej powłoce liny ZEP są stałe wzdłuż długości zwisającej gałęzi liny, nie zależą od długości zwisającej liny i maksymalna ich wartość może być obliczona, tak jak dla przegubu stalowo-gumowego:

$$\tau_{max1} = \frac{m_k \cdot dx}{\pi d^2 \cdot dx} = \frac{2k(q_1 + q_g)}{\pi d^2} \tag{9}$$

gdzie:

$m_k c_g\ U$ – moment jednostkowy reakcji gumy na skręcanie od linek,
c_g – współczynnik sztywności powłoki gumowej na skręcanie,
U – jednostkowy kąt skręcania,

K – współczynnik odkrętności linki stalowej,

q_1,q_g – ciężar jednostki długości linki i gumy przypadającej na jedną linkę.

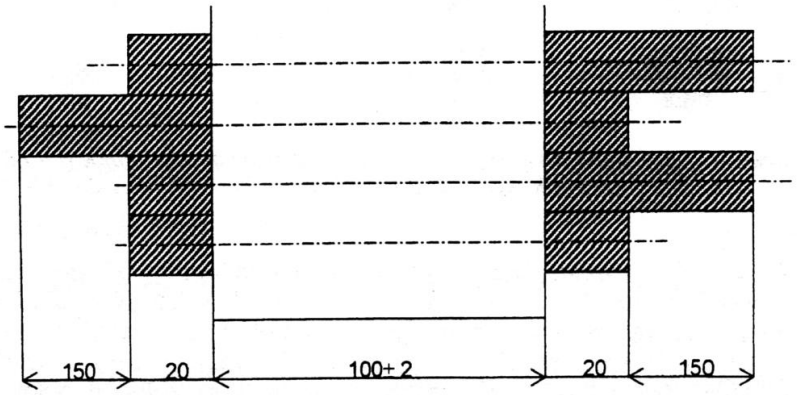
Ponieważ współczynnik odkrętności linki k jest proporcjonalny do jej średnicy d, a jej ciężar jednostkowy q_1 do kwadratu jej średnicy d^2, to naprężenia styczne w osnowie gumowej wywołane skręcaniem linki są również proporcjonalne do średnicy linek w linach ZEP. Przykładowo wartości naprężeń $\tau_{max.1}$ dla linek o średnicy 18 mm zastosowanych w linach ZEP wynoszą $\tau_{max.1}$ = *(40÷140) Pa*, co odpowiada siłom stycznym $P_{s.1}$ = *(0,03÷0,12) N/cm*. Siły styczne wywołane momentem odkrętnym linki stalowej są więc takie same lub około dwa razy większe od sił stycznych wywołanych ciężarem własnym gumy w linie ZEP. Łącznie więc siły styczne pomiędzy gumą, a linkami stalowymi nie przekraczają wartości (2÷4) N/cm, co w porównaniu z zalecanymi wartościami sił przyczepności w zależności od średnicy liny jest wartością znikomą (kilkaset razy mniejszą).

Wymagania minimalnych sił przyczepności gumy do linek stalowych podane w „Warunkach technicznych" producenta przedstawiono w tabeli 2. Badania sił przyczepności gumy do linek wykonano w CBiDGP Lędziny [23]. Przeprowadzono je na 63 próbkach lin ZEP (rys. 12). Tabelaryczne zestawienie wyników badań przedstawiono w pracy [12].

Wymagana minimalna siła przyczepności $P_{p.min}$ gumy do linek stalowych podana przez producenta lin ZEP

Tabela 2

Lp.	Średnica liny mm	Minimalne wielkości sił przyczepności N/cm
1	14	600
2	15	640
3	16	680
4	17	720
5	18	760
6	19	800
7	20	840
8	21	880
9	22	920
10	23	960
11	24	1000
12	25	1040
13	26	1080
14	27	1120
15	28	1260



Rys.12. Wymiary próbki pobranej z liny ZEP do wyznaczenia siły przyczepności gumy do lin stalowych

Z badań wynika, że pomierzone siły przyczepności gumy do linek stalowych w linach ZEP wynoszą:

- dla lin z linkami stalowymi φ 14 (szt. 4 i 6) P_p wynosi 940-1212 N/cm, P_{wym} = *600 N/cm*,
- dla lin z linkami stalowymi φ 15 (szt. 6) P_p wynosi 982-1236 N/cm, P_{wym} = *640 N/cm*,
- dla lin z linkami stalowymi φ 16 (szt. 4 i 6) P_p wynosi 990-1485 N/cm, P_{wym} = *680 N/cm*,
- dla lin z linkami stalowymi φ 18 (szt. 4 i 6) P_p wynosi 949-1549 N/cm, P_{wym} = *760 N/cm*,
- dla lin z linkami stalowymi φ 19 (szt. 6 i 8) P_p wynosi 970-2120 N/cm, P_{wym} = *800 N/cm*,
- dla lin z linkami stalowymi φ 20 (szt. 4 i 6) P_p wynosi 1060-1941 N/cm, P_{wym} = *840 N/cm*,
- dla lin z linkami stalowymi φ 21 (szt. 4, 6 i 8) P_p wynosi 960-1840 N/cm, P_{wym} = *880 N/cm*,
- dla lin z linkami stalowymi φ 22 (szt. 6) P_p w wynosi 1314-1549 N/cm, P_{wym} = *920 N/cm*,
- dla lin z linkami stalowymi φ 24 (szt. 4) P_p wynosi 1394 N/cm, P_{wym} = *1000 N/cm*.

Ogólnie dla wszystkich badanych 63 próbek lin zakres pomierzonych wielkości siły przyczepności wynosi od P_p = *931 N/cm* do P_w = *2120 N/cm*. Na podstawie powyższego można stwierdzić, że rzeczywiste pomierzone siły przyczepności gumy do linek są od 1,5 do 1,7 razy większe od wartości wymaganej P_{wym} przez „Warunki techniczne", a kilkaset razy większe od wartości obliczonej teoretycznie. Z powyższego wynika, że przy obciążeniach statycznych nie ma zagrożeń dla lin ZEP z uwagi na wystąpienie odspajania gumy od linek stalowych.

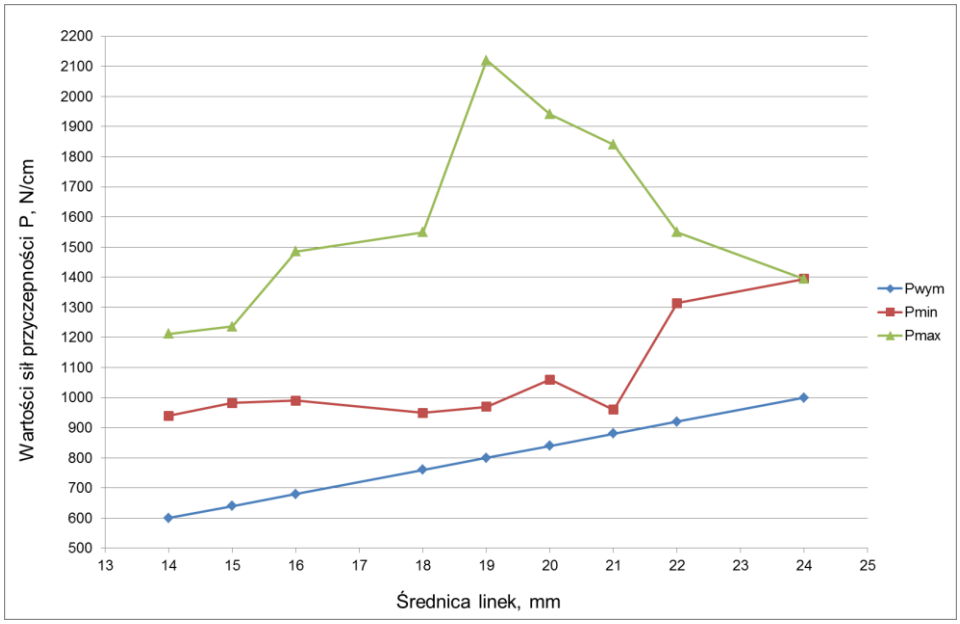
Z przeprowadzonej analizy wynika, że w linach typu ZEP:

- stosowane są linki stalowe wykonane z drutów ocynkowanych i odtłuszczonych wysokiej jakości,
- powłoka gumowa składa się z dwu mieszanek gum, gumy wewnętrznej o dużej przyczepności do linek i gumy zewnętrznej o odpowiedniej odporności na ścieranie, palność i antyelektrostatyczność,
- występujące w praktyce siły przyczepności gumy do linek są małe – rzędu 4 N/cm.

Siły rzeczywiste przyczepności są znacznie większe (do kilkaset) od sił przyczepności obliczonych teoretycznie dla warunków statycznych. Powyższe nie powinno wpłynąć na jakość ochrony antykorozyjnej lin typu ZEP z uwagi na działanie korozji wewnętrznej.

Graficzne przedstawienie i porównanie wymaganej wartości siły przyczepności, która jest podana przez producenta lin ZEP, a także otrzymane z badań wartości minimalnych i maksymalnych wartości tych sił dla podanych średnic linek przedstawiono na rysunku 13.

Należy zaznaczyć, że powyższa analiza i przedstawione badania dotyczą sił przyczepności gumy dolinek stalowych w linach nowych. Długotrwała eksploatacja takich lin niewątpliwie wpływa na spadek sił przyczepności. Również na spadek siły przyczepności gumy do linek stalowych może mieć wpływ długie magazynowanie lin na kopalni (starzenie gumy).



Rys.13. Porównanie minimalnej i maksymalnej zmierzonej siły przyczepności z wymaganą podaną przez producenta. P_{max}, P_{min} – siły z badań, P_{wym} – siła wymagana

4. Analiza eksploatacji lin ZEP

Analizę dotychczasowej eksploatacji lin ZEP przeprowadzono na podstawie materiałów producenta lin Firmy SIL-TRADE. Dane pracy lin obszernie zestawiono tabelarycznie w rozdziale [12], a wykreślnie na rysunkach 14 i 15. Pierwsza lina typu ZEP została założona w grudniu 2000 r. w KWK „Ziemowit" i pracuje nadal. Od roku 2000 wyprodukowano w sumie 63 liny typu ZEP, z tego zastosowano:

- w polskich kopalniach węgla 59 sztuk lin,
- w czeskich kopalniach węgla2 sztuki lin,
- w górnictwie kanadyjskim 2 sztuki lin.

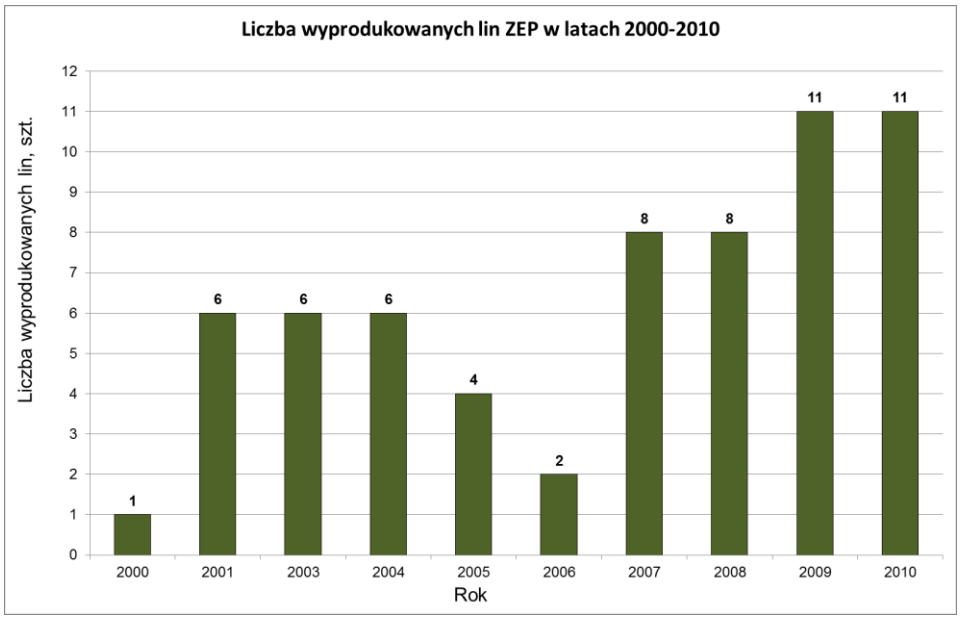
Najwięcej lin wyprodukowano w latach 2009 i 2010, najmniej w pierwszym roku produkcji oraz w 2006 roku. W polskim górnictwie najwięcej lin pracuje w szybach kopalń „Bogdanka", następnie „Budryk" i „Ziemowit". Dwie liny wykonano dla górnictwa Kanady o łącznej długości 2140 mb oraz do Czech o łącznej długości 2080 mb. Długość zakupionych lin ZEP przez kopalnie krajowe wynosi ponad 58 km o łącznej masie 730 ton. Najwięcej sprzedano w badanym okresie lin typu 10,2 ZEP oraz 10,3 ZEP, następnie 20,6 ZEP i 12,2. Liczba wyprodukowanych lin z uwagi na średnicę i liczbę linek stalowych wynosi:

– ZEP 4x24	1 sztuk	– ZEP 8x19	1
– ZEP 6x22	2	– ZEP 4x18	1
– ZEP 8x21	4	– ZEP 6x18	7
– ZEP 6x21	3	– ZEP 6x16	4
– ZEP 4x21	16	– ZEP 4x16	4
– ZEP 6x20	6	– ZEP 6x15	2
– ZEP 4x20	3	– ZEP 6x14	1
– ZEP 6x19	5	– ZEP 4x14	1
– ZEP 4x19	2		

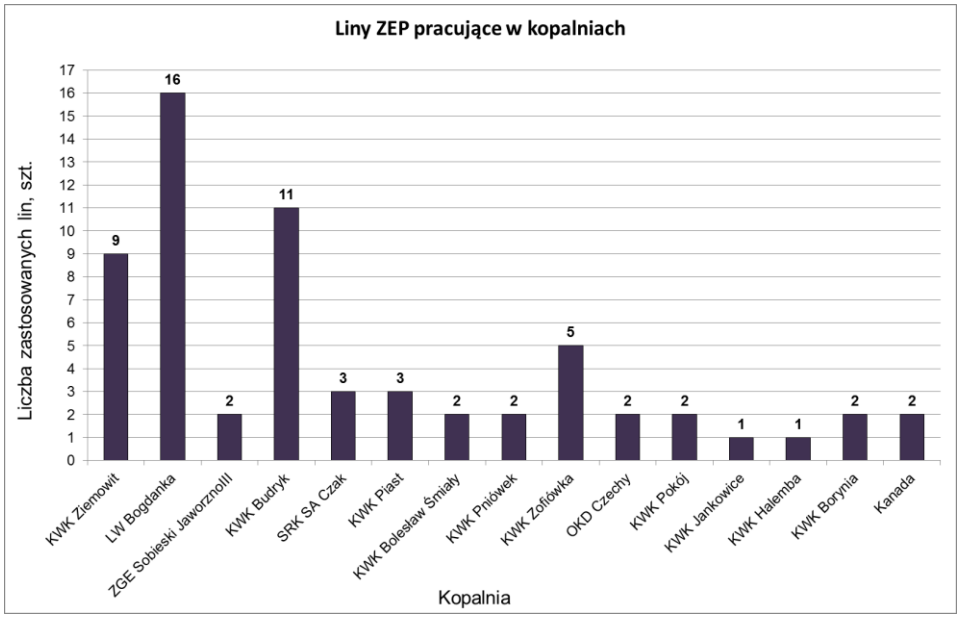
Przekrój minimalny liny wynosił 86×31 mm, a maksymalny 212×35 mm. Masa jednostkowa liny minimalna wynosiła 8,2 kg/m, a maksymalna 20,6 kg/m.

Na eksploatowanych linach ZEP przeprowadzono łącznie 156 napraw powłoki gumowej. Na poszczególnych kopalniach liczba napraw wynosiła:

KWK „Ziemowit"	– 69
KWK „Budryk"	– 72
LW „Bogdanka"	– 13
ZGE „Sobieski Jaworzno III"	– 2



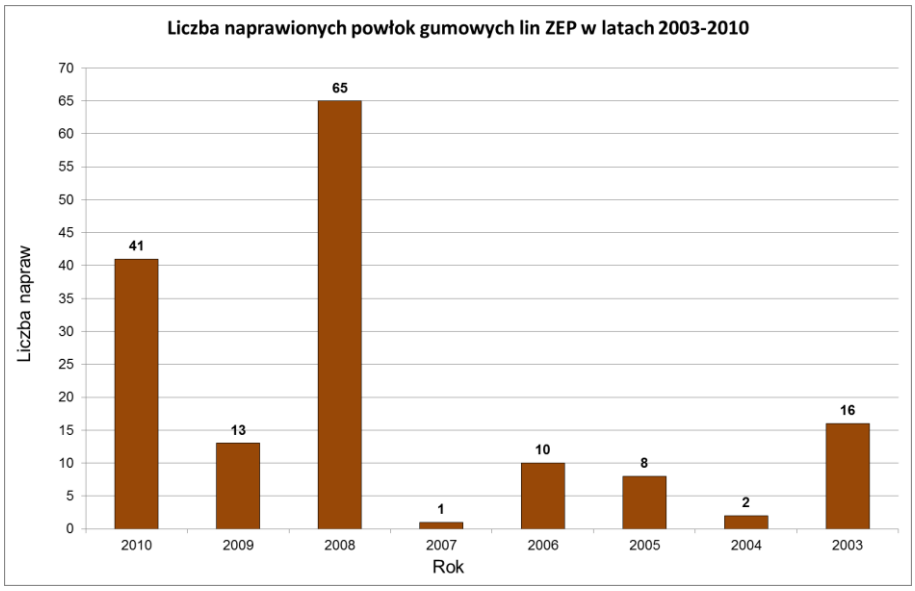
Rys.14. Liczba wyprodukowanych lin typu ZEP w latach 2000-2010



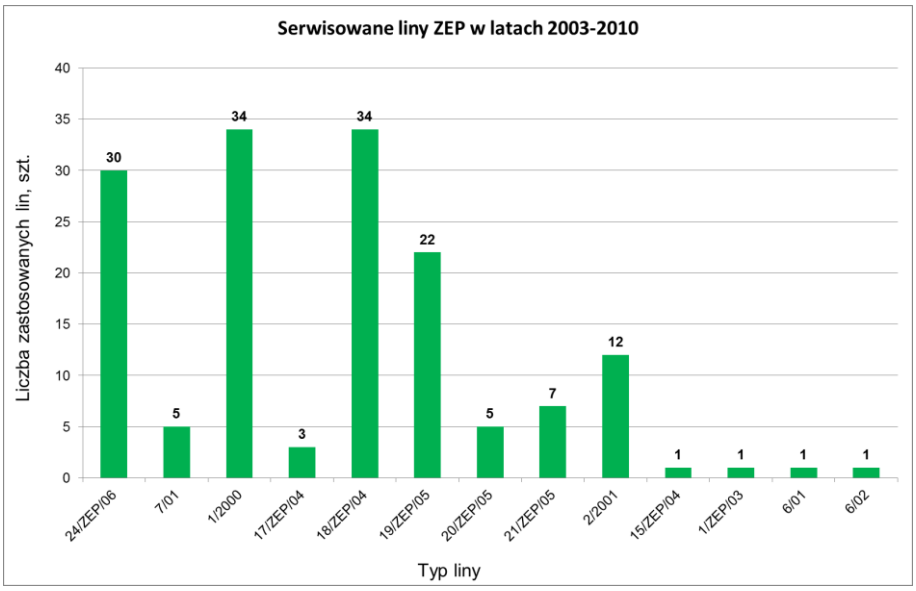
Rys.15. Liny typu ZEP pracujące w polskich kopalniach oraz w Czechach i Kanadzie

Najwięcej odcinków lin było serwisowanych w roku 2008 oraz 2010, a najmniej w 2004 i 2007. Zestawienie graficzne przedstawiono rysunkach 16 i

17. Liny wyrównawcze stalowo-gumowe mocowane są do naczyń wyciągowych za pomocą powszechnie stosowanych zawieszeń sercówkowych i klinowo-ciernych firmy SADEX (rys. 18).

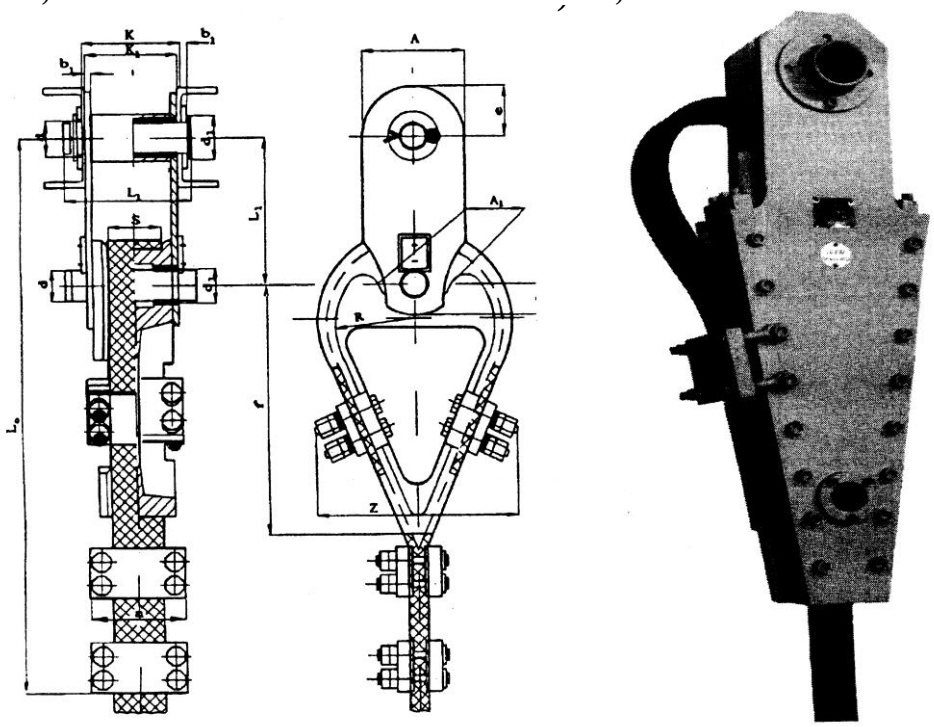


Rys.16. Liczba napraw lin w latach 2003-2010



Rys.17. Liczba napraw lin w latach 2003-2010 według typu liny

a) b)



Rys.18. Zawieszenia stosowane dla lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych ZEP: a) zawieszenie sercówkowe,b) zawieszenie klinowo-cierne firmy SADEX

5. Podsumowanie

W kraju firmy SAGPOL i SIL-TRADE wyprodukowały łącznie od 2000 roku 63 liny wyrównawcze płaskie stalowo-gumowe typu ZEP, z tego zastosowano w górnictwie polskim 59 szt., kanadyjskim 2 szt. i czeskim 2 szt. o łącznej ich masie 807,3 ton i długości 64,3 km. Z przeprowadzonej analizy wynikają następujące wnioski:

1. Najdłuższa wyprodukowana lina ma długość 1480 m i waży 14563 kg. Masa najcięższej liny wynosi 17271 kg przy długości 1010 m.
2. Z analizy dotychczasowej eksploatacji lin ZEP wynika, że 7 lin pracuje już ponad 10 lat, a pozostałe od 2 do 8 lat.
3. Na eksploatowanych linach ZEP przeprowadzono łącznie 156 napraw powłoki gumowej uszkodzonej przez spadające do szybu przedmioty. Najwięcej napraw wykonano w roku 2008 i 2010.
4. Badania na zrywanie 62 lin wykazały, że współczynnik sprawności wytrzymałościowej wynosi $\eta = 0,82 \div 0,95$ i jest większy od wymaganego $\eta = 0,82$.

5. Badania przyczepności gumy do linek stalowych na 62 próbkach lin ZEP wykazały, że siły te zawierają się w granicach od 931 N/cm do 2120 N/cm i są 1,5÷1,7 razy większe od wartości wymaganej podanej w „Warunkach technicznych".
6. Liny ZEP mocowane są do naczyń wyciągowych za pomocą powszechnie stosowanych w kraju zawieszeń sercówkowych lub klinowo-ciernych firmy SADEX.

Dotychczasowa eksploatacja lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych ZEP wykazała, że nie stwarzają one problemów w górniczych wyciągach szybowych zarówno w kraju, jak i za granicą.

Literatura

1. Carbogno A.: Konstrukcja i eksploatacja lin wyrównawczych płaskich szytych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 4 i 7, 1980.
2. Carbogno A., Czaja J.: Eksploatacja lin wyrównawczych okrągłych w górnictwie węglowym. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 11÷12, 1981.
3. Carbogno A., Konieczny S.: Liny wyrównawcze płaskie nitowane. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 5, 1983.
4. Carbogno A., Pardubicki J.: Problematyka lin wyrównawczych okrągłych w górnictwie czechosłowackim. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 11, 1987.
5. Carbogno A., Pardubicki J.: Eksploatacja lin wyrównawczych płaskich w górnictwie CSRF. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 12, 1987.
6. Carbogno A., Żołnierz M., Dyrda J.: Badania przyczepności gumy do linek stalowych w linach wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG. III Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie" CBiDGP w Lędzinach, Ustroń 20÷22 listopad 2007.
7. Carbogno A.: Analiza wybranych własności mechanicznych lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych. Instytut Mechanizacji Górnictwa, Politechnika Śląska Gliwice, grudzień 1999.
8. Carbogno A., Lajblich J., Mateja S., Poturalski W.: Liny wyrównawcze płaskie stalowo-gumowe typu ZEP. IV Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie" CBiDGP sp. z o.o. Lędziny, Ustroń, 5÷7 listopada 2008.
9. Carbogno A.: Rozwój konstrukcji i zastosowania lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych. Biuro inżynierskich konstrukcji technicznych-SAG, Biuletyn informacyjny nr 2, listopad 1992.

10. Dokumentacja dopuszczeniowa płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych ZEP. Rybnik, listopad 1999.
11. Dokumentacja techniczno-ruchowa lin ZEP Firma SAGPOL, Rybnik 1999.
12. Górska E.: Analiza dotychczasowej eksploatacji lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych typu ZEP w górniczych wyciągach szybowych. Praca dyplomowa. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Gliwice, styczeń 2011.
13. Hansel J.: Stalowo-gumowe liny wyrównawcze typu SAG dla górniczych urządzeń wyciągowych. Ekspres informacja, AGH Kraków, kwiecień 1978.
14. Hansel J., Stachurski J.: Liny wyrównawcze stalowo-gumowe dla górniczych urządzeń wyciągowych. Wiadomości górnicze nr 10, 1978.
15. Hansel J.: Wyniki badań laboratoryjnych lin wyrównawczych stalowo-gumowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 3÷4, 1987.
16. Hansel J., Poturalski W.: Płaskie liny wyrównawcze stalowo-gumowe SAG. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 3÷4, 1990.
17. Hansel J.: Rubber coated Flat tail ropes for mine hoists, International Conference on Hoisting of Men, Materials, Toronto, Ontario, Canada, June 12÷17 vol. II, 1988.
18. Hansel J.: Stahl-Gummi-Unterseile fur Schachtforderanlagen, Bergbau 1989.
19. Katalog płaskich lin stalowo-gumowych typu ZEP. SAGPOL, Katowice.
20. Poturalski W., Lajblich J.: Liny typu ZEP jako pewna odmiana konstrukcji w generacji lin płaskich wyrównawczych stalowo-gumowych. II Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie" CBiDGP sp. z o.o. Lędziny, Ustroń, 8÷10 listopada 2006.
21. Warunki techniczne wykonania, kontroli i odbioru płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych ZEP, „WT-ZEP-99". Firma SAGPOL, Rybnik listopad 1999.
22. www.sil-trade.com.pl, strona internetowa przedsiębiorstwa SIL-TRADE.
23. Sprawozdania z badań zrywania lin ZEP oraz sił przyczepności gumy do linek stalowych. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego. spółka z o.o. w Lędzinach, 2000÷2011.

Przystosowanie górniczego szybu Regis Kopalni Soli Wieliczka do zabudowy dźwigów osobowo-towarowych

Jerzy Czyżowski, Zygmunt Zuski – Kopalnia Soli „Wieliczka", **Tomasz Rokita, Marian Wójcik** – Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wprowadzenie

Kopalnia Soli „Wieliczka" poszukując bezpiecznych i ekonomicznych środków transportu dla szybu Regis postanowiła wykorzystać do tego celu dźwigi osobowo-towarowe.

Szczegółowe uwarunkowania prawne, techniczne i ekonomiczne realizacji tego projektu zostały zaprezentowane w materiałach konferencyjnych w 2009 r. [1]. Tam też przedstawiono kilka wariantów zabudowy dźwigów opracowanych na podstawie ofert złożonych przez kilka renomowanych firm działających na rynku producentów tego typu urządzeń. Obecnie trwają prace przygotowawcze związane z przystosowaniem górniczego wyciągu szybowego Regis do zabudowy dźwigu według wybranej koncepcji.

2. Aktualny stan prawny a możliwości zabudowy dźwigu osobowo-towarowego w szybie górniczym [2, 3]

Według obecnie obowiązujących przepisów urządzenia transportowe w szybach górniczych powinny spełniać wymagania określone w przepisach:

- rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 139, poz. 1169 oraz Dz.U. z 2006 r. nr 124, poz. 863) w szczególności Rozdział 4 Działu VI „Transport pionowy i w wyrobiskach o nachyleniu powyżej 45^{o} oraz Załącznik nr 4 „Szczegółowe zasady prowadzenia ruchu w wyrobiskach" – punkt 5. Szczegółowe zasady prowadzenia ruchu układów transportu pionowego w wyrobiskach o nachyleniu powyżej 45^{o}.
- rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz.U. Nr 99, poz. 1003, z 2005 r. Nr 80, poz. 695 oraz z 2007 r. Nr 249, poz.1853) – patrz Załącznik nr 2 „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia".

W przepisach rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych znajduje się pojęcie „urządzeń transportowych specjalnych" (punkt 3.2

załącznika nr 4), przez które rozumie się *środki transportu poruszające się po torze o konstrukcji specjalnej, uniemożliwiającej wykolejenie lub wywrócenie zestawu transportowego, przeznaczone do przemieszczania ludzi lub ładunków albo ludzi i ładunków równocześnie.* Pośród tych urządzeń wymienione są między innymi jako *urządzenie transportowe inne – o konstrukcji specjalnej, zdefiniowane w dokumentacji tych urządzeń, przeznaczone do stosowania w wyrobiskach zakładów górniczych, zawierające warunek odbioru lub badania przez rzeczoznawcę.*

W świetle tych zapisów dźwig osobowo-towarowy, może stanowić urządzenie transportowe specjalne, o ile będzie zdefiniowane w dokumentacji i będzie go dotyczyć warunek odbioru lub badania przez rzeczoznawcę.

Z uwagi na brak typowych rozwiązań w tym zakresie, jak i fakt, że nikt w Polsce do tej pory nie użytkował w kopalni dźwigów w szybie, Kopalnia w lipcu 2008 roku zwróciła się do Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego z prośbą o wytyczenie kierunków lub określenie warunków zaprojektowania, wykonania, odbioru i użytkowania dźwigu osobowo-towarowego, który zostałby zamontowany w wyrobisku górniczym jakim jest szyb Regis.

W piśmie Departamentu Energomechanicznego Wyższego Urzędu Górniczego stwierdzono, *że dźwig osobowy w szybie Regis może zostać zastosowany jako urządzenie transportowe specjalne – inne, o którym mowa w punkcie 3.2 ppkt 3 załącznika nr 4 do rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 139, poz. 1169 oraz Dz.U. z 2006 r. Nr 124, poz. 863)- na warunkach przewidzianych dla tych urządzeń.*

Stanowisko Wyższego Urzędu Górniczego potwierdziło możliwość zastosowania dźwigu osobowo-towarowego do transportu pionowego w szybie górniczym Regis Kopalni Soli Wieliczka.

3. Wyposażenie szybu w urządzenia transportowe specjalne (dźwigi osobowo-towarowe) [4, 5, 6]

3.1. Zbrojenie szybu

Zbrojenie i wyposażenie pomocnicze szybu „Regis" przeznaczone jest do zabudowy prowadnic dla prowadzenia kabin i przeciwciężarów dźwigów towarowo-osobowych oraz drzwi przystankowych na podszybiach poz. I, IIn i III. Dzięki zabudowie w szybie dwóch dźwigów zbędna stała się budowa przedziału drabinowego od zrębu do poziomu III.

Zbrojenie szybu „Regis" od poziomu zrębu (±0,00 m) do poziomu III (-127,65 m), obejmuje dźwigary zabudowane parami w rytmie co 2,5 m, pomost bezpieczeństwa w rząpiu na poz. – 132,00 m, pomost rewizyjny w rząpiu (sztuczne dno szybu) na poz. – 135,50 m. od poz. III do poz. IV zabudowany jest stalowy przedział drabinowy.

Dźwigary zbrojenia wykonane są z stalowego ceownika 240 o długości 3440 mm o podwyższonej odporności na korozję dodatkowo zabezpieczone zestawami farb antykorozyjnych. Do końców ceownika 240 przyspawano blachy i wykonano po 4 otwory w rozstawie 100x110 mm dla przymocowania śrubami M16 dźwigara do wsporników. Do półek ceownika przyspawano 4 blachy dla mocowania wsporników pod prowadnice przeciwciężarów.

Wspornik szybowy wykonany jest jako konstrukcja spawana z blach stalowych trudno rdzewiejących, w których wykonano 4 otwory pod kotwy oraz dwa otwory zapasowe. Wsporniki zamocowane są do obudowy kotwami wklejanymi W1/320.

Ponadto wykonano:

- oszybie z krzesłem szybowym na poz. I,
- zamknięcie wlotu z konstrukcją nośną na poz. IIw,
- oszybie z krzesłem szybowym na poz. IIn,
- oszybie z krzesłem szybowym na poz. III.

Prace montażowe zbrojenia wykonywane były przy użyciu tymczasowego górniczego wyciągu szybowego kubłowego wraz z wiszącym pomostem roboczym.

3.2. Urządzenie dźwigowe

Mając na uwadze, iż po przebudowie szyb „Regis" będzie pełnił funkcję szybu wdechowego i jazdy turystów, zaprojektowano nowatorskie rozwiązania w transporcie ludzi szybem „Regis". W wyniku rozstrzygniętego przetargu w oparciu o przedstawione założenia [1] wybrano wykonawcę urządzeń przewidzianych do zabudowy, którym będzie firma KONE. Zakres prac obejmuje zaprojektowanie, wykonanie, montaż, uruchomienie urządzeń.

Szyb wyposażony będzie w urządzenia dźwigowe towarowo-osobowe (2 windy) o udźwigu 21 osób lub 1600 kg każda, przy maksymalnej prędkości jazdy 4 m/s. Kabiny wykonane zostaną ze stali nierdzewnej. Kabiny i przeciwciężar prowadzone będą w szybie po dwóch prowadnicach sztywnych z zastosowaniem prowadnic tocznych. Zapewni to pełne bezpieczeństwo zjazdu i wyjazdu ludziom oraz pełny komfort jazdy. Kabiny wyposażone będą w pakiet specjalistycznych opcji ruchu, szczególnych udogodnień dla osób niepełnosprawnych. Zabudowa dwóch wind umożliwi w przypadku awarii ewakuację ludzi z jednej kabiny do drugiej. Zastosowana będzie również możliwość awaryjnego opuszczania nadwagi. Na rysunku 1 przedstawiono przykładowe dźwigi z maszynami wyciągowymi firmy KONE.

Dla zachowania zabytkowego charakteru budynku nadszybia nad szybem zabudowana będzie atrapa wieży jednozastrzałowej z kołami linowymi na poz. +21,05 m.

Z uwagi na nowatorskie rozwiązania, tj. zastosowanie po raz pierwszy w szybie wielickiej kopalni dźwigu towarowo-osobowego niezbędne było skorelowanie prac projektowych w branżach: górniczej, budowlanej i mechanicznej, w taki sposób aby możliwe było funkcjonowanie specjalnego urządzenia transportowego w szybie górniczym.

Rys.1. Dźwigi z maszynami wyciągowymi firmy KONE [6]

3.2.1. Ogólne informacje o zastosowanym dźwigu towarowo-osobowym

Poniżej opisano szczegółowo elementy i podzespoły wchodzące w skład przedmiotowych dźwigów.

Dźwig towarowo-osobowy typu **PT21/40-19-01** zabudowany będzie w szybie po stronie północnej. Posiada 3 przystanki, tj. zrąb szybu poz. ±0,00 m, podszybie poziom IIn - poz.-100,96 m, podszybie poziom III - poz.-127,65 m.

Dźwig towarowo-osobowy typu **PT21/40-19-02** zabudowany będzie w szybie po stronie południowej. Posiada 4 przystanki, tj. nadszybie poz. +3,64 m, zrąb szybu poz. ±0,00 m, podszybie poziom I - poz.-57,94 m, podszybie poziom III - poz.-127,65 m.

Dźwig towarowo-osobowy zbudowany jest z:

- napędu z wciągarką z kołem ciernym o średnicy 690 mm, zabudowanej w maszynowni na poz. + 9,27 m,
- kabiny prowadzonej w szybie po dwóch prowadnicach sztywnych z zastosowaniem prowadnic tocznych,
- przeciwciężaru prowadzonego w szybie po dwóch prowadnicach sztywnych z zastosowaniem prowadnic tocznych,
- lin nośnych Ø 13 – 6 szt.,
- lin wyrównawczych) Ø 16 – 7 szt.,

3.2.2. Maszynownia dźwigów

Maszynownia dźwigów wykonana będzie w przebudowanej części nadszybia i znajdować się będzie na poz. +9,27 m.

Wymiary budynku maszynowni: – długość 4400 mm, – szerokość 4280 mm, – wysokość 2700 mm.

W maszynowni dźwigów zabudowane będą dwa zespoły napędowe dźwigów, a mianowicie:

- wciągarka MX18 – 2 szt,
- ogranicznik przeciwwagi – 2 szt.,
- zawiesie linowe – 4 szt.,
- ogranicznik prędkości kabiny – 2 szt.,
- panel napędu MLB – 2 szt.,
- panel sterowania LCE – 2 szt.,
- wyłącznik główny -2 szt.

Maszynownia będzie wentylowana niezależnie od pozostałych części budynku. Wykonanie maszynowni gwarantuje ochronę wyposażenia przed kurzem, szkodliwymi wyziewami i wilgocią. Zostanie zapewniony zakres temperatur +5 do 40°C, a wilgotność nie przekroczy 85%.

W stropie maszynowni zainstalowane będą stalowe dźwigary zgodnie z projektem budowlanym, tak by umożliwić podnoszenie ciężkich elementów.

Do maszynowni zostaną doprowadzone przewody sygnałowe systemu monitoringu oraz kontroli dostępu i zdalnego alarmowania (interkom). W maszynowni umieszczony zostanie dodatkowy moduł interkomu pozwalający na komunikację z dyspozytornią i kabinami dźwigów.

4. Podsumowanie

Po dokonaniu analizy aktualnie obowiązujących przepisów prawnych oraz konsultacji z WUG stwierdzono, że jest możliwa zabudowa dźwigów osobowo-towarowych w szybie górniczym Regis Kopalni Soli „Wieliczka". Dla zapewnienia maksymalnego bezpieczeństwa transportowanych osób wybrano zabudowę w szybie dwóch niezależnych dźwigów, które będą zasilane dwoma niezależnymi źródłami zasilania w energię elektryczną (dwie linie kablowe).

W wyniku rozstrzygniętego przetargu wybrano wykonawcę urządzeń przewidzianych do zabudowy, którym będzie firma KONE. Zakres prac obejmuje zaprojektowanie, wykonanie, montaż, uruchomienie urządzeń.

Urządzenia te będą się charakteryzować dobrymi parametrami ekonomicznymi zarówno na etapie inwestycyjnym, jak i eksploatacji. Należy stwierdzić, że zabudowa w szybach górniczych dźwigów osobowo-towarowych jest uzasadniona technicznie i ekonomicznie.

Literatura

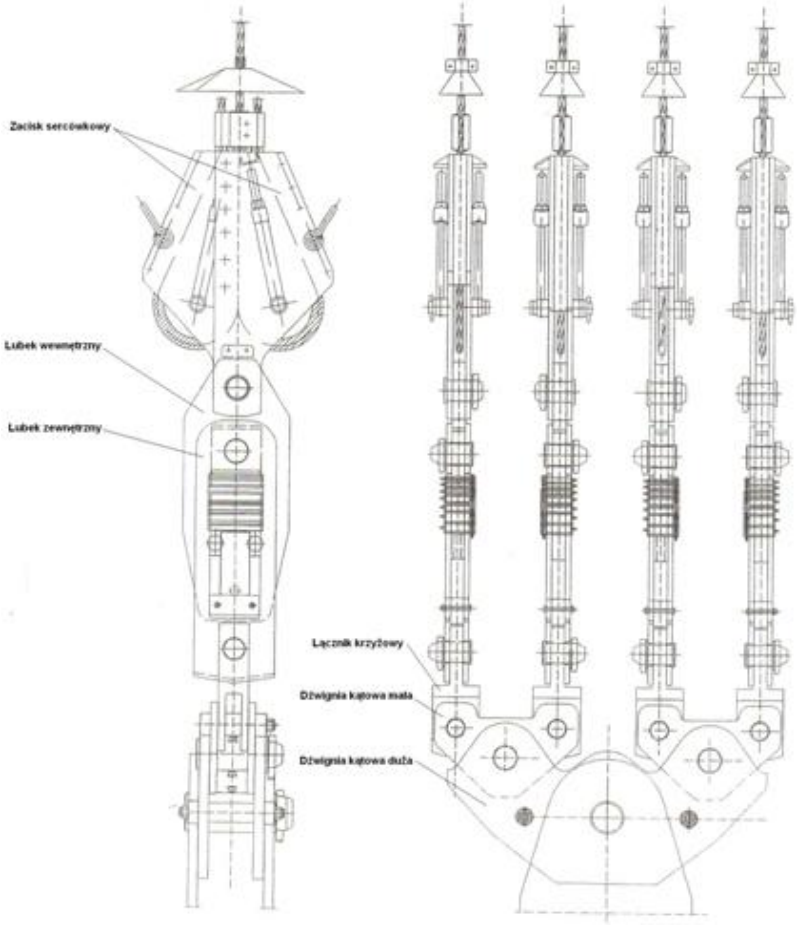
1. Transport pionowy za pomocą dźwigów osobowo-towarowych w Kopalni Soli Wieliczka, cz. I. możliwości realizacji transportu pionowego w górniczym szybie „Regis" Kopalni Soli Wieliczka za pomocą dźwigów osobowo-towarowych. V Międzynarodowa Konferencja Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie, Ustroń 2009.
2. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 139, poz. 1169 oraz Dz.U. z 2006 r. nr 124, poz. 863) w szczególności Rozdział 4 Działu VI „Transport pionowy i w wyrobiskach o nachyleniu powyżej 45^{o} oraz Załącznik nr 4 „Szczegółowe zasady prowadzenia ruchu w wyrobiskach" – punkt 5. Szczegółowe zasady prowadzenia ruchu układów transportu pionowego w wyrobiskach o nachyleniu powyżej 45^{o}.
3. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz.U. Nr 99, poz. 1003, z 2005 r. Nr 80, poz. 695 oraz z 2007 r. Nr 249, poz. 1853) – patrz Załącznik nr 2 „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia".
4. Studium transportu osób w szybie Regis za pomocą dźwigów osobowych. AGH Katedra Transportu Linowego, Kraków 2008.
5. Kokot B.+ zespół: Dokumentacja przebudowy podszybi oraz zbrojenia szybu „Regis". Praca KGHM Cuprum CBR, Wrocław, 2009.
6. KONE sp. z o.o. Dokumentacja dźwigów osobowo-towarowych projekt 6203620, Warszawa 2009.

Praktyczne zastosowanie nowych rozwiązań technicznych dla zawieszeń 4-linowych o zredukowanej masie

Jolanta Wincewicz, Piotr Wincewicz – Centrum Badań i Ekspertyz „CBE" sp. z o.o. w Lubinie, **Dariusz Madziarz, Wojciech Gachowski** – KGHM Polska Miedź SA. O/ZG „Polkowice-Sieroszowice"

1. Wprowadzenie

W związku z technicznym zużyciem dotychczas eksploatowanych zawieszeń 4-linowych wielkość 3 produkcji RYFAMA Rybnik (rys. 1) w dniu 08.03.2009 r. zabudowano zawieszenie 4-linowe wielkość 3 produkcji Dolnośląskiej Fabryki Maszyn ZANAM-LEGMET sp. z o.o. w Polkowicach w szybie P-II przedział wschodni skip „A". W nowej konstrukcji zawieszenia zmniejszono masę niektórych jego elementów.

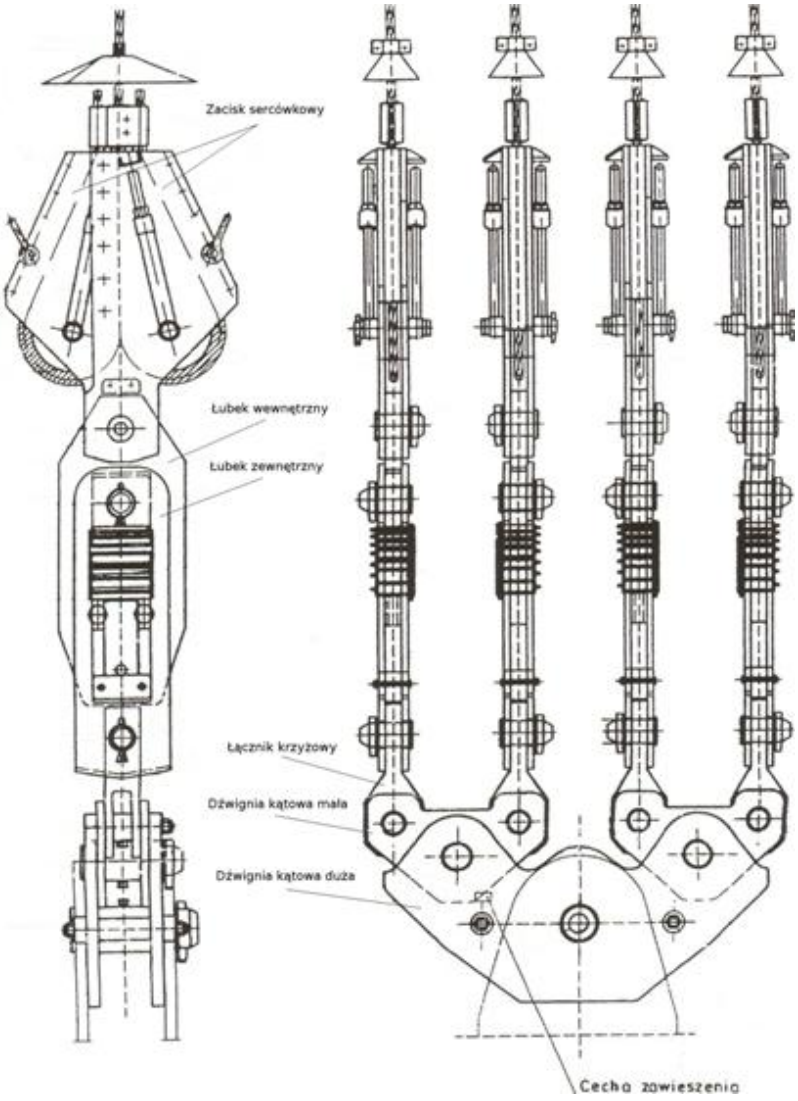


Rys.1. Dotychczas stosowane zawieszenie 4-linowe nośnie produkcji RFM RYFAMA [1]

2. Budowa zawieszenia

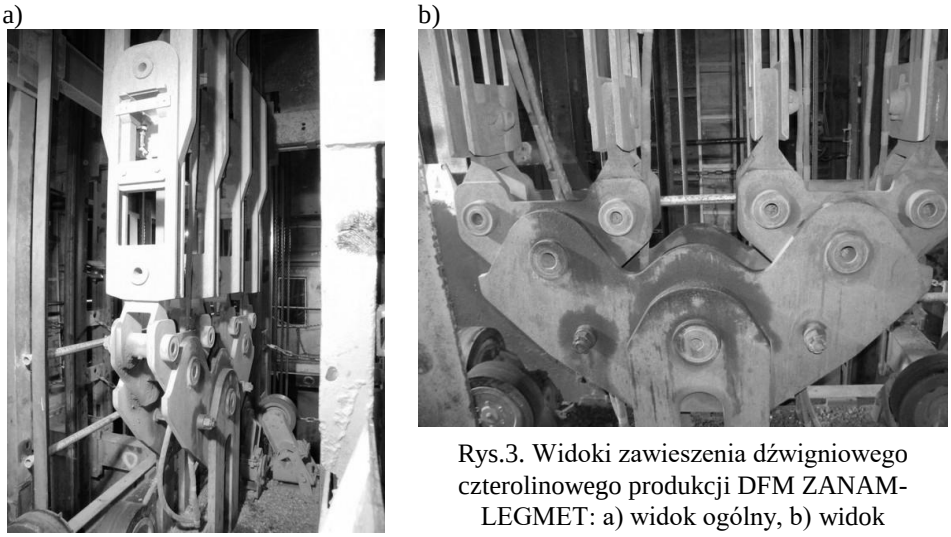
Zawieszenie nośne 4-linowe z 1-punktowym zamocowaniem do naczynia składa się z następujących elementów:

- 4 zaciski sercówkowe dla lin nośnych w zakresie 37-40 mm,
- 4 łączniki do zmiany długości liny,
- 4 łączniki krzyżowe,
- 2 dźwignie kątowe małe,
- 1 dźwignia kątowa duża,
- sworznie ϕ 130mm, ϕ 100mm, ϕ 75mm.



Rys.2. Zawieszenie 4-linowe nośne produkcji DFM ZANAM-LEGMET

a) b)



Rys.3. Widoki zawieszenia dźwigniowego czterolinowego produkcji DFM ZANAM-LEGMET: a) widok ogólny, b) widok

3. Zacisk sercówkowy

Zacisk linowy z sercówką samozaciskową o obciążeniu nominalnym Q = 150 kN dla lin nośnych o średnicy 37-40 mm połączony jest z liną nośną ϕ 38 mm konstrukcji NOTORPLAST „NRHD" 12x16 WIRESFC produkcji francuskiej.

4. Łącznik do zmiany długości liny

Składa się z łubka wewnętrznego i dwóch łubków zewnętrznych, poprzeczki, stosu dystansowego, sworzni ϕ 75 mm, przetworników pomiaru siły WSP-Ec firmy TEMIX sp. z o.o. (rys. 4). Stos dystansowy posiadający zakres regulacji 0–250 mm, składa się z 7 wkładek dystansowych o następujących wysokościach:

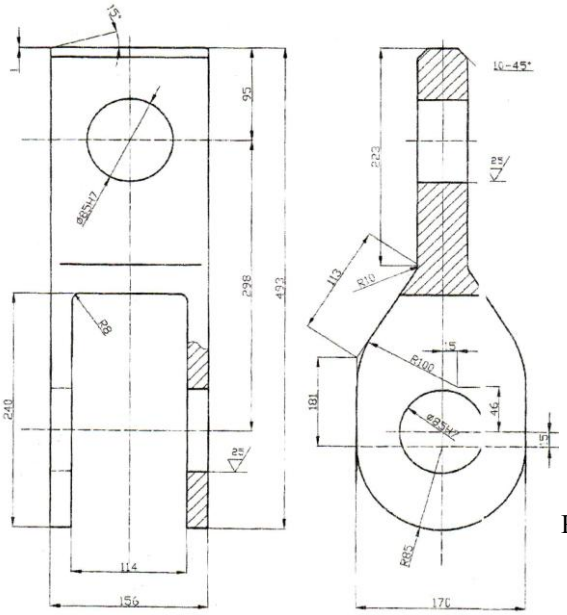
- 50 mm – 3 wkładki,
- 30 mm – 2 wkładki,
- 20 mm – 2 wkładki.

Elementami łączącymi stos dystansowy są zatyczki zakładanie pionowo oraz podkładki i zawleczki. W otworze poprzeczki znajduje się sworzeń, na którym zawieszone są dwa łubki zewnętrzne. W łubkach zewnętrznych wycięte są otwory prostokątne pozwalające na wzdłużne ruchy pionowe oraz swobodne zakładanie wkładek stosu dystansowego. Łącznik do zmiany długości liny stanowi połączenie zacisku sercówkowego z łącznikiem krzyżowym.

Rys.4. Widok łącznika zmiennej długości

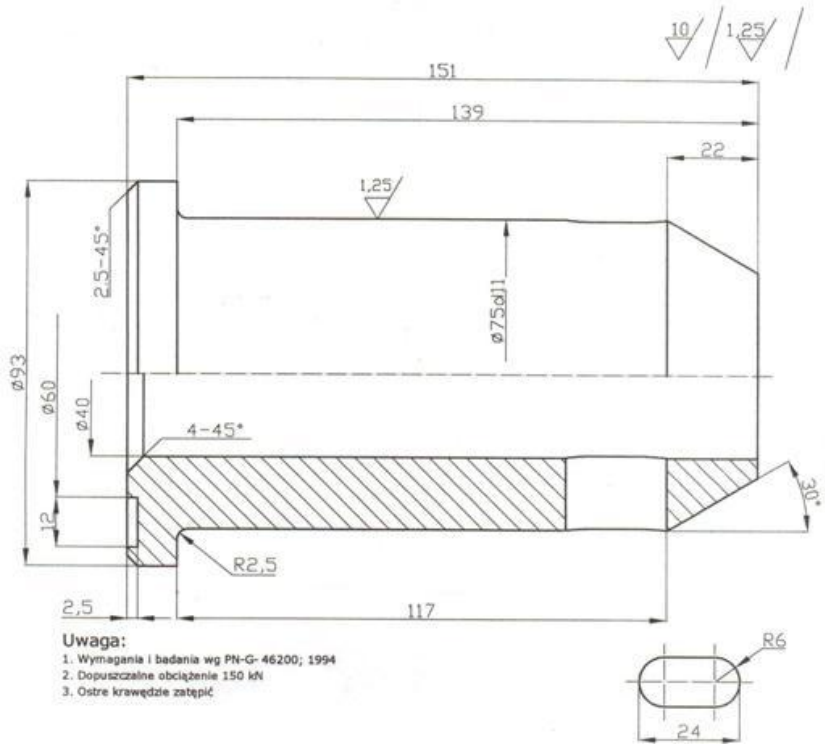
5. Łącznik krzyżowy

Łącznik krzyżowy (rys. 5 i 6) o obciążeniu dopuszczalnym Q = 150 kN połączony z dźwignią kątową za pomocą sworznia ϕ 75 mm (rys. 7) służy do przegubowego połączenia łącznika zmiennej długości z dźwignią kątową małą.



Rys.5. Łącznik krzyżowy zawieszenia 4-linowego produkcji DFM ZANAM-LEGMET

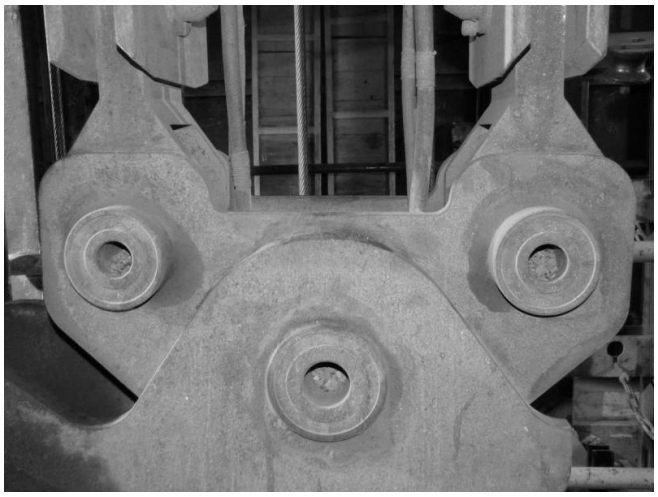
Rys.6. Widok łącznika krzyżowego nowej konstrukcji



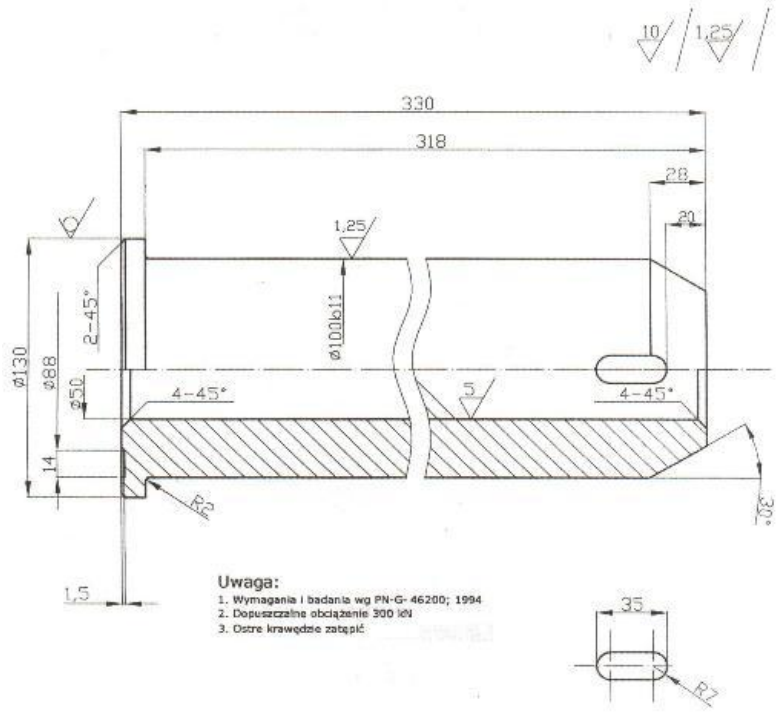
Rys.7. Sworzeń ϕ 75 mm dźwigni małej zawieszenia

6. Dźwignia kątowa mała

Dźwignia kątowa mała o obciążeniu dopuszczalnym Q = 300 kN (rys. 8) połączona z dźwignią kątową dużą za pomocą sworznia ϕ 100 mm (rys. 9) służy do przeniesienia obciążenia z dźwigni kątowej dużej na 2 łączniki krzyżowe jednej pary lin zawieszenia nośnego.



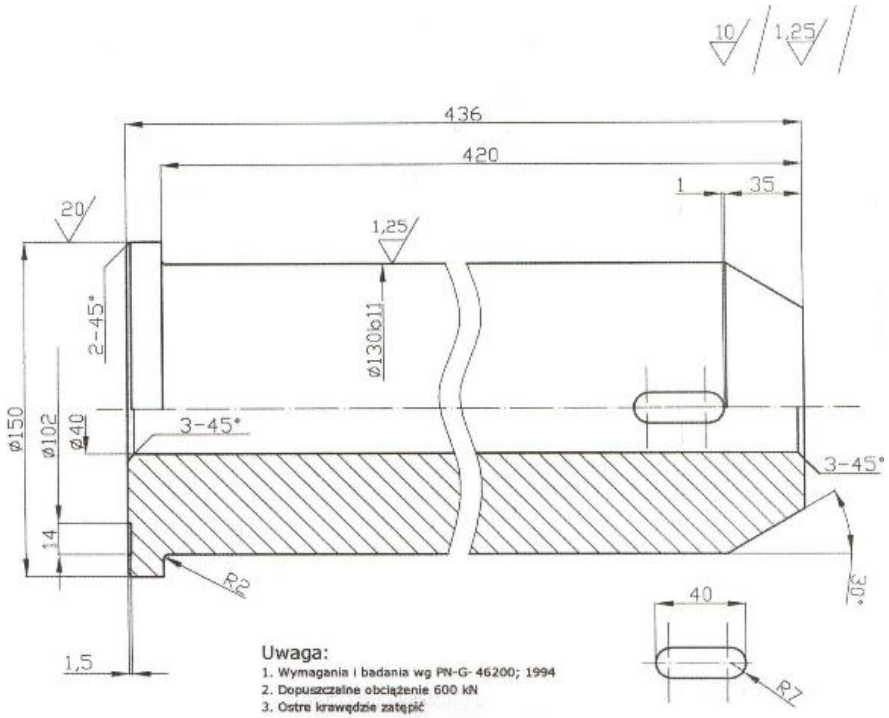
Rys.8. Widok dźwigni kątowej małej i sworzni



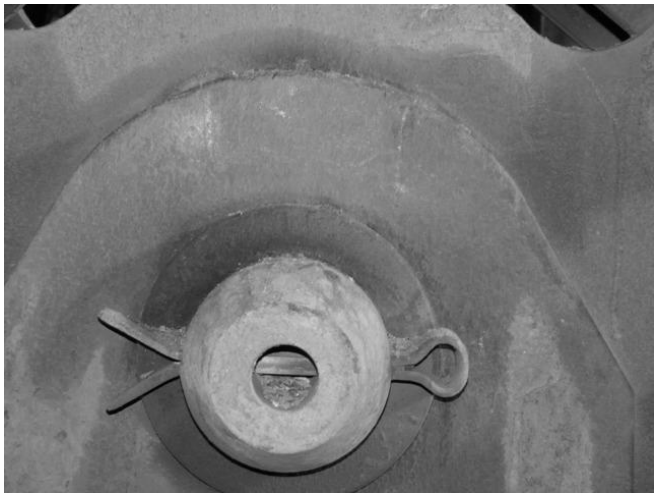
Rys.9. Sworzeń główny ϕ 100 mm dźwigni małej zawieszenia 4-linowego

7. Dźwignia kątowa duża

Dźwignia kątowa duża (widok na rys. 3) o obciążeniu dopuszczalnym Q = 600 kN połączona z naczyniem wyciągowym sworzniem ϕ 130 mm (rys. 10, 11) służy do przeniesienia obciążenia z naczynia wyciągowego obciążonego masą naczynia z obciążeniem użytecznym i masą lin wyrównawczych na dwie dźwignie kątowe małe.



Rys.10. Sworzeń główny ϕ 130 mm zawieszenia 4-linowego



Rys.11. Widok sworznia głównego zawieszenia od strony zawleczki, średnica sworznia d = 130 mm

8. Wychylanie zawieszenia

Wychylenie zawieszenia wynoszące 12° określone jest normą PN-G-46200:1994. Wychyły gwarantują zawieszeniu przegubowe połączenia poszczególnych elementów zawieszenia. Głównymi elementami przegubów są sworznie osadzone w otworach z wymiennymi tulejami.

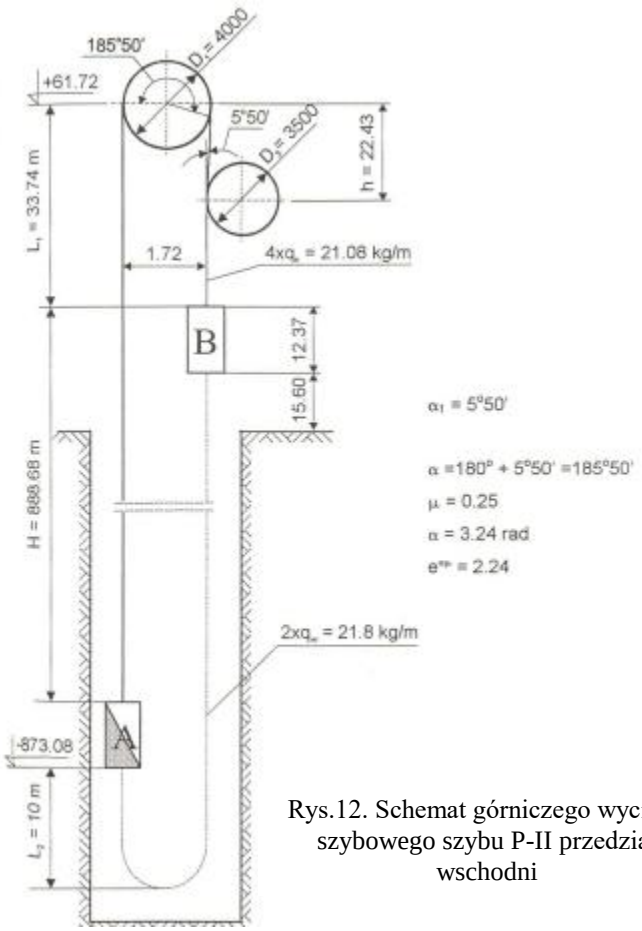
Zawieszenie 4-linowe nośne naczyń wyciągowych wielkość 3 według rysunku nr 291260 produkcji Dolnośląskiej Fabryki Maszyn ZANAM-LEGMET spółka z o.o. w Polkowicach zostało dopuszczone do stosowania w podziemnych zakładach górniczych przez Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego pismem nr L.dz. GEM/4706/0007/08/18559/ZL z dnia 16.12.2008 r. i nadano mu znak dopuszczenia: GM–106/08 [2].

Zawieszenie zostało w dniu 08.03.2009 r. zabudowane w urządzeniu wyciągowym szybu P-II przedział wschodni skip „A".

W urządzeniu wyciągowym zabudowane są 4 liny nośne o średnicy 38 mm NOTORPLAST: „NRHD" 12 x 16 WIRESFC produkcji francuskiej, jako liny wyrównawcze pracują dwie liny produkcji polskiej o średnicy 55 mm konstrukcji: 6x16x2,30+12x16x2,30+Ao.

Dane wyciągu szybowego (rys. 12)

- Maszyna wyciągowa — 4-linowa Koepe na wieży
- Prędkość jazdy — VU = 16 m/s
- Natężenie ruchu — ponad 100 wyciągów/dobę , wyciąg klasy I
- Rodzaj szybu — wdechowy, suchy
- Głębokość — -907,50 m
- Poziom załadowczy — -862,91 m
- Poziom rozładowczy — +17,30 m
- Rodzaj zawieszenia liny nośnej — czterolinowe z sercówkami samozaciskowymi wielkość 3
- Rodzaj zawieszenia liny wyrównawczej — zawieszenie liny okrągłej RS-3
- Obciążenie dopuszczalne (ruchowe) — QU = 13 897 daN dla jednej liny nośnej
- Prowadzenie naczyń — prowadniki stalowe, prowadnice toczne
- Zakres średnic lin — 37-40 mm



Rys.12. Schemat górniczego wyciągu szybowego szybu P-II przedział wschodni

9. Podsumowanie

Porównanie parametrów zawieszeń przedstawiono w tabeli 1.

Zawieszenie od dnia zabudowania znajduje się pod nadzorem Centrum Badań i Ekspertyz „CBE" sp. z o.o.

Ostatnie badania przeprowadzone przez Centrum Badań i Ekspertyz w dniu 08.03.2011 r. po upływie okresu 2-letniej eksploatacji: oględziny zewnętrzne i badania nieniszczące, do których użyto defektoskopu ultradźwiękowego typu USM 25S z zestawem głowic i wzorców oraz defektoskopu magnetycznego typu TWM 230 A firmy TIEDE [3, 4].

Rodzaj prądu wzbudzenia – przemienny.

Nanoszenie proszku magnetycznego – metodą mokrą, proszek magnetyczny fluoroscencyjny firmy TIEDE.

Oględziny – w świetle UV.

Barwa proszku magnetycznego – jasnozielona.

Porównanie parametrów zawieszeń

Tabela 1

Parametry	Zawieszenie według rysunku 291260 produkcji DFM ZANAM-LEGMET	Zawieszenie według rysunku G33-352 produkcji RFM RYFAMA
Wielkość	3	3
Obciążenie dopuszczalne [kn]	600	588,6
Maksymalne obciążenie zacisku sercówkowego [kn]	150	147,15
Zakres średnic liny [mm]	37-40	37-40
Liczba lin nośnych [szt.]	4	4
Odległość pomiędzy osiami lin [mm]	450	450
Masa zawieszenia [bez trzonów]	2073,0	2056,0
Stosowana średnica lin nośnych [mm]	38	38
Dźwignia kątowa duża: grubość [mm]	27	40
Dźwignia kątowa mała grubość [mm]	23	27
Łubek zewnętrzny grubość[mm]	14	23
Łubek wewnętrzny grubość [mm]	50	40
Długość połączenia min/max	845/1095	1110/1130

Badania wykazały, że:

- luzy w połączeniach przegubowych mieszczą się w granicach dopuszczalnych,
- nie stwierdzono występowania wad eksploatacyjnych i materiałowych w badanym zawieszeniu.

Ostateczną ocenę przydatności zawieszenia będzie można określić po upływie 3-letniego okresu eksploatacji po zdjęciu z urządzenia wyciągowego i przeprowadzeniu badań w stanie rozebranym.

Literatura

1. Biuro Studiów i Projektów Górniczych w Katowicach – Zawieszenie nośne 4-linowe wielkość 3, Q = 600 kN, a = 450 mm, d = 37-40 mm według rysunku nr arch. 291260. Katowice, lipiec 2008.
2. Dopuszczenie Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego pismem nr L.dz. GEM/4706/0007/08/18559/ZL z dnia 16.12.2008 r. znak dopuszczenia: GM – 106/08. Zawieszenie 4-linowe nośne naczyń wyciągowych wielkość 3 według rysunku nr 291260 produkcji Dolnośląskiej Fabryki Maszyn ZANAM-LEGMET spółka z o.o. w Polkowicach.
3. Metodyka nr 2/CBE/Z badań zawieszeń nośnych naczyń wyciągowych oraz zawieszeń lin wyciągowych górniczych wyciągów szybowych – opracowanie własne.
4. Zasady do metodyki nr 2/CBE/Z określające kryteria do oceny stanu technicznego zawieszeń będących w eksploatacji – opracowanie własne.
5. Zdjęcia i rysunki – opracowanie własne.

Indeks autorów

Adamusiński M. 323
Barańska H. 97
Buczek A. 191
Carbogno A. 289,411
Czyżowski J. 433
Długaj J. 115, 335
Domańska D. 309
Fedorko G. 385
Gachowski W. 439
Garski W. 191
Gawron L. 149
Gościniak L. 201
Granieczny A. 201
Grochowski W. 439
Grzyśka W. 163
Hadasik E. 399
Hansel J. 33
Helmrich P. 97
Jabłońska M. 399
Jagła T. 67
Jelonek J. 349
Kardyś T. 191
Konwerski R. 349
Kowal L. 97, 247
Krawczyk M. 349
Lajblich J. 411
Lichota P. 365
Łowkis Z. 235
Madziarz D. 439
Majewski A. 215
Manczyk A. 149
Mateja S. 411
Meller M. 215
Menzel W. 323
Michalczuk P. 191
Molnar V. 385
Oleksy A. 163,191
Płachno M. 55
Pypłacz J. 399
Pypno M. 323
Rączka P. 163
Rokita T. 433
Ropaj W. 389
Ryndak P. 115, 335
Stanowa E. 385
Stepanow A. 265
Szczygieł M. 15
Szulc P. 83
Szymański Z. 175
Tobys J. 375
Turewicz A. 247
Turewicz K. 247
Tytko A. 375
Wincewicz J. 439
Wincewicz P. 439
Wolny S. 235
Wójcik M. 7, 433
Wróbel T. 365
Zajczenko W. 389
Zuski Z. 433
Zygmunt A. 15
Żołnierz M. 289, 411

STRESZCZENIA

Tendencje rozwojowe górniczych wyciągów szybowych na świecie

Marian Wójcik

Praca powstała na podstawie materiałów przedstawionych na cyklicznie co 5 lat odbywanej Światowej Konferencji Wyciągowej „Hoist & Haul", która odbyła się we wrześniu 2010 r. w USA. W rozdziale przytoczono wybrane zagadnienia dotyczące szerokiej gamy problemów współczesnej techniki maszyn wyciągowych tak z kołem pędnym jak i bębnowych eksploatowanych na dużych głębokościach rzędu 2000 m. Dotyczy to kopalń miedzi, złota i potasu w takich krajach jak: Australia, Kanada, RPA, USA i innych. Przedstawiono pewne wyniki prac wdrożeniowych i analitycznych z takich dziedzin, jak: sterowania hamulcami maszyn wyciągowych dla minimalizacji drgań naczyń, hamowania awaryjnego naczyń wyciągowych, opracowanych nowych systemów awaryjnego hamowania spadających naczyń w szybach o stalowych prowadnikach, oszczędności i optymalizacji zużycia energii przez napędy maszyn wyciągowych, rozwiązań silników maszyn wyciągowych, optymalizacji doboru lin wyrównawczych dla bardzo głębokich szybów, wyników stosowania nowych konstrukcji lin nośnych przeznaczonych do maszyn bębnowych dla dużych głębokości itp.

Przegląd wybranych modernizacji górniczych wyciągów szybowych

Adam Zygmunt, Marek Szczygieł

Rozdział nawiązuje do publikacji z 1996 r. pt. „Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy" [1], w której scharakteryzowano i poddano analizie trzy grupy górniczych wyciągów szybowych, sklasyfikowane w zależności od przedziału czasowego ich budowy, prezentując następnie dla każdej grupy koncepcje kierunków modernizacji, szczególnie w zakresie ma-

SUMMARY

Current Problems of Mine Shaft Hoist Installations in the World

Marian Wójcik

The paper is based on the Proceedings of the International Conference on Hoisting and Haulage, organized in a five year cycle, which was held in September 2010 in USA, Las Vegas. The conference was organized by the Society for Mining, Metallurgy and Exploration (SME) in Littleton, Colorado.The paper describes the most interesting problems concerning the wide spectrum of contemporary technique including hoist installations with friction pulleys and drums operating in shafts exceeding depth of 2000 m. The problems concern gold, copper or potash mines in the following countries: Australia, Canada, RSA, USA and others. It has been presented very briefly the most interesting results of scientific-research and implementation works on the following subjects: hoist machine brake control reducing after-stop conveyance oscillations, design of overwind arresting systems, emergency braking systems for use with steel mine shaft guides, reduction and optimization of network peak power in mine hoist installations, new designs of motors of hoist machines, diagnostics and calculations of shaft steelwork systems, optimization of balance rope selection for deep level mining, application of new hoist ropes for drum winders in deep shafts etc.

Review of selected modernizations of shaft hoisting machines

Adam Zygmunt, Marek Szczygieł

The chapter refers to the publication from 1966 "Technical decapitalization of shaft hoist components as the reason of failure hazard" in which mine shaft hoists are analyzed and classified into three groups considering time of their construction giving the concept of their modernization for each of those groups especially as

szyn wyciągowych. W pracy pozytywnie zweryfikowano ówczesne poglądy, wskazując równocześnie na aktualne trendy modernizacji górniczych wyciągów szybowych. Oceniono wpływ przeprowadzonych modernizacji na poprawę poziomu bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych. Omówiono zagadnienia techniczne zmierzające do podniesienia poziomu bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych, uwzględnione w toku przeprowadzonych kontroli przez pracowników inspekcyjno-technicznych Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych.

System zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych – aktualne problemy

Józef Hansel

W tym rozdziale w sposób syntetyczny przedstawiono aktualny stan wiedzy z zakresu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych. Omówione też zostały nowe plany i programy studiów podyplomowych „Transport linowy – górnicze wyciągi szybowe", które uwzględniają nie tylko aktualne potrzeby polskiego górnictwa, ale również wyniki wieloletnich prac naukowo-badawczych z zakresu teorii i praktyki bezpieczeństwa systemów maszynowych transportu pionowego (SMTP) oraz nową ustawą z dnia 9 czerwca 2011 r. „Prawo geologiczne i górnicze". Wprowadzenie w życie tego prawa pociągnie za sobą konieczność nowelizacji aktów wykonawczych (rozporządzeń) do tego prawa. Z tego też powodu w końcowej części tego rozdziału zamieszczono argumenty przemawiające za opracowaniem projektu „dyrektywy wyciągowej" na wzór dyrektyw nowego podejścia UE.

Bezpieczeństwo prowadzenia naczyń wyciągowych w szybach o dużym zróżnicowaniu korozyjnego zużycia prowadników i dźwigarów

Marek Płachno

Omówiono zagadnienie oceny bezpieczeństwa prowadzenia naczyń wyciągowych ze względu na zużycie korozyjne prowadników i dźwigarów. Zwrócono uwagę, że chociaż postęp tego zużycia powoduje

regards hoisting machines. Opinions about modernization of mine shaft hoists of those days were positively verified. Impact of those modernizations on improvement of operational safety of mine shaft hoists was analyzed. Technical problems aiming at increasing of operational safety of mine shaft hoists that appeared during inspection of Mining Authority for Control Inspections of Power-and-Mechanical Devices are discussed.

System of the safety management of mining shaft hoists – current problems

Józef Hansel

This chapter presents in a synthetic manner the current state of knowledge of the safety management of mining shaft hoists. Also discussed were new plans and programs of postgraduate studies "Rope Transport - mining shaft hoists" which include not only the current needs of the Polish mining industry, but also the results of many years of research on the theory and practice of machine safety systems of vertical transport (SMTP) and the new Act of 9 June 2011 "Geological and mining law". The implementation of this law will entail the need to amend secondary legislation (regulations) to the law. For this reason, in the final section of this chapter once again refer the case for the development of the project of "hoist directive" like the EU New Approach Directives.

Safety of conveyance guiding in mine vertical shafts with high differentiation in corrosive wear of guides and buttons

Marek Płachno

What was elaborated is an assessment of safety of conveyance guiding in view of guides' and buttons' corrosive wear. It was noted that in spite of this wear's advancing which causes maximal forces

zmniejszanie sił maksymalnych oddziaływania naczynia wyciągowego na zbrojenie szybu wskutek zmniejszania się sztywności zbrojenia, to jednak następuje wtedy wzrost maksymalnych ugięć torów prowadzenia naczyń w szybie. Ten wzrost jest dodatkowo potęgowany przez zróżnicowanie zużycia prowadników i dźwigarów, w związku z czym w szybach, gdzie takie zróżnicowanie jest duże, może mieć miejsce problem ograniczenia bezpieczeństwa prowadzenia naczyń.

Odprowadzanie metanu rurociągiem usytuowanym w szybie wdechowym Grunwald IV KWK „Halemba-Wirek" na warunkach odstępstwa Prezesa WUG oraz gospodarcze wykorzystanie metanu w I połowie 2011 r.

Tadeusz Jagła

Poprzez naruszenie struktury górotworu w kopalniach węgla kamiennego wydziela się metan. Wraz z coraz głębszą eksplantacją pokładów węgla ilość wydzielanego metanu stale wzrasta. W przedstawionym rozdziale omówiono zasady bezpiecznego utrzymywania rurociągu metanwego w szybie wdechowym na warunkach odstępstwa Prezesa WUG oraz sposób wykorzystania metanu przez KWK „Halemba-Wirek" w I połowie 2011 r.

Wpływ składu wód szybowych na szybkość korozji elementów górniczego wyciągu szybowego

Paweł Szulc

Przedstawiono środowisko, w którym zachodzą procesy korozyjne. Czynniki wpływające na proces korozji. Rodzaje korozji. Agresywność wód szybowych mających wpływ na zużycie korozyjne elementów wyciągu szybowego. Definicję korozji według Polskiej Normy. Najbardziej agresywne składniki wód szybowych występujące w polskich szybach. Zabezpieczenie elementów wyciągu szybowego przed korozją.

of interaction between conveyance and shaft steelwork to decrease as a result of decrease of inflexibility of shaft steelwork, in this whole situation we can observe increase of maximal deflections of buttons and guides. This increase is additionally being made higher by differentiation in guides' and buttons' wear. According to it, in shafts, where this differentiation is large, decline in safety of conveyance guiding may occur.

Methane drainage pipeline located in the Grunwald IV downcast shaft of "Halemba-Wirek" Colliery on the condition of the President of the WUG State Mining Authority deviation as well as economic use of methane in the first half of 2011

Tadeusz Jagła

By violating the structure of the rock mass in underground coal mines methane is released. Along with an ever deeper coal seams explanation amount of methane emitted is growing. In the present study discusses the rules for the safe maintenance of the pipeline methane in the shaft inspiratory derogation under the terms of the President of WUG and the use of methane by the "Halemba-Wirek" Colliery in the first half of 2011.

Influence of composition water on speed of corrosion mining elements extraction the shaft hoist

Paweł Szulc

The chapter presents an environment, wherein overlapping operations corrosively. Factor flowing in to trial corrosion. Types of corrosion. Aggressiveness of the water which affect to expenditure corrosively unit cable-lift glide. The definition of corrosion according to Polish standards. The most aggressive ingredients found in the water shaft Polish shafts. Assurance unit cable-lift glide prior corrosion.

Nowe maszyny wyciągowe przeznaczone do stosowania w górniczych wyciągach szybowych

Leszek Kowal, Krzysztof, Turewicz, Hanna Barańska, Piotr Helmrich

W latach 2009-2010 w Zakładzie Transportu Pionowego ITG KOMAG opracowano projekty części mechanicznej dwóch nowych maszyn wyciągowych przeznaczonych do stosowania w górniczych wyciągach szybowych. Maszyny opracowano przy zastosowaniu komputerowych metod wspomagania procesu projektowania w oparciu o modelowanie przestrzenne 3D. Do analiz elementów konstrukcji nośnych maszyn zastosowano oprogramowanie inżynierskie oparte na metodzie elementów skończonych MES. Wykonane, w oparciu o projekty, maszyny są obecnie w fazie montażowo-rozruchowej na obiektach docelowych.

Modernizacje maszyn wyciągowych i urządzeń zainstalowanych w górniczych wyciągach szybowych zrealizowane przez MWM Elektro sp. z o.o. w latach 2009-2011

Jarosław Długaj, Piotr Ryndak

Od początku 2009 r. do września 2011 r. firma MWM Elektro sp. z o.o. przeprowadziła łącznie 11 modernizacji maszyn wyciągowych oraz urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej. W rozdziale przedstawiono ogólną charakterystykę przedmiotowych modernizacji ze szczególnym uwzględnieniem nowych funkcji i nowatorskich rozwiązań zastosowanych w ich trakcie.

Modernizacja maszyny wyciągowej o napędzie asynchronicznym z wykorzystaniem falownika średniego napięcia

Andrzej Manczyk, Leszek Gawron

W rozdziale przedstawiono wykonane modernizacje maszyn wyciągowych napędzanych silnikami asynchronicznymi na napięcie 6 kV i oporowej regulacji prędkości. Do zasilania napędu zastosowano wielopoziomowy falownik średniego napięcia, co umozliwiło bezstopniowa re-

New hosting machines designed for mine shaft hoist

Leszek Kowal, Krzysztof, Turewicz, Hanna Barańska, Piotr Helmrich

In the years 2009-2010 design of mechanical part of two new hoisting machines for mine shaft hoists was developed in the Division of Vertical Transport of KOMAG Institute of Mining Technology. The machines were developed using computer methods for supporting designing process basing on 3D modelling. Engineering software based on FEM method was used for analysis of bearing components of the machine. The machines manufactured according to the developed design are currently at the assembling-and-starting up stage in the targeted objects.

Modernization of hosting machines and equipment installed in mine shaft hoists realized by MWM Elektro Ltd. within 2009-2011

Jarosław Długaj, Piotr Ryndak

From the beginning of 2009 till September 2011 MWM Elektro Ltd. performed 11 modernization of hoisting machines as well as shaft signaling and communication equipment. General characteristics of the said modernizations with a special attention paid to use of new functions and novelty solutions developed during modernization.

Modernization of the hoisting machine with asynchronous drive with use of medium-voltage inverter

Andrzej Manczyk, Leszek Gawron

This chapter describes modernizations of two shaft hoists, each driven by single asynchronous, slip ring, 6kV motor with speed regulation realized by resistors connected into rotor wound by contactors. To supply hoist drive after modernization has been used multilevel, medium vol-

gulacje prędkości przy pozostawieniu dotychczasowego silnika wyciągowego. Modernizacja obejmowała również układ sterowania i zabezpieczeń, układ sterownia hamulca pneumatycznego oraz zabudowę systemu wizualizacji i rejestracji.

Zastosowanie energooszczędnego przemiennika częstotliwości jako układu zasilania oraz zespołu elektropneumatycznego sterowania hamulca do modernizacji maszyn wyciągowych typu B-1500A

Wojciech Grzyśka, Piotr Rączka, Andrzej Oleksy

W rozdziale przedstawiono, na przykładzie maszyny wyciągowej typu B-1500A zainstalowanej w górniczym wyciągu szybowym „Marklowice II" KW S.A. Oddział KWK „Marcel", zastosowanie przemiennika częstotliwości do zasilania trójfazowego silnika asynchronicznego na napięcie 500 V oraz dedykowanego dla tego typu maszyn wyciągowych elektropneumatycznego układu sterowania hamulca. Układ przemiennika częstotliwości i zespół elektropneumatyczny hamulca sterowane są nowoczesnymi programowalnymi sterownikami wykonanymi w technice cyfrowej.

Nowoczesne układy sterowania i diagnostyki układów napędowych maszyn wyciągowych zasilanych z zasilaczy przekształtnikowych

Zygmunt Szymański

Przedstawiono przegląd rozwiązań konstrukcyjnych układów napędowych maszyn wyciągowych napędzanych silnikami prądu stałego, zasilanych z tyrystorowych zasilaczy przekształtnikowych. W układach sterowania maszyn wyciągowych zastosowano komputery przemysłowe, spełniające funkcje: cyfrowych regulatorów jazdy, układów kontroli prędkości dojazdowej, oraz współpracujących z obwodami bezpieczeństwa maszyny wyciągowej. W pracy zamieszczono propozycje badań diagnostycznych on line opracowanych przez Autora, oraz badań okresowych układów napędowych maszyn wyciągowych.

tage, regenerative frequency inverter with continuous speed regulation with existing motor. In the same time was also modernized drive control systems, pneumatic brake supply and control systems, visualization and parameter acquisition systems of those hoists.

Use of energy-saving frequency converter as the supply system and electropneumatic brake control unit for the modernization of hoisting machines of B-1500A type

Wojciech Grzyśka, Piotr Rączka, Andrzej Oleksy

The chapter describes an application of a frequency converter to supply low voltage three phase squirrel-cage induction motor for example a mine-lifting machine type B-1500A with electropneumatic brake system. The machine works in "Marcel" coal mine ", Marklowice II" pit shaft. The frequency converter and the brake system are controlled by PLC controllers.

State-of-the-art systems to control and diagnose drives of hoisting machines supplied form inverter feeders

Zygmunt Szymański

The review of constructional solutions a driving system of hoisting machines driving with DC motor, and supplied with thyristor converter supply system are described. In control systems of hoisting-machines used industrial computers, acting: functions of the drive digital regulators, inspection system of the access speed, and co-operative with the safety circuits of the hoisting-machine. In the monograph chapter placed also a proposals of diagnostic test on line proposed by the Author, and routine tests of hoisting-machine driving system.

Nowoczesne rozwiązanie wzbudzenia silnika prądu stałego maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego

Włodzimierz Garski, Tomasz Kardyś, Andrzej Oleksy, Piotr Michalczuk, Andrzej Buczek

W rozdziale przedstawiono symulacje rewersyjnych układów sterowania prądem wzbudzenia silnika DC napędu maszyny wyciągowej. Przeanalizowano wykorzystanie do tego celu dwóch mostków tyrystorowych połączonych przeciwrównolegle lub mostka tranzystorowego. Ponadto przedstawiono aplikacje wyżej wymienionego mostka tranzystorowego w układzie wzbudzenia silnika DC maszyny wyciągowej zainstalowanej w górniczym wyciągu szybowym szybu „Kazimierz I" KWK „Kazimierz-Juliusz" sp. z o. o. Opisywany układ został wyprodukowany i zabudowany przez Energotest w 2010 r. Badanie odbiorcze zostało przeprowadzone przez rzeczoznawcę ds. ruchu zakładu górniczego, uprawnionego do wykonywania badań i opinii w zakresie maszyn wyciągowych – OPA-LABOR.

Komunikator Szybowy KS – system cyfrowej, w pełni bezprzewodowej łączności, sterowania i transmisji danych naczynie-maszyna wyciągowa

Lech Gościniak, Adam Granieczny

Komunikator Szybowy KS służy do cyfrowej, bezprzewodowej transmisji głosu, sygnałów akustycznych i sygnałów zdalnego sterowania pomiędzy stanowiskiem ruchomym a stałym stanowiskiem sterowania. Jego iskrobezpieczna budowa umożliwia jego stosowanie w układach łączności i sterowania w górniczych wyciągach szybowych kopalń węgla kamiennego. Transmisja odbywa się całkowicie radiowo i nie jest wymagane żadne fizyczne połączenie pomiędzy stanowiskami lub w ich pobliżu. Komunikator transmituje dane, sygnały sterujące i głos w postaci cyfrowej wykorzystując standardowy system Wi-Fi oraz protokół transmisji Ethernet umożliwiając jednoczesne dwukierunkowe przesyłanie sygnałów sterujących oraz głosu bez zakłócania pracy innych urządzeń w szybie.

State-of-the-art design of induction of direct current of hosting machine in mine shaft hoist

Włodzimierz Garski, Tomasz Kardyś, Andrzej Oleksy, Piotr Michalczuk, Andrzej Buczek

The chapter presents simulations of control systems for reversible DC motor field current drive hoist. Using two anti-parallel connected thyristor bridges or transistor bridge was analyzed for this purpose. Furthermore, the above presented application of the transistor bridge circuit excited DC motor installed in mining hoist "Kazimierz I" KWK "Kazimierz-Juliusz" sp. z o.o. The described system is manufactured and built by Energotest in 2010. Acceptance test was conducted by OPA-LABOR, which is expert in the mining plants and authorized to pursue researches and opinions on hoist area.

Shaft Communicator KS – the system of wireless communication, control and transmission of data conveyance – hoisting machine

Lech Gościniak, Adam Granieczny

Shaft Communicator KS realizing digital, wireless transmission of voice, acoustic signals and remote control signals between mobile and stationary control stations. Intrinsically safe construction of equipment enables using of communicator in coal mines shafts. Transmission is realized only by radio and any hardwired connection between this control stations or near of them is not required. Data, control signals and voice are transmitted digitally with standardized Wi-Fi and Ethernet hardware and protocols which enables simultaneous bidirectional full duplex transmission of control signals and voice without disturbing of any other equipment in the shaft.

Poprawa jakości informacji wizualizującej monitoring pionowania i poziomowania wiszących pomostów roboczych jako sposób na redukcję stresu u obsługi i poprawę bezpieczeństwa i komfortu pracy

Andrzej Majewski, Michał Meller

Kilkuletnie doświadczenia eksploatacyjne z eksploatacji systemu ciągłego monitorowania sił w linach nośnych zawieszenia wiszących pomostów roboczych (SW-4, KGHM Polska Miedź S.A. - O/ZG „Polkowice-Sieroszowice") oraz wizualizacji obciążenia lin na monitorze ekranowym, pokazały, że jego stosowanie jest nieodzowne w diagnostyce położenia pomostu w świetle głębionego szybu. Ważnym zagadnieniem stał się sposób poziomowania i pionowania samego pomostu. Wprowadzenia do tego systemu dodatkowego urządzenia pomiarowego - poziomicy elektronicznej zwiększyło ilość i jakość informacji dostępnej dla obsługi. Badania przeprowadzone na modelu pokazują jednak, że dostępna informacja o obciążeniach lin i położeniu pomostu nie przekłada się w prosty i oczywisty sposób na czynności ręcznego sterowania położeniem pomostu. Ilość informacji przekazywanej przez wizualizację i nieoczywiste powiązania pomiędzy zmianą wielkości naprężeń a zmianami położenia pomostu może być źródłem dodatkowego stresu u obsługi. W rozdziale przedstawiono kierunek rozwoju systemu wizualizacji, mający na celu poprawę jakości przekazywanej informacji, zapewniającą ograniczenie stresu związanego z podejmowaniem decyzji o sposobie sterowania położeniem pomostu roboczego. Tą samą drogą zamierza się osiągnąć poprawę stanu bezpieczeństwa załogi szybu i wzrost komfortu jej pracy. Rozdział stanowi kontynuację tematu „Monitoring pionowania i poziomowania wiszących pomostów roboczych, jako skuteczna metoda zapewnienia właściwej lokalizacji pomostu w czasie głębienia szybu", opra-

Improving the quality of monitoring information, visualizing plumbing and leveling suspended work platforms as a way to reduce worker's stress and improve work safety and comfort

Andrzej Majewski, Michał Meller

Several years of operational experience with the system of the continuous monitoring of forces in the ropes supporting the multi-point suspended working platform - a tension framework built-in in currently drilled shaft (SW-4, KGHM Polska Miedź SA - O/ZG "Polkowice-Sieroszowice") and visualization of the rope loads on the monitor screen, showed that its use is essential in diagnostics of platform position in the opening of drilled shaft. An important issue has become a way of leveling and plumbing the platform. Introduction to this system, an additional measuring device - an electronic level increased the quantity and quality of information available for the service. A study of the model shows, however, that available information on loads of ropes and platform position does not translate in a simple and obvious way to manually control the position of the platform. The amount of information conveyed by the visual and obvious link between the change in the size of the forces and changes in the position of the platform can be a source of additional stress in service. In the chapter provides direction for the visualization system, designed to improve the quality of information, providing reducing the stress of making decisions about how to control the position of the working platform. The same way we intend to achieve growth and improve the comfort and overall safety of the crew of the shaft. This chapter is a continuation of theme "Monitoring of plumbing and leveling suspended working platforms, as an effective method to ensure proper location of the working platform during

cowanego wspólnie z Cuprum-Projekt sp. z o.o. z Wrocławia i przedstawionego na konferencji CBiDGP w czerwcu 2011.

Problemy dynamiczne w eksploatacji naczyń wydobywczych górniczych urządzeń wyciągowych

Stanisław Wolny, Zbigniew Łowkis

Opracowanie kryteriów oceny stanu technicznego elementów górniczego urządzenia wyciągowego w tym koła pędnego, ze szczególnym uwzględnieniem trwałości zmęczeniowej w funkcji czasu eksploatacji i rodzaju urządzenia wyciągowego, wymaga przeprowadzenia gruntownej analizy wytrzymałościowo-zmęczeniowej, uwzględniającej rzeczywiste wartości ich obciążeń oraz zmiany tego obciążenia w czasie. Nie można jednak tego osiągnąć bez wnikliwych studiów nad dynamiką procesów zachodzących w czasie normalnej eksploatacji urządzenia, jak również awarii. Rozważania zawarte w pracy ograniczono do analizy zjawisk dynamicznych zachodzących w czasie normalnej eksploatacji. Uzyskane rezultaty zweryfikowano pomiarami obciążeń wybranych elementów analizowanego układu na obiekcie rzeczywistym.

Modelowanie zjawisk cieplnych zachodzących podczas hamowania maszyny wyciągowej

Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz, Andrzej Turewicz

W rozdziale przedstawiono wyniki prac prowadzonych w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG, związanych z modelowaniem zjawisk cieplnych zachodzących podczas hamowania hamulcem tarczowym maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego. Prace prowadzono przy współudziale Instytutu Techniki Cieplnej i Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej w Gliwicach w ramach projektu badawczo-rozwojowego finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.

shaft drill", developed jointly with Cuprum-Projekt sp. o.o. of Wroclaw and presented at a conference CBiDGP in June 2011.

Problem of dynamic loads to conveyances of mine shaft hoists

Stanisław Wolny, Zbigniew Łowkis

In order to develop reliable criteria for assessing the working condition of hoisting installations incorporating a pulley block, in the context of their fatigue endurance in the function of service time and depending on the type of hoisting gear. A thorough fatigue analysis is required to find the real loads and their time variations the study of dynamic processes during the normal operating conditions of a hoisting gear and in emergency. This study is limited to dynamic processes during the normal service. Predicted data are verified experimentally through measurements of loading of selected elements of the analyses system using a real object.

Modelling of thermal phenomena during braking of hoisting machine

Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz, Andrzej Turewicz

Results of work carried out at the KOMAG Institute of Mining Technology associated with modelling of thermal phenomena, which take place during braking by disk brake of hoisting machine of mining shaft hoist, are presented. Work was realized in collaboration with the Institute of Heat Engineering and the Institute of Mining Mechanization of the Silesian University of Technology within R&D project financed by the National Centre for Research and Development.

Matematyczne modelowanie procesów dynamicznych napędu hamulca tarczowego górniczych maszyn wyciągowych

Anatolij Stepanow

Przedstawiono modelowanie matematyczne procesów dynamicznych występujących w wysokociśnieniowych napędach hamulców tarczowych maszyn wyciągowych stosowanych w górnictwie. Określono wpływ parametrów konstrukcyjnych na szybkość i stateczność działania układu hamulcowego. Przedstawiono nowy system sterowania napędem hamulca tarczowego, który zapewnia wysoką szybkość jego działania oraz absolutną stateczność procesów przejściowych. Proponowany układ hamulcowy daje podstawy do zrealizowania układu automatycznego tłumienia i podtrzymania zadanego opóźnienia podczas hamowania bezpieczeństwa, co wpłynie na bezpieczeństwo pracy górniczych wyciągowych szybowych.

Zagadnienie projektowania pomostów bezpieczeństwa stosowanych podczas pogłębiania szybów

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz

W rozdziale przedstawiono zagadnienie projektowania pomostów bezpieczeństwa (sztucznych den szybów) stosowanych podczas pogłębiania szybów. Przedstawiono wymagania dotyczące ich obliczeń według obowiązujących wymogów przepisów górniczych w wybranych krajach. Omówiono konstrukcje pomostów bezpieczeństwa stosowane w kraju. Przedstawiono również konstrukcje pomostów poziomych sztywnych i linowych stosowanych za granicą oraz w kraju. Zwrócono uwagę na problem projektowania pomostów bezpieczeństwa w kraju z uwagi na wzrost głębokości stosowania tych pomostów w szybach i z uwagi na 4÷5 krotny wzrost spadających mas do szybu w porównaniu z sytuacją w przeszłości.

Doświadczenia ITG KOMAG w zakresie badania i oceny stanu technicznego obudów szybowych

Danuta Domańska

Ocena stanu technicznego obmurzy szybowych dokonywana na podstawie przepro-

Mathematical modelling of dynamic processes of the drive of the disk brake of mine hoisting

Anatolij Stepanow

This chapter discusses mathematical modeling of dynamic processes a drive of a high-pressure disk brake of mine hoist. Influence of constructive characteristics on speed and stability of brake system is defined. The new control system of a disk brake is offered. The system provides high speed and absolute stability of transition mode. The brake system creates preconditions for successful creation of system of an automatic damping and maintenance of the given deceleration. The new system will significantly improve safety of operation of mine hoist.

Problem of designing safety platforms used during shafts sinking

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz

Problem of designing safety platforms (artificial shat bottoms) used during sinking of shafts is presented. Requirements as regards their calculations according to the standards which are in force are given. Designs of safety platforms used in Poland were discussed. Also designs of rigid and rope safety platforms used in Poland and abroad are shown. Some attention has been drawn to the problem of designing of such platforms in Poland due to using them on greater depths as well as 4–5 times increase of amount of masses falling into shafts, comparing to the previous years.

KOMAG's experience in testing and assessment of technical condition of shaft support

Danuta Domańska

Assessment of technical condition of

wadzonych badań, jest jednym z kierunków działalności Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, który posiada upoważnienie rzeczoznawcy do spraw ruchu zakładu górniczego w zakresie wydawania opinii dotyczących doboru obudowy szybów i wlotów do szybów, a w zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny doboru obudowy wyrobisk o przekroju poprzecznym przekraczającym 30 m^2. O możliwości dopuszczenia szybu do dalszej eksploatacji z uwagi na stan techniczny jego obudowy, decyduje zarówno wynik oględzin zewnętrznych obmurza jak i sprawdzenie określonych kryteriów normowych związanych z parametrami wytrzymałościowymi materiału obudowy i jej nośnością, postępem zjawisk korozyjnych oraz szczelnością obmurza. W niniejszym rozdziale scharakteryzowano metodykę badań oraz sposób oceny aktualnego stanu technicznego obudowy szybowej. Zasygnalizowano również trudności pojawiające się na etapie wykonywania badań oraz analizy ich wyników.

Pierwszy po 20 latach w polskim górnictwie węglowym

Walter Menzel, Marek Adamusiński, Marek Pypno

Głębienie szybów z powierzchni na KWK „Manifest Lipcowy" a obecnie KWK „Borynia-Zofiówka"-Ruch Zofiówka zakończyło Przedsiębiorstwo Budowy Szybów w połowie lat 80. XX wieku, a ostatnie z powierzchni głębienie szybu rozpoczęło na początku lat 90. XX wieku. Po 20 latach KOPEX - Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. znowu „bije szyb" w JSW S.A. na KWK „Borynia-Zofiówka"-Ruch Zofiówka. W rozdziale znajduje się całe spektrum spraw związanych z głębieniem szybu 1-Bzie oraz unikalna konstrukcja obudowy szybowej, na tle rysu historycznego i dnia dzisiejszego nowego głębionego szybu 1-Bzie.

shaft banks made on the basis of test results is one of activities carried out by KOMAG Institute of Mining Technology which authorized to issue expert opinions as regards selection of shaft steelwork and shaft inlets, and in the case of hard coal mining plants opinions as regards selection of roadway supports of cross-section surface not exceeding 30 m^2. Results of visual inspections of shaft banks as well as verification of specified standard criteria associated with strength parameters of the support material and its load-bearing capacity and also associated with corrosion progress and shaft bank tightness decide about acceptance of the shaft for further operation. Testing methodology and the method of assessment of current technical condition of shaft support are described. Also some difficulties that can appear during testing as well as test results analysis are mentioned.

The First after 20 years in Polish coal mining industry

Walter Menzel, Marek Adamusiński, Marek Pypno

Sinking shafts from surface at Coalmine „Manifest Lipcowy", and at present Coalmine „Borynia-Zofiówka" - Department Zofiówka has been finished by Shafts Construction Company in the mid of 80's the 20th Century and the last sinking from the surface started at the beginning of 90's the 20th Century. After twenty years KOPEX – Shafts Construction Company Joint Stock Company again classically "sinks a shaft" in JSW SA, Coalmine "Borynia -Zofiówka" - Department Zofiówka. This chapter includes a wide spectrum of issues related to the sinking of "1-Bzie" shaft and the unique structure of the new shaft lining. Present and historical backgrounds of shaft lining are also presented.

Nowoczesne urządzenia transportu linowego stosowane do głębienia i pogłębiania szybów produkcji MWM Elektro sp. z o. o.

Jarosław Długaj, Piotr Ryndak

W rozdziale opisano nowoczesne urządzenia transportu linowego stosowane między innymi do głębienia oraz pogłębiania szybów produkowane przez firmę MWM Elektro sp. z o. o. W treści przedstawiamy dane techniczne maszyny wyciągowej, wciągarek bębnowych wolnobieżnych, opis budowy jak również możliwości zabudowy oraz uniwersalność w zastosowaniu poszczególnych urządzeń. Rozdział zawiera zarówno rysunki gabarytowe jak i zdjęcia z konkretnych zastosowań.

Propozycje rozwiązań poprawiających bezpieczeństwo pracy górniczych maszyn wyciągowych

Jan Jelonek, Marian Krawczyk, Robert Konwerski

Przedstawiono propozycje rozwiązań mających pozytywny wpływ na bezpieczeństwo eksploatowanych maszyn wyciągowych. Jest to kolejna wersja zespołów przeznaczonych do modernizacji górniczych maszyn wyciągowych, na którą składa się: zespół sterowania i regulatora jazdy ZSRJ-10, zespół kontroli regulatora jazdy ZKRJ-10 oraz cyfrowy wskaźnik głębokości WG-10. Wymienione zespoły są efektem doświadczeń zebranych w trakcie projektowania, uruchomienia i serwisowania pięciu maszynach wyciągowych eksploatowanych od ponad dziesięciu lat. W rozdziale zamieszczono także zarejestrowane przebiegi, w funkcji czasu i drogi, prezentujące możliwości przedstawionych zespołów.

Skuteczne rozwiązania kontroli załadunku i opróżniania skipów w nowej generacji urządzeniach ciągłego monitoringu sił w linach nośnych naczyń wydobywczych

Tadeusz Wróbel, Piotr Lichota

Wnioski z dotychczasowej eksploatacji stacjonarnych urządzeń do pomiaru sił w linach nośnych, prowadniczych, prowa-

State-of-the-art rope transportation equipment used for shaft sinking made by MWM Elektro Ltd.

Jarosław Długaj, Piotr Ryndak

State-of-the-art rope transportation equipment used among others for shaft sinking made by MWM Elektro Ltd. is described. Technical data of hosting machines, slow-rotating drum winches, description of the design as well as possibility of installation and versatility of each device are presented. Drawings and photos of each application are included as well.

Proposed solutions improving operational safety of mine hoisting machines

Jan Jelonek, Marian Krawczyk, Robert Konwerski

Proposition of solutions that have a positive impact on operational safety of mine hoisting machines were presented. This is the next version of the units planned to be used in modernization of mine hoisting machines i.e. ZSRJ-10 travel controller, unit to control ZSRJ-10 travel controller and WG-10 digital depth meter. The mentioned units are the result of experience gained during designing, installation and servicing in five hoisting machines used for 10 years. Also the recorded functions in time and distance were given to show capabilities of presented units

Efficient solution for control of loading and unloading of skips in new generation system for monitoring of forces in hoisting ropes of conveyances

Tadeusz Wróbel, Piotr Lichota

Conclusions from current operation of stationary equipment for measurements of forces in hositing, guiding and guiding-hoisting ropes made by TEMIX

dniczo-nośnych firmy TEMIX [literatura poz. 1; 2; ÷ 10] oraz analiza możliwości ich adaptacji do zastosowań w zapobieganiu znanym zdarzeniom awaryjnym, były powodem opracowania nowej generacji systemu monitoringu sił w linach górniczych wyciągów szybowych. Najczęściej sugerowanymi przez służby szybowe działów energomechanicznych są rozwiązania zwiększające skuteczność kontroli rozładunku i załadunku skipów, których celem stosowania jest zmniejszenie awaryjności wyciągów i poprawa bezpieczeństwa obsługi

Eksploatacja lin prowadniczych i odbojowych w górniczych wyciągach szybowych

Jerzy Tobys, Andrzej Tytko

Prowadzenie linowe oparte o liny konstrukcji półzamkniętej stosowane jest w kilku polskich kopalniach węgla kamiennego i w KGHM „Polska Miedź" S.A. W rozdziale przedstawiono problematykę eksploatacji lin prowadniczych i odbojowych. Skoncentrowano się głównie na zagadnieniu odkładania i wymiany tych lin na nowe w świetle obowiązujących przepisów.

Geometryczny model liny stalowej o splotkach trójkątnych

Vieroslav Molnár, Eva Stanová, Gabriel Fedorko

W rozdziale przedstawiono wykorzystanie nowoczesnych metod projektowania komputerowego do doboru parametrów geometrycznych lin stalowych ze splotkami trójkątnymi, bardzo popularnymi w górniczych wyciągach szybowych.

Wpływ tarczy zawieszenia bębnowego na stan naprężeń powłoki gumowej liny RTK

Walerij Ropaj, Wiktor Zajczenko

W górnictwie ukraińskim liny wyrównawcze płaskie stalowo-gumowe typu RTK mocowane są do naczyń wyciągowych za pomocą zawieszeń bębnowych. Lina typu

as well as analysiss of possiblity of their adaptation to prevent against known failures was the reason of developement new generation system for monitoring of forces in hoisting ropes of mine shaft hoists. Solutions that increase efficiency of control of loading and unloading of skips, what would reduce failures of hoists and would increase workers safety are suggested most frequently by shaft services.

Operation of guiding ropes in mining shafts

Jerzy Tobys, Andrzej Tytko

Guiding half lock coil ropes systems are used in several Polish coal mines and in KGHM "Polish Copper" S.A. The chapter presents problems of practical use and maintenance of guiding and sliding ropes. The focus is mainly on the issue of deposition and the exchange of these ropes in the light of the existing law.

Geometric model of the trihedral rope strand steel rope

Vieroslav Molnár, Eva Stanová, Gabriel Fedorko

This chapter is focusing on verification of proposed geometric model of the trihedral strand steel rope. The verification uses mathematical interpretation of the axis of one wire and equivalence of the surface area of wires of one layer. Pro/ Engineer Wildfire 3 software application is used for verification of geometric model of steel rope by copying and shifting the first model in the axis direction by specific length.

Impact of drum suspension disc on the condition of stresses of RTK rope rubber surface

Walerij Ropaj, Wiktor Zajczenko

In Ukrainian mining industry flat steel-and-rubber balance ropes of RTK type are fastened to the conveyances by drum

RTK układa się na bębnie pomiędzy jego tarczami bocznymi. W rozdziale przedstawiono stan naprężeń i odkształceń powłoki gumowej liny w zależności od wysokości tarczy h. Analizę przeprowadzono za pomocą metody elementów skończonych MES.

Badania drutów lin nośnych produkcji polskiej i zagranicznej stosowanych w polskich górniczych wyciągach szybowych

Eugeniusz Hadasik, Magdalena Jabłońska, Janusz Pypłacz

W rozdziale przedstawiono wyniki badań własności mechanicznych oraz struktury drutów stalowych lin wyciągowych nośnych, wykonanych w klasie wytrzymałości 1570 i 2160 MPa., okrąglosplotkowych oraz o splotkach kompaktowanych, stosowanych i przewidzianych do zastosowania w polskich górniczych wyciągach szybowych. Dokonano analizy struktury drutów stosowanych na liny w korelacji z ich własnościami mechanicznymi określonymi według zaświadczeń wytwórców, wyników odbiorów technicznych wykonanych przez Centrum Badan i Dozoru Górnictwa Podziemnego w Mysłowicach oraz właściwych Warunków Technicznych Wykonania i Odbioru lin. Podjęto próbę oceny wpływu struktury badanych drutów na trwałość zmęczeniową lin wyciągowych eksploatowanych w polskich górniczych wyciągach szybowych. Przedstawiono także alternatywne rozwiązania technologii wykonania drutów na liny wyciągowe np. ze stali o strukturze dwoisto-fazowej wykazujących wysoką wytrzymałość na rozciąganie i dobre własności plastyczne, określone liczbą przegięć i skręceń.

suspensions. RTK rope is laid on a drum between its side discs. Condition of stresses and deformations of rubber surface of rope, depending on shield height h, is presented. Analysis was made with use of the Finite Elements Method (FEM).

Testing of wires of hoisting ropes made in Poland and abroad used in Polish mine shaft hoists

Eugeniusz Hadasik, Magdalena Jabłońska, Janusz Pypłacz

The chapter presents the results of the mechanical properties and structure of hoist load steel wire rope, made in 1570 and 2160 MPa strength class, round and compacted strands used and intended for use in the polish mine hoists. An analysis of the structure of the wire rope used in correlation with their mechanical properties specified by the manufacturers certificates, results of the technical load carried by the Research and Supervisory Centre of Underground Mining Co. Ltd in Myslowice and the relevant Conditions of Technical Performance and Reception of the Wire Rope. Attempted to assess the impact of the investigated structure of wire on fatigue life of hoist wire rope operated in the polish mine hoists. Alternatives to the technology of hoist wire rope have been presented, for example: from the duality-phase steel structure having a high tensile strength and good plastic properties, set by the number of contra flexures and twists.

Eksploatacja lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych ZEP

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz, Janusz Lajblich, Stefan Mateja

Przedstawiono konstrukcje lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych typu ZEP, podstawowe ich dane geometryczne i wytrzymałościowe. Przedstawiono sposób i wyniki badań 62 sztuk lin na zrywanie oraz badań przyczepności gumy do linek stalowych dla 62 próbek lin. Omówiono również dotychczasową eksploatację tych lin w krajowych górniczych wyciągach szybowych.

Przystosowanie górniczego szybu Regis kopalni soli Wieliczka do zabudowy dźwigów osobowo-towarowych

Jerzy Czyżowski, Zygmunt Zuski, Tomasz Rokita, Marian Wójcik

W rozdziale przedstawiono koncepcję realizacji transportu pionowego w szybie Regis Kopalni Soli Wieliczka za pomocą dźwigów osobowo-towarowych. Szyb Regis służył będzie do obsługi części turystyczno-sanatoryjnej zabytkowej części kopalni. Omówiono uwarunkowania prawne i techniczne dotyczące zastosowania dźwigów w szybach górniczych. Opisano również przystosowanie górniczego wyciągu szybu Regis kopalni soli Wieliczka do zabudowy dźwigów osobowo-towarowych.

Praktyczne zastosowanie nowych rozwiązań technicznych dla zawieszeń 4-linowych o zredukowanej masie

Jolanta Wincewicz, Piotr Wincewicz, Dariusz Madziarz, Wojciech Grochowski

Przedstawiono alternatywne zastosowanie zawieszenia 4-linowego wielkość 3 produkcji Dolnośląskiej Fabryki Maszyn Zanam-Legmet sp. z o.o. w Polkowicach, wykonanego według rysunku 291260 w miejsce zawieszenia 4-linowego wielkość 3 produkcji RFM RYFAMA Rybnik wykonanego według rysunku G33-352.

Operation of ZEP flat steel-rubber balance ropes

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz, Janusz Lajblich, Stefan Mateja

Design of flat steel-rubber balance ropes of ZEP type as well as their main geometric and strength data is presented. Method of testing and the results from testing 62 ropes for breaking strength as well as testing of rubber adhesion to 62 steel samples are given. Also operation of ropes in Polish mine hoisting machines are discussed.

Modification of a mining shaft regis of salt mine in wieliczka for applying the personal-commodity lifts

Jerzy Czyżowski, Zygmunt Zuski, Tomasz Rokita, Marian Wójcik

The intention of realization a vertical transport in a mining shaft Regis of Salt Mine in Wieliczka is presented. Regis shaft will serve to service a tourist-sanatorium part of the Salt's Mine historic section. Current law status and technical details which enable usage of those machines in mining excavations are discussed. A modification of a mining shaft Regis for applying the personal commodity lifts is described.

Practical use of new technical solutions for four-rope suspensions of reduced weight

Jolanta Wincewicz, Piotr Wincewicz, Dariusz Madziarz, Wojciech Grochowski

Application of alternate 4-rope suspension type 3 produced by Dolnośląskie Fabryki Maszyn Zanam-Legmet sp. z o.o. in Polkowice manufactured with accordance to graph 291260 in place of 4-rope suspension type 3 produced by PFM RYFAMA Rybnik manufactured with accordance ro graph G33352.