KOMAG

INSTYTUT
TECHNIKI GÓRNICZEJ

TRANSPORT SZYBOWY

ISBN 978-83-60708-37-8

Open Access (CC BY-NC 3.0 PL)

Gliwice 2009

Transport Szybowy 2009

Instytut Techniki Górniczej

Praca zbiorowa

TRANSPORT SZYBOWY

Monografia

Gliwice 2009

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

Komitet Naukowy:
dr hab. inż. Vladimir Berezhinsky – Instytut Bezpieczeństwa w Górnictwie MakNII, Ukraina
dr inż. Alfred Carbogno – Politechnika Śląska
mgr inż. Zygmunt Folta – Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego sp. z o.o.
prof. dr inż. Horst Gondek – Uniwersytet Techniczny w Ostrawie, Republika Czeska
prof. dr inż. Miloš Grujić – Uniwersytet w Belgradzie, Serbia
prof. dr hab. inż. Józef Hansel – Akademia Górniczo-Hutnicza
doc. dr inż. Leopold Hrabovský – Uniwersytet Techniczny w Ostrawie
prof. dr hab. inż. Adam Klich – KOMAG
prof. dr hab. inż. Zdzisław Kłeczek – KOMAG
mgr inż. Józef Koczwara – Wyższy Urząd Górniczy
dr inż. Leszek Kowal – KOMAG
dr inż. Antoni Kozieł – KOMAG
dr inż. Andrzej Meder – Zabrzańskie Zakłady Mechaniczne S.A.
dr hab. inż. Marek Płachno – Akademia Górniczo-Hutnicza
prof. dr hab. inż. Valerij Ropaj – Narodowy Uniwersytet Górniczy w Dniepropietrowsku, Ukraina
prof. dr hab. inż. Stanisław Ścieszka – Politechnika Śląska
prof. dr hab. inż. Dagmara Tejszerska – Politechnika Śląska
prof. dr hab. inż. Andrzej Tytko – Akademia Górniczo-Hutnicza
prof. dr hab. inż. Stanisław Wolny – Akademia Górniczo-Hutnicza
prof. dr hab. inż. Marian Wójcik – Akademia Górniczo-Hutnicza
prof. Jiří Zegzulka – Uniwersytet Techniczny w Ostrawie
dr inż. Adam Zygmunt – Urząd Górniczy do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych

Recenzenci:
dr inż. Alfred Carbogno
prof. dr hab. inż. Adam Klich
prof. dr hab. inż. Aleksander Kowal
dr inż. Leszek Kowal
prof. dr hab. inż. Marian Wójcik

Komitet Organizacyjny:
mgr inż. Hanna Barańska, mgr Anna Okulińska, mgr Lilianna Stańczak

Wydawca: Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 032 2374100, 2374512

Skład i druk: Komdruk-Komag sp. z o.o.
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 032 2374651, 2374563

Projekt okładki: Natalia Król

ISBN: 978-83-60708-37-8

Nakład: 150 egz.

Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Wprowadzenie

Przedstawiamy Państwu monografię poświęconą zagadnieniom nowoczesnych i niezawodnych systemów transportu szybowego. Programy rozwoju tej dziedziny wiążą się nierozerwalnie z potrzebą udostępniania nowych pokładów, w tym pogłębiania szybów oraz problemami bezpieczeństwa. Rozwój maszyn i urządzeń transportu szybowego uwarunkowany jest również zastosowaniem mechatronicznych rozwiązań, w oparciu o osiągnięcia elektroniki. Elektronika to nic nowego, to często nowe części, opisy, zasady działania i parametry techniczne, które większości użytkownikom nic nie mówią. Ich znaczenie zaczynamy doceniać dopiero wtedy, gdy awaria któregoś z tych elementów unieruchamia maszynę.

Elektronika zmienia transport szybowy, zwiększa jego niezawodność działania, zwiększa bezpieczeństwo oraz poprawia ergonomię. Najbliższe lata rozwoju systemów transportu szybowego to nadanie im cech szeroko rozumianej „inteligencji", która pozwoli operatorowi lepiej zrozumieć i ocenić warunki pracy, która wesprze go w podejmowaniu decyzji. Zagadnienia inteligentnych rozwiązań w transporcie szybowym przedstawiono w kilkunastu rozdziałach monografii. Dotyczą one w szczególności automatycznych urządzeń zabezpieczających, układów sterowania i diagnostyki, monitoringu i wizualizacji maszyn wyciągowych, oprogramowania sterowników logicznych, zastosowania sieci neuronowych oraz nowoczesnych układów napędowych. Drugą istotną grupą zagadnień przedstawionych w niniejszej monografii stanowią zagadnienia związane z linami nośnymi wyciągów szybowych, w tym: trwałości zmęczeniowej, wytrzymałości elementów linopędni, pomiarów skoku lin nośnych oraz problemów eksploatacyjnych.

Przedstawione wyniki prac badawczych są efektem współpracy jednostek nadzoru górniczego, instytutów naukowo-badawczych, wyższych uczelni technicznych, specjalistów z kopalń oraz producentów maszyn i urządzeń, jak również specjalistów zagranicznych, zajmujących się problematyką transportu szybowego.

Redaktorzy monografii dziękują wszystkim współautorom i recenzentom za pomoc w jej zredagowaniu i wyrażają nadzieję, że przyczyni się ona do popularyzacji bardziej efektywnych i bezpiecznych systemów transportu szybowego.

Gliwice, wrzesień 2009 r.

Redaktorzy monografii

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

Autorzy rozdziałów:

Jacek Bałys
mgr inż. Hanna Barańska
prof. dr hab.inż. Stefan Bućko
dr inż. Alfred Carbogno
prof. dr hab. inż. Jacek M. Czaplicki
mgr inż. Jan Cholewa
mgr inż. Zbigniew Fundalewicz
mgr inż. Adam Granieczny
inż. Paweł Hałupczok
prof. dr hab. inż. Józef Hansel
mgr inż. Piotr Helmrich
mgr inż. Andrzej Kaczmarczyk
mgr inż. Mariusz Kiercz
mgr inż. Józef Koczwara
dr inż. Leszek Kowal
mgr inż. Zbigniew Ligęza
mgr inż. Jan Małecki
mgr inż. Filip Matachowski
mgr inż. Stefan Mateja
mgr inż. Andrzej Materzok
mgr inż. Elżbieta Mazany
mgr inż. Jacek Mika
mgr inż. Józef Nowacki
mgr inż. Michał Nowak
mgr Maciej Ochmański
mgr inż. Andrzej Oleksy
dr hab. inż. Marek Płachno
mgr inż. Marek Pypno
mgr inż. Witold Stachura
mgr inż. Grzegorz Strózik
mgr inż. Marek Szczygieł
mgr inż. Paweł Szulc
dr inż. Zygmunt Szymański
mgr inż. Jarosław Szymik
dr inż. Marcin Trzebicki
dr inż. Krzysztof Turewicz
prof. dr hab. inż. Andrzej Tytko
inż. Stefan Wilk
prof. dr hab. inż. Stanisław Wolny
inż. Tadeusz Wróbel
dr inż. Marcel Żołnierz

Spis treści

str.

Rozdziały:

1. Działalność KOMAG-u w latach 1980-2009 w zakresie transportu pionowego – Leszek Kowal ……. 7
2. Metodyka poprawy bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach – Józef Hansel ……... 21
3. Grawitacyjne opuszczanie nadwagi naczyń wyciągowych w przypadku awaryjnego zatrzymania ruchu maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego – Mariusz Kiercz, Marek Szczygieł ……. 33
4. Współczesne maszyny wyciągowe i urządzenia sygnalizacji szybowej, a proces ich badania i oceny – Jan Cholewa, Paweł Hałupczok, Jan Małecki ……... 45
5. Proponowane przez KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. rozwiązania głębienia i pogłębiania szybów z użyciem wyciągów kubłowych dla szybów poniżej 1100 m – Marek Pypno, Jacek Mika .. 55
6. Przewoźne wyciągi awaryjno-ratownicze wraz z osprzętem wykorzystywane w polskim górnictwie – Paweł Szulc, Alfred Carbogno … 69
7. Eksploatacyjne metody podwyższania trwałości zmęczeniowej lin nośnych górniczych wyciągów szybowych – Jan Małecki, Andrzej Tytko, Tadeusz Wróbel …… 89
8. Eksploatacja szybowych płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG – Elżbieta Mazany, Maciej Ochmański, Witold Stachura …… 101
9. Przyczyny krótkiej trwałości lin trójkątnosplotkowych ø 62,0 mm stosowanych w jednolinowym górniczym wyciągu szybowym – Zbigniew Fundalewicz, Stefan Mateja ……. 107
10. Szczegółowy rozkład zużycia zmęczeniowego liny nośnej wzdłuż jej długości, na przykładzie liny eksploatowanej w górniczym wyciągu skipowym z maszyną zrębową – Michał Nowak, Andrzej Kaczmarczyk 113
11. O pamięci liny w procesie jej eksploatacji – badania w oparciu o dane eksploatacyjne – Jacek M. Czaplicki …….……... 121
12. Zagadnienie poślizgu lin wyciągowych na kołach linowych górniczych urządzeń wyciągowych – Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz … 131
13. Pomiar długości skoku lin nośnych wyciągów szybowych – Józef Nowacki, Andrzej Tytko …….. 143
14. Zamocowania na wieży wyciągowej prowadników linowych za pomocą zacisków klinowych – Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz ……. 151

15. Badanie wpływu sztywności zbrojenia szybu górniczego na siły rzeczywiste oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie – Marek Płachno, Mariusz Kiercz ……... 169
16. Obciążenie zawieszeń naczyń podczas hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do nadszybia na tle przeprowadzonego eksperymentu – Stanisław Wolny, Filip Matachowski ……. 181
17. Zastosowanie sieci neuronowych do określenia wytrzymałości elementów linopędni maszyn wyciągowych – Krzysztof Turewicz, Piotr Helmrich…… 193
18. Wytrzymałościowo-konstrukcyjne problemy projektowania bębnów maszyn wyciągowych – Stefan Bućko, Marcin Trzebicki ……... 207
19. Opory wirnika i procesy dynamiczne podczas uruchamiania silnika asynchronicznego maszyny wyciągowej – Anatolij G. Stepanov ……. 231
20. Pierwsze uruchomienie zespołu ZSHP-SO w warunkach ruchowych – Adam Granieczny, Andrzej Materzok, Jacek Bałys, Leszek Kowal, Piotr Helmrich …….. 247
21. Elektrohydrauliczne zespoły sterowania EL-2 i EL-3 przeznaczone do stosowania w hamulcach maszyn wyciągowych – Hanna Barańska, Leszek Kowal, Jarosław Szymik, Stefan Wilk ……. 257
22. Nowoczesne metody sterowania i diagnostyki maszyn wyciągowych z wykorzystaniem metod sztucznej inteligencji – Andrzej Oleksy, Zygmunt Szymański ……. 271
23. Awaria górniczego wyciągu szybowego szybu V zakładu górniczego KW S.A., Oddział KWK „Bielszowice" w Rudzie Śląskiej – Józef Koczwara, Zbigniew Ligęza, Grzegorz Strózik ……..…... 287

Dodatek:

1. Gospodarka i zarządzanie wyposażeniem maszyn wyciągowych w tunelu Gotthard-Base - Szyb 1 Sedrun, na przykładzie maszyn wyciągowych zaprojektowanych, uruchomionych i obsługiwanych przez firmę SIEMAG M-Tec^2 – Jörg Arloth, Armin Heller, Henryk Michalski 1
2. Maszyny wyciągowe ze zintegrowanym silnikiem – Henryk Michalski 11

Działalność KOMAG-u w latach 1980-2009 w zakresie transportu pionowego

Leszek Kowal – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie. W pracy przedstawiono działalność KOMAG-u w latach 1980-2009 w zakresie transportu pionowego. W zakresie maszyn wyciągowych i urządzeń transportu szybowego KOMAG realizuje projekty, zajmuje się doradztwem i prowadzi badania nowych rozwiązań technicznych.

1. Wprowadzenie

W latach 1980-2009 Instytut Techniki Górniczej KOMAG (do 2008 r. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG) brał czynny udział w rozwoju maszyn wyciągowych i urządzeń transportu szybowego. Zakład Maszyn Wyciągowych, a obecnie Zakład Transportu Pionowego prowadzony był do 1997 r. przez doc.dr.inż. Tadeusza Zmysłowskiego, a następnie w latach 1997-1999 przez inż. Jana Barczyka. Od 1999 r. kierowany jest przez dr.inż. Leszka Kowala. Skład zespołu projektantów maszyn wyciągowych z lat 80. XX w. przedstawiono na rysunku 1.

W zakresie maszyn wyciągowych i urządzeń transportu szybowego KOMAG realizuje projekty, zajmuje się doradztwem i prowadzi badania nowych rozwiązań technicznych.

2. Zakres działalności

Na przestrzeni ostatnich 30 lat KOMAG w zakresie transportu pionowego zrealizował przeszło 1000 zleceń dla klientów zewnętrznych, tj. kopalń, firm usługowych itp. Usługi obejmowały opracowywanie dokumentacji technicznych maszyn wyciągowych, urządzeń, różnego rodzaju obliczeń, analiz, ocen i opinii technicznych.

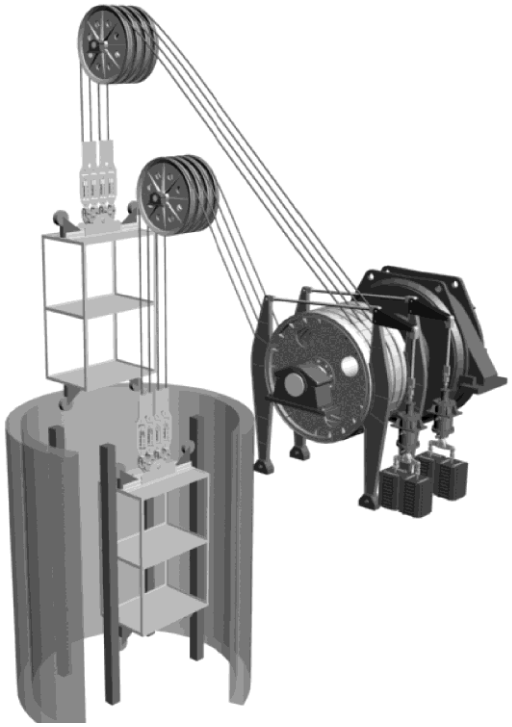
W KOMAG-u realizowano projekty zarówno w branży mechanicznej, jak i elektrycznej, przy czym silna konkurencja na rynku maszyn wyciągowych spowodowała wycofanie się po 2000 r. z realizowania projektów w branży elektrycznej. Skoncentrowano się na projektach w branży mechanicznej, rozwijając współpracę z prężnymi krajowymi firmami, które proponują nowoczesne rozwiązania w zakresie układów sterowania elektrycznego.

Wdrażane nowoczesne metody projektowania umożliwiają wirtualne prototypowanie maszyn i urządzeń na poziomie projektów. Tworzenie dokumentacji technicznych w oparciu o budowę modeli przestrzennych maszyn i urządzeń pozwala na poziomie projektowania eliminować wiele błędów i kolizji (rys. 2). W projektowaniu do obliczeń ważnych elementów maszyn szczególnie odpowiedzialnych i kosztownych stosuje się numeryczne metody obliczeniowe oparte o metodę elementów skończonych (rys. 3). Opracowane zostało również

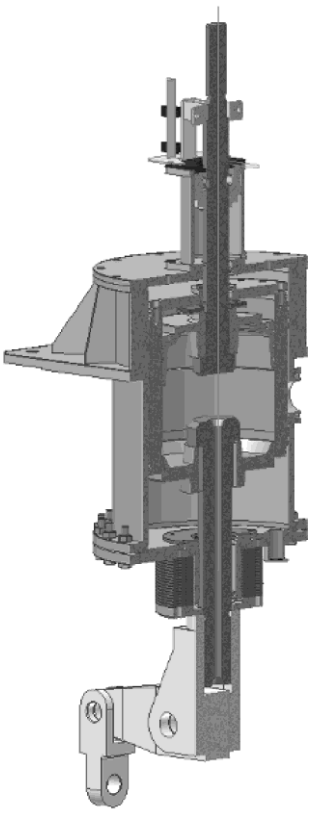
oprogramowanie do prowadzenia analiz dynamicznych górniczych układów wyciągowych w aspekcie wyznaczania obciążeń linopędni z uwzględnieniem obciążeń dynamicznych (rys. 4).

Rys.1. Zespół projektantów maszyn wyciągowych – początek lat 80 XX w.

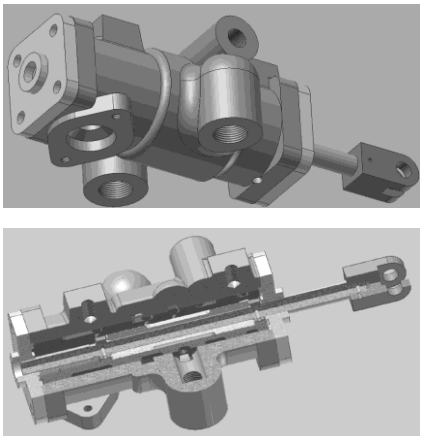
a) wyciąg szybowy



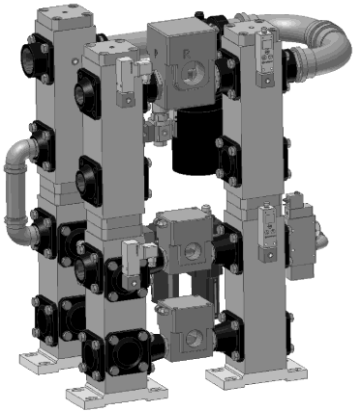
b) napęd hamulcowy HOP



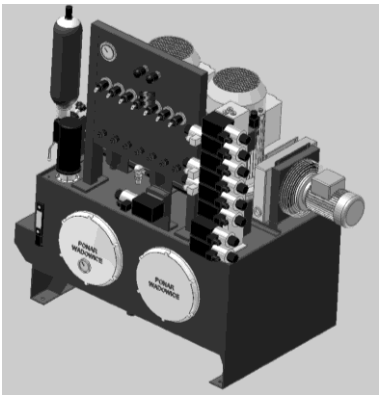
c) suwak trójdrożny



d) blok zasilania pneumatycznego

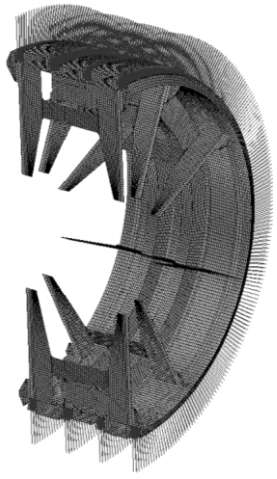


e) model agregatu hydraulicznego

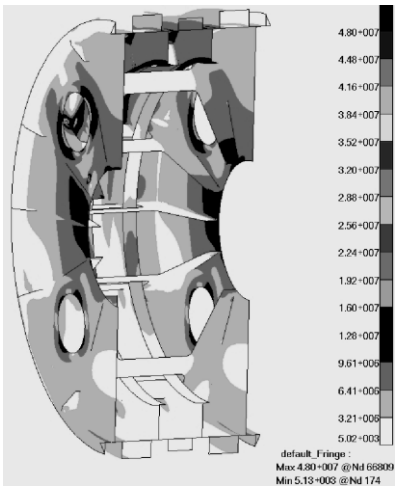


Rys.2. Budowa przestrzennych modeli maszyn i urządzeń

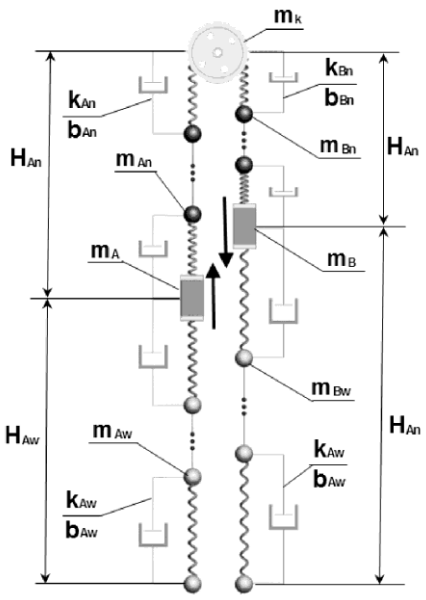
a) model MES z założonym obciążeniem

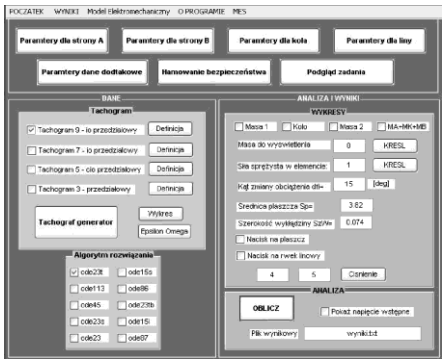


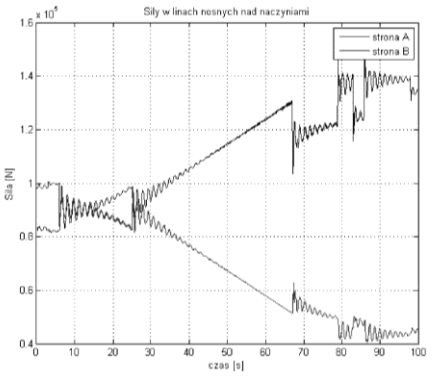
b) wyniki analizy numerycznej MES



Rys.3. Analizy wytrzymałościowe z wykorzystaniem metody elementów skończonych MES







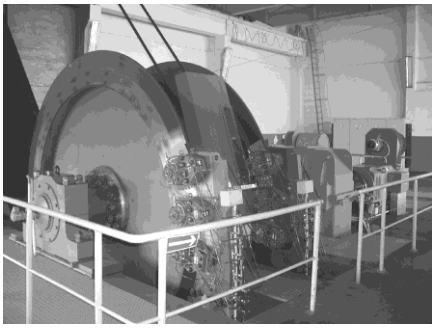
Rys.4. Oprogramowanie do wyznaczania obciążeń linopędni z uwzględnieniem zjawisk dynamicznych

3. Wybrane rozwiązania

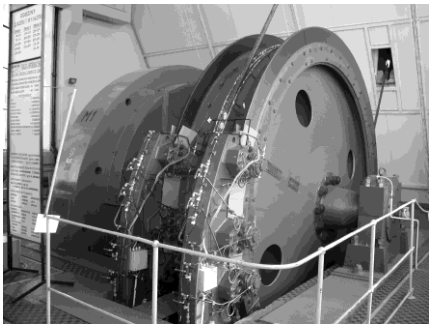
3.1. Maszyny wyciągowe

W omawianym okresie czasu w KOMAG-u, opracowano projekty m.in.: maszyny wyciągowej 2L-4000/DC-6m/s dla szybu L-III (rys. 5a) oraz, w kooperacji z PROSERW-ZGODA sp. z o.o., projekt maszyny K-5000/DC-10m/s dla szybu L-I przedział zachodni (rys. 5b). Obie maszyny przeznaczone były dla KGHM Polska Miedź S.A. o/ZG Lubin, a głównym realizatorem inwestycji była firma MWM Elektro sp. z o.o.

a) maszyna 2L-4000/DC-6m/s



b) maszyna K-5000/DC-10m/s

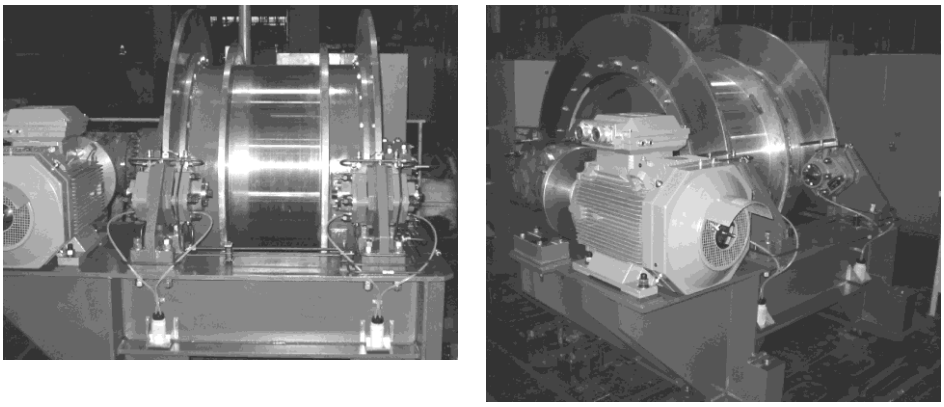


Rys.5. Nowoczesne maszyny wyciągowe

Maszyna wyciągowa 2L-4000/DC-6m/s, zrębowa, zabudowana została w górniczym wyciągu szybowym przeznaczonym do prowadzenia transportu urobku i materiałów oraz jazdy ludzi. Napęd maszyny stanowi silnik szybkoobrotowy prądu stałego o mocy 669 kW i prędkości obrotowej 740 obr/min. Ruch obrotowy na linopędnię przenoszony jest przez trójstopniową przekładnię zębatą o przełożeniu 25,2 produkcji P.I.V. Maszyna wyposażona jest w hamulec hydrauliczny, który składa się z 6 par siłowników BSFG-408 (firmy Svendborg Brakes), oddziaływujących bezpośrednio na dwie tarcze hamulcowe linopędni oraz hamulec napędu który stanowi para siłowników BSFH-210 (firmy Svendborg Brakes) współpracująca z bieżnią hamulcową zabudowaną na sprzęgle podatnym pomiędzy silnikiem, a przekładnią zębatą. Zespół roboczo-napędowy hamulca zasilany i sterowany jest agregatem hydraulicznym typu HC-MWM-2 (produkcji MWM Elektro sp. z o.o.). Linopędnia maszyny posiada konstrukcję spawaną powłokową i osadzona jest na kołnierzach wału głównego. Połączenie z wałem głównym zrealizowane jest poprzez pierścienie pośrednie i śruby pasowane po obu stronach linopędni. Wał główny osadzony jest w dwóch łożyskach tocznych (baryłkowych dwurzędowych) produkcji SKF. Maszyna zabudowana została w miejsce starej maszyny bębnowej, w związku z czym, konieczne było zbudowanie konstrukcji stalowej połączonej z istniejącym fundamentem, jako fundamentu dla nowej maszyny.

Maszyna wyciągowa K-5000/DC-10m/s przeznaczona jest do transportu urobku i materiałów oraz jazdy ludzi. Napęd maszyny stanowi silnik wolnoobrotowy prądu stałego o mocy 950 kW i prędkości obrotowej 38,2 obr/min. Maszyna zabudowana została w miejsce wcześniejszej trójpodporowej maszyny produkcji ČKD z wykorzystaniem pierwotnego silnika. Nowa maszyna zaprojektowana została jako dwupodporowa, z wiszącym wirnikiem silnika. Wirnik silnika został połączony z wałem został za pomocą dwóch elementów pośrednich. Jeden z nich stanowi pierścień osadzony na wale z klinami stycznymi, a z wirnikiem połączony za pomocą złącza skręcanego śrubami. Drugim elementem połączenia wirnika silnika z wałem jest pierścień rozprężny (Ringfeder), zabudowany na końcu wału, stanowiąc podparcie wirnika na wale oraz dodatkowo dając możliwość przeniesienia części momentu obrotowego z wału na linopędnię. Wał główny posadowiony został w dwóch łożyskach tocznych (baryłkowych dwurzędowych) produkcji SKF. Linopędnia zaprojektowana przez PROSERW-ZGODA sp. z o.o. jest konstrukcji powłokowej dzielonej, skręcanej. Maszyna wyposażona jest w hamulec, który stanowi 6 par siłowników typu BSFG-408 oddziaływujących na dwie tarcze hamulcowe. Zespół roboczo-napędowy hamulca zasilany i sterowany jest agregatem hydraulicznym typu HC-MWM-3 (produkcji MWM Elektro sp. z o.o.).

Oprócz dużych maszyn wyciągowych w ostatnich latach w KOMAG-u zaprojektowano małą maszynę bębnową B-1200/AC-2m/s (rys. 6), która w dwóch egzemplarzach zainstalowana została w szybie Guido Kopalni M-300 w Zabrzu.



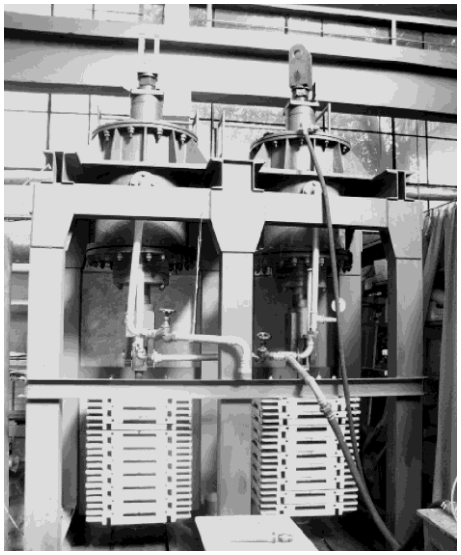
Rys.6. Maszyna B-1200/AC-2m/s produkcji MWM Elektro sp. z o.o.

3.2. Zespoły sterowania hamulców

3.2.1. Pneumatyczne zespoły sterowania hamulców

Po okresie lat 60. i 70., kiedy opracowano i wdrażano elektropneumatyczne zespoły sterowania typu ZEP oraz prowadzono prace nad zespołem USH, nastąpił zastój w rozwoju struktur tego typu układów sterowania. Dopiero pod koniec lat 90. XX w. zainicjowano ponownie prace nad nowym pneumatycznym zespołem sterowania, odpowiadającym najnowszym osiągnięciom techniki tak w zakresie wyposażenia pneumatycznego, jak i elektroniki oraz sterowników programowalnych.

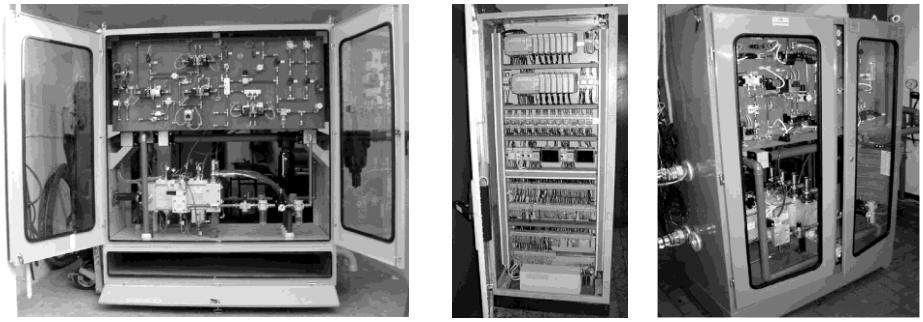
Pierwsze badania nowych zaworów oraz struktur pneumatycznych nowego rozwiązania prowadzono pod kierunkiem doc.dr.inż. T. Zmysłowskiego na stanowisku badawczym w KOMAG-u (rys. 7).



Rys.7. Stanowisko badawcze w KOMAG-u wyposażone w dwa napędy hamulcowe typu HOP-VI

Kontynuacją tych prac było podjęcie wspólnego projektu (współfinansowanego przez KBN) z OPA-ROW sp. z o.o. obejmującego budowę nowego zespołu. W wyniku realizacji projektu powstał zespół ZSHP-A (rys. 8a) z dwuwariantowym hamowaniem bezpieczeństwa oraz zespół ZSHP-B z jednowariantowym hamowaniem bezpieczeństwa. Po okresie wdrażania pierwszych egzemplarzy i pozyskiwania doświadczeń eksploatacyjnych zmodernizowano bazową strukturę zespołu, opracowując zespoły ZSHP-A1 i ZSHP-B1 (rys. 8b). Zespoły te przeznaczone są do stosowania w hamulcach maszyn wyciągowych wyposażonych w najpopularniejsze w naszym kraju pneumatyczno-obciążnikowe napędy hamulcowe: dwuosiowe typu SSW oraz jednoosiowe typu HOP.

a) zespół ZSHP-A b) zespół ZSHP-A1



Rys.8. Zespoły sterowania typu ZSHP

Wychodząc naprzeciw oczekiwaniom klientów KOMAG i OPA-ROW sp. z o.o. realizują obecnie projekt celowy, w wyniku którego na rynek ma zostać wprowadzony nowy zespół sterowania typu ZSHP-SO (rys. 9a) przeznaczony do sprężynowo-obciążnikowych odwodzonych pneumatycznie napędów hamulcowych. Napędy te produkowane były wraz z maszynami wyciągowymi w Donieckiej Fabryce Maszyn. Kilka egzemplarzy takich maszyn jest zainstalowanych jako stacjonarne w polskich kopalniach, a ponadto eksploatowanych jest kilka maszyn bębnowych typu C-3,5×2A przeznaczonych do głębienia szybów. Obecnie zespół ZSHP-SO jest zainstalowany w maszynie wyciągowej MK-5×2 szybu III przedział zachodni KWK Piast, gdzie realizowany jest ruch próbny (rys 9b).

a) prototyp zespołu b) montaż zespołu ZSHP-SO na obiekcie

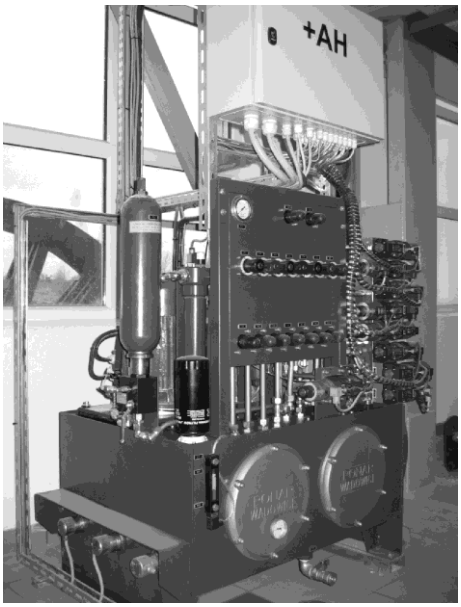
Rys.9. Zespół ZSHP-SO

Zespół ZSHP-SO dedykowany jest do kilkunastu maszyn eksploatowanych w Polsce, w których zastosowane są tego typu napędy hamulcowe oraz perspektywicznie – do maszyn stosowanych poza granicami naszego kraju.

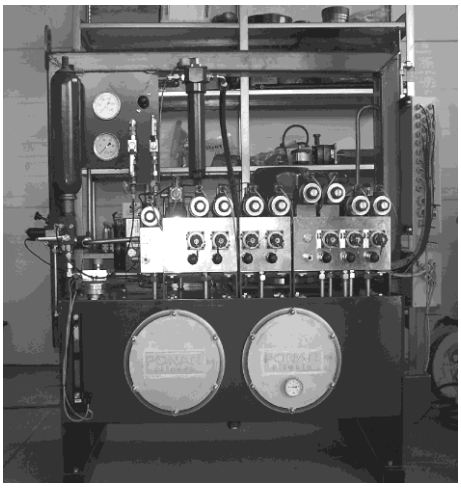
3.2.2. Hydrauliczne zespoły sterowania

KOMAG wspólnie z partnerem przemysłowym firmą ELCAM sp. z o.o. opracowali i wdrożyli na rynek nowoczesne elektrohydrauliczne zespoły sterowania EL-2 i EL-3 (rys. 10). Oba wykonania oparte są na tej samej strukturze hydraulicznej i sterowania, różnią się natomiast budową agregatu hydraulicznego. W przeciwieństwie do zespołu EL-2, w którym połączenia pomiędzy zaworami są oparte na przewodach rurowych, w zespole EL-3 zastosowano budowę blokową-modułową, co znacznie ułatwia montaż, wymianę zaworów, a jednocześnie pozwala zmniejszyć gabaryty zespołu. Zespół EL-2 zabudowany został w maszynie wyciągowej 2L-5000 szybu Zygmunt KHW S.A. KWK „Murcki" i jest eksploatowany od 2008 r. Zespół EL-3 przeznaczony jest do zabudowy w maszynie wyciągowej 4L-5500 szybu Grunwald III przedział południowy KW S.A. Oddział KWK „Halemba-Wirek", gdzie zainstalowane zostaną dwa agregaty pracujące zamiennie.

a) zespół EL-2



b) zespół EL-3



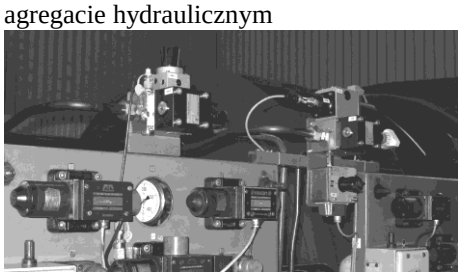
Rys.10. Elektrohydrauliczne zespoły sterowania hamulców EL

3.3. Inne innowacyjne rozwiązania

W zakładzie transportu pionowego opracowano dla partnerów przemysłowych urządzenia w które dodatkowo, na mocy wymagań przepisów, muszą być wyposażane układy hamulcowe maszyn wyciągowych. Urządzenia te, służące

do awaryjnego zatrzymania maszyny wyciągowej, opracowano dla firmy PROEL sp. z o.o. – urządzenie ZAZ (rys. 11a) do maszyn z hamulcami hydraulicznymi oraz dla firmy ELCAM sp. z o.o. urządzenie ZAZ-P (rys. 11b) do maszyn z hamulcami pneumatycznymi. Wspólnie z firmą PROEL sp. z o.o. opracowano również urządzenie stanowiące dodatkową drogę spływu oleju przeznaczone do układów hamulcowych wyposażonych w agregaty hydrauliczne produkcji ASEA (rys.11a).

a) urządzenie ZAZ i DDS zabudowane na agregacie hydraulicznym

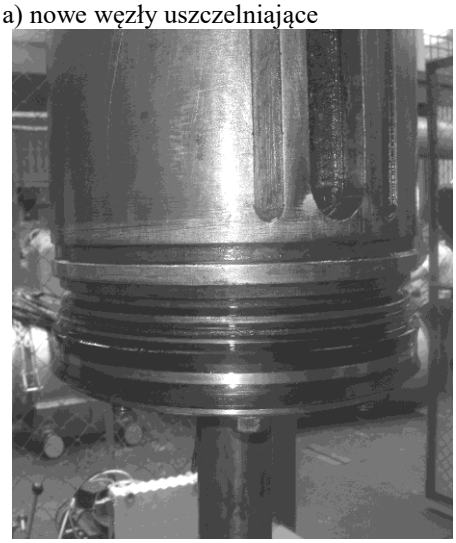


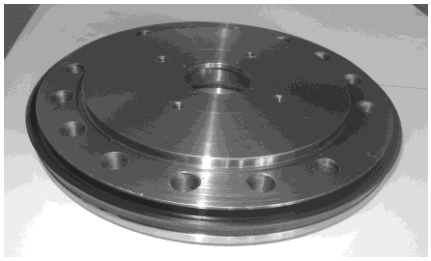
b)urządzenie ZAZ-P

Rys.11. Urządzenia podnoszące skuteczność działania układów hamulcowych

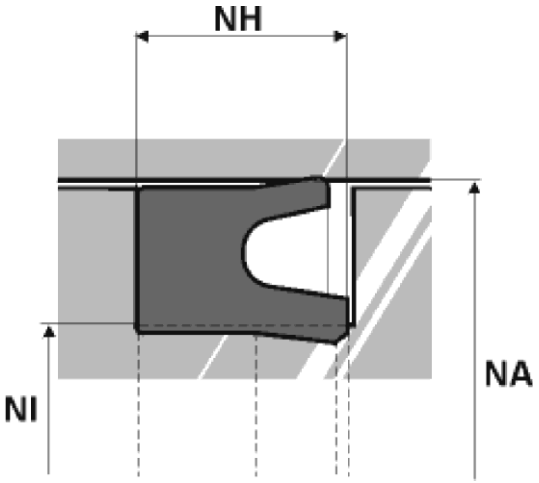
W 2007 r. wprowadzono modernizację węzłów uszczelniających (rys. 12) w jednoosiowych napędach hamulcowych typu HOP zaprojektowanych w latach 60. XX w. Pierwotnie napędy te wyposażane były w uszczelnienia garnkowe skórzane.

a) nowe węzły uszczelniające





b) profil pierścienia uszczelniającego



Rys. 12. Nowe węzły uszczelniające do jednoosiowych napędów hamulcowych typu HOP

Obecnie na rynku coraz trudniej pozyskać właściwie spreparowaną skórę, która gwarantowałaby wysoką trwałość. Dotyczy to zwłaszcza pierścieni uszczelniających do największych napędów o średnicach do 630 mm. KOMAG wspólnie z partnerem przemysłowym, firmą KORD, opracowali zmiany węzłów uszczelniających z wykorzystaniem nowoczesnych materiałów (poliuretan, guma) powszechnie stosowanych w technice uszczelnień. Opracowano projekty nowych węzłów uszczelniających, do całego typoszeregu napędów HOP wielkość od I do VI. Nowe rozwiązanie uzyskało akceptację Wyższego Urzędu Górniczego i obecnie jest wdrażane w napędach w ramach remontu. Nowe uszczelnienia zastosowane są już w napędach hamulcowych typu HOP-I, HOP-III, HOP-VI maszyn wyciągowych w KWK „Pokój", KWK „Halemba", uzyskując pozytywne opinie użytkowników.

3.4. Prace badawczo-rozwojowe

W KOMAG-u realizowano prace w ramach grantów badawczych oraz projektów celowych z partnerami przemysłowymi.

Granty badawcze

- Sterowanie przebiegiem procesów dynamicznych w układach wyciągowych poprzez dobór charakterystyk hydraulicznych hamulców tarczowych (1995-1997) – KBN (grant promotorski);
- Elektropneumatyczny system sterowniczy hamulców maszyn wyciągowych (1997-1999) – KBN;
- Zastosowanie bezprzewodowej transmisji danych do diagnostyki i sterowania maszyn i urządzeń górniczych (2003-2005) – MNiI;
- Obliczenia wytrzymałościowe linopędni maszyn wyciągowych z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych (2006-2008) – (grant promotorski) – zakończony;

– Metoda projektowania tarcz hamulcowych maszyn wyciągowych w aspekcie zwiększenia ich odporności cieplnej dla zwiększonych parametrów ruchowych – wydajnościowych górniczych wyciągów szybowych – MNiSW – przyznany, rozpoczęcie w 2009 r.

Projekty celowe

– Instalacja do pneumatycznego sterowania hamulca maszyny wyciągowej – projekt z OPA-ROW sp. z o.o. (1999-2000);
– Nowe konstrukcje węzłów uszczelniających w pneumatycznych napędach hamulcowych maszyn wyciągowych – projekt z KORD sp. z .o.o. (2006-2007);
– Elektropneumatyczny zespół sterowania sprężynowo-obciążnikowych odwodzonych pneumatycznie napędów hamulcowych maszyn wyciągowych – projekt z OPA-ROW sp. z o.o. (w trakcie realizacji - 2009-2010);
– Bębnowa maszyna wyciągowa do prac pomocniczych w szybach górniczych przystosowana do transportu na platformach samochodowych – projekt z OPA-ROW sp. z o.o. (zgłoszony w trakcie rozpatrywania w ministerstwie).

3.5. Publikacje i konferencje

Pracownicy Zakładu Transportu Pionowego są autorami licznych publikacji. Do ważniejszych, z okresu ostatnich kilkunastu lat należy zaliczyć prace autorstwa doc.dr inż. Tadeusza Zmysłowskiego: „Hamulce maszyn wyciągowych" (Zeszyty Problemowe Maszyn Górniczych nr 1, KOMAG, Gliwice 1995 r.) w którym autor przedstawia ogół spraw związanych z hamulcami maszyn wyciągowych ich budową, działaniem i eksploatacją oraz „Elektropneumatyczny system sterowniczy hamulców maszyn wyciągowych" (Zeszyty Problemowe Maszyn Górniczych nr 3, KOMAG, Gliwice 1998 r.), w którym autor przedstawia wyniki prac badawczych dotyczących nowego rozwiązania zespołu sterowania hamulca. Kontynuacją tej pracy jest powstały w kooperacji z firmą OPA-ROW sp. z o.o. elektropneumatyczny zespół sterowania ZSHP. W 2004 r. ukazała się książka autorstwa doc.dr.inż. Tadeusza Zmysłowskiego pt. „Górnicze maszyny wyciągowe – część mechaniczna" (wydawnictwo Śląsk, Katowice-Warszawa), w których autor kompleksowo przedstawia maszyny wyciągowe użytkowane w krajowym i światowym górnictwie. Są to ważne publikacje, które adresowane są do użytkowników maszyn wyciągowych dając im możliwość bliższego zapoznania się ze starszymi, jak i najnowszymi rozwiązaniami stosowanymi w maszynach wyciągowych.

Wiele publikacji pracowników KOMAG-u odnoszących się do realizowanych prac zamieszczanych jest w materiałach konferencyjnych licznych konferencji krajowych i zagranicznych. Jest to ważne miejsce, w którym w gronie specjalistów można podzielić się osiągnięciami i doświadczeniami z prowadzonych prac.

Od 1994 roku KOMAG jest organizatorem cyklicznych konferencji dotyczących transportu pionowego.

4. Podsumowanie

Zakład Transportu Pionowego KOMAG-u w dalszym ciągu doskonali i rozszerza zakres proponowanych usług dla producentów krajowych i zagranicznych. Ważną rolę w rozwoju zakładu odgrywa tu współpraca z krajowymi i zagranicznymi producentami maszyn wyciągowych dla których oferowane są usługi oraz z jednostkami naukowymi m.in.: Politechniką Śląską w Gliwicach i Akademią Górniczo-Hutniczą w Krakowie. KOMAG posiada od wielu lat upoważnienie rzeczoznawcy ds. ruchu zakładu górniczego w zakresie maszyn wyciągowych wydane przez Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego.

Pracownicy Zakładu Transportu Pionowego współpracują z pracownikami Wyższego Urzędu Górniczego oraz Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych.

Literatura

1. Barańska H., Kowal L., Materzok A.: Increase of safty of the vertical transport in mines by an improvement of the control system of hoisting machines with implementation of the ZSHP device. Logistics and transport – LOADO 2005. Technical Uninersity of Košice. High Tatras 2005.
2. Barańska H., Kowal L., Materzok A.: Zmodyfikowana wersja zespołu sterowania hamulców pneumatycznych ZSHP. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport szybowy 2005", tom I, s. 97-103, KOMAG Gliwice 2005.
3. Barańska H., Kowal L.: Urządzenia do awaryjnego zatrzymania maszyn wyciągowych. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport szybowy 2005", tom I, s. 105-114, KOMAG Gliwice 2005.
4. Bomersbach G., Kowal L.: System bezprzewodowej transmisji danych pomiarowych w szybach kopalń z obiektów będących w ruchu. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport szybowy 2005", tom I, s. 209-221, KOMAG Gliwice 2005.
5. Barańska H, Kowal L., Meder A.: Dobór lin wyrównawczych o zwiększonej masie stosowanych w wyciągach typu ciernego. Międzynarodowa konferencja "Investigation, production and use of steel ropes and conveyers" Słowacja Podbańskie 17-20.09.2006
6. Barańska H., Kowal L., Meder A.: Podnoszenie bezpieczeństwa transportu pionowego w kopalniach polskich poprzez zastosowanie nowych elementów operacyjnych nie związanych z układem sterowania hamulców-LOADO-2007.
7. Barańska H., Kowal L., Meder A.: Rozwiązania techniczne zwiększające bezpieczeństwo transportu szybowego wdrażane w maszynach wyciągowych. XV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna pt. „Investigation, production and use of steel wire ropes, conveyors and hoisting machines", Podbanskie (Republika Słowacka) październik 2008,

8. Helmrich P., Kowal L.: Badania uszczelnień napędów hamulcowych maszyn wyciągowych. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne' 2007, Wrocław 10-12.10.2007.
9. Kowal L.: Zespół sterowania hamulców pneumatycznych maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych. Maszyny Górnicze nr 88, s. 16-23, Gliwice 2001.
10. Kowal L, Turewicz K.: Projektowanie zestawów wałów głównych maszyn wyciągowych z wykorzystaniem nowoczesnych technik komputerowych. Maszyny Górnicze nr 93, s. 27-36, Gliwice 2003.
11. Kowal L.: Doskonalenie układów sterowania hamulców maszyn wyciągowych. Maszyny Górnicze nr 96, s. 45-52, Gliwice 2003 r.
12. Kowal L., Turewicz K.: Wspomaganie komputerowe w projektowaniu maszyn wyciągowych. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport szybowy 2003", tom I, s. 49-60, KOMAG Gliwice 2003.
13. Kowal L., Meder A.: Rozwiązania techniczne układów sterowania podnoszące niezawodność pneumatycznych i hydraulicznych hamulców maszyn wyciągowych. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Problemy i tendencje rozwojowe w pierwszej dekadzie XXI wieku". SIMP Wrocław, s. 87-94, Wrocław 17-19.05.2005.
14. Kowal L.: Działalność CMG KOMAG w zakresie maszyn wyciągowych. Maszyny Górnicze 4/2005 s. 50-55. KOMAG Gliwice.
15. Kowal L., Malec M., Meder A.: Innowacyjne rozwiązania w zakresie transportu szybowego w Polsce – XVIII International Conference on Material Handling, Constructions and Logistics – MHCL'06 Belgrad Serbia 19-20.10.2006.
16. Kowal L.: Zastosowanie nowych materiałów uszczelniających w pneumatycznych napędach hamulcowych maszyn wyciągowych. Czasopismo „Napędy i Sterowanie" nr 1 styczeń 2007 r. s. 68-73
17. Kowal L.: Plany modernizacji węzłów uszczelniających w pneumatycznych napędach hamulcowych maszyn wyciągowych. Czasopismo Hydraulika i Pneumatyka nr 2/2007, s. 12-16, Wrocław marzec-kwiecień 2007.
18. Tejszerska D., Gąsiorek D., Turewicz K., Bielamowicz W. Analiza stereomechaniczna koła pędnego. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej „Innowacyjne i bezpieczne systemy mechanizacyjne do eksploatacji surowców mineralnych", t. II, Gliwice 2005.
19. Tejszerska D., Turewicz K.: Modelowanie linopedni obciążonej dynamicznie. Materiały konferencyjne „Transport szybowy", Zakopane 2006.
20. Tejszerska D., Turewicz K., Helmrich P., Niedworok A.: Modelowanie i badania weryfikacyjne elementów górniczego wyciągu szybowego. ZNT Katedry Transportu Linowego AGH nr 41, Kraków 2007.
21. Turewicz K.: Zastosowanie metody elementów skończonych w procesie projektowania maszyn wyciągowych. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej: Symulacja 2004.

22. Tejszerska D., Turewicz K.: Analiza wytrzymałościowa linopędni – pomiary naprężeń na obiekcie i weryfikacja modelu MES. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej „Transport szybowy", Szczyrk 2007.
23. Tejszerska D., Turewicz K.: Obliczenia wytrzymałościowe linopędni maszyn wyciągowych z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych. Prace naukowe – Monografie ITG KOMAG 2009.
24. Monografia pod red. M.Jaszczuk, A.Kozieł, L.Kowal (współautor). Innowacyjne Techniki i Technologie Mechanizacyjne. Scenariusze rozwoju technologicznego mechanizacji podstawowych procesów produkcyjnych w górnictwie węgla kamiennego. Monografia Nr 1, KOMAG 2008, ss.90.

Metodyka poprawy bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach

Józef Hansel – Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie. Z przeprowadzonych analiz i ocen ryzyka zawodowego osób obsługujących górnicze wyciągi szybowe, które są typowymi systemami antropotechnicznymi, wynikało że w latach 1990-2002, podczas napraw, wymian, remontów, diagnozowania i innych „robót szybowych" zaistniało 40 wypadków śmiertelnych i 34 wypadki ciężkie. Liczba wypadków lekkich w tym samym okresie była kilkadziesiąt razy większa. Obliczona wartość ryzyka utraty życia w ciągu roku osób obsługujących górnicze wyciągi szybowe była w tych latach wielokrotnie większa od ryzyka zawodowego osób obsługujących maszyny i urządzenia pracujące w innych działach przemysłu. Z podanych powodów pod koniec lat dziewięćdziesiątych ubiegłego wieku w Katedrze Transportu Linowego AGH podjęte zostały nowe prace naukowo-badawcze, których głównym celem było zwiększenie bezpieczeństwa osób obsługujących górnicze wyciągi szybowe. Prace te zakończyły się w 2008 roku opracowaniem i wdrożeniem „Metodyki ograniczania zagrożeń wypadkowych w szybach górniczych". 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. W monografii 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.

1. Wprowadzenie

1.1. Sformułowanie problemu

Punktem wyjścia wszystkich działań prewencyjnych zmierzających do ograniczania zagrożeń wypadkowych – osób które są transportowane za pomocą górniczych wyciągów szybowych i osób które są: zatrudnione w „działach szybowych", firmach wykonujących roboty szybowe (remonty, naprawy, wymiany, diagnozujących elementy), jednostkach badawczych, organizacjach mających uprawnienia rzeczoznawcy itd. jest oczywiście analiza ryzyka zawodowego poprzedzona identyfikacją zagrożeń.

Z przeprowadzonych analiz i ocen ryzyka zawodowego osób obsługujących systemy maszynowe transportu pionowego, które są typowymi systemami antropotechnicznymi, wynika, że w latach 1990-2002 podczas napraw, wymian, remontów, diagnozowania i innych „robót szybowych" zaistniało 40 wypadków śmiertelnych i 34 wypadki ciężkie. Liczba wypadków lekkich w tym samym okresie była kilkadziesiąt razy większa. Udział wypadków śmiertelnych w czasie procesów obsługiwania górniczych wyciągów szybowych wynosił w tych latach około 10% wszystkich wypadków śmiertelnych, mimo że robotami szybowymi zajmuje się około 6% pracowników zatrudnionych w kopalniach podziemnych.

Obliczona wartość ryzyka utraty życia w ciągu roku osób obsługujących górnicze wyciągi szybowe była w tych latach wielokrotnie większa od ryzyka zawodowego osób obsługujących maszyny i urządzenia pracujące w innych działach przemysłu [1, 3].

Z podanych powyżej informacji wynika, że poprawę bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach można osiągnąć między innymi przez:

- ograniczanie zagrożeń wypadkowych osób, które są transportowane za pomocą górniczych wyciągów szybowych w szybach z jazdą ludzi,
- poprawę warunków pracy i ograniczanie zagrożeń wypadkowych pracowników obsługujących górnicze wyciągi szybowe.

1.2. Ogólne metody i środki techniczne poprawiające bezpieczeństwo górniczych wyciągów szybowych

Nie wnikając w szczegóły, liczbę i skutki wypadków w szybach górniczych można ograniczać między innymi przez:

- wyeliminowanie lub/i istotne zmniejszenie prawdopodobieństwa wystąpienia lub/i zmniejszenia skutków uszkodzeń typu parametrycznego i katastroficznego elementów górniczych wyciągów szybowych,
- przedłużenie czasów pracy lin, naczyń, zbrojenia szybowego, wykładzin kół i bębnów pędnych i kierujących, kół odciskowych itd.,
- zwiększenie dokładności oceny stanu technicznego elementów górniczych wyciągów szybowych.

Wymienione cele można osiągnąć między innymi przez zastosowanie nowych rozwiązań konstrukcyjnych elementów górniczych wyciągów szybowych, aparatury diagnostycznej itd., w tym przez zastosowanie opracowanych w Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie:

- lin wyrównawczych stalowo-gumowych oraz głowic do ich badań magnetycznych,
- wykładzin kół i bębnów linowych,
- ciernych urządzeń do awaryjnego hamowania naczyń wyciągowych,
- ruchomych belek odbojowych współpracujących z wyżej wymienionymi ciernymi urządzeniami hamującymi,
- pomostów bezpieczeństwa nowej konstrukcji,
- prowadnic krążkowych z amortyzatorami zespolonymi,
- głowic do badań magnetycznych lin stalowych w tym w miejscach ich zamocowań itd.

Więcej na temat zalet wymienionych rozwiązań i ich wpływie na wzrost bezpieczeństwa napisałem w pracy [5].

2. Metodyka ograniczania zagrożeń wypadkowych w szybach górniczych

2.1. Zakres i autorzy metodyki

Pod koniec lat dziewięćdziesiątych ubiegłego wieku w Katedrze Transportu Linowego podjęte zostały nowe prace naukowo-badawcze, których głównym celem było zwiększenie bezpieczeństwa osób obsługujących górnicze wyciągi szybowe. Prace te zakończyły się w 2008 roku opracowaniem i wdrożeniem „Metodyki ograniczania zagrożeń wypadkowych w szybach górniczych". 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.

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.

2.2. Prace naukowo-badawcze związane z metodyką

Opracowana i wdrażana metodyka jest między innymi wynikiem zakończonych 2. projektów badawczych (własnych) – wykonanych pod moim (Józef Hansel) kierunkiem – 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 listopadzie w 2007 roku,

oraz 3. 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.

Poszczególne elementy opisywanej metodyki są chronione rozwiązaniami typu know-how i patentami Akademii Górniczo-Hutniczej, w tym między innymi:

– „Komputerowy system wspomagający zarządzanie bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych", został zgłoszony do ochrony przez Katedrę Transportu Linowego w Dziale Wdrożeń, Licencji, Patentów i Eksportu w dniu 22 marca 2004 roku i został zarejestrowany pod numerem RN-wlp-1/81/2004,
– „Metodyka kształtowania ryzyka zawodowego osób obsługujących systemy maszynowe transportu pionowego (SMTP)", została zgłoszona do ochrony przez Katedrę Transportu Linowego w Centrum Transferu Technologii AGH i została zarejestrowana w 2007 roku pod numerem CTT-tt/know-how/1/2007,
– „Bazy danych systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych", zostały zarejestrowane w 2008 r. pod numerem CTT-tt/know-how/2/2008,
– „Wybrane metody i środki techniczne poprawiające bezpieczeństwo górniczych wyciągów szybowych" (wymienione w punkcie 1.2 tego opracowania) są związane z bardzo bogatym wieloletnim dorobkiem wynalazczym pracowników Katedry Transportu Linowego. Chronią je patenty krajowe i zagraniczne, do których prawa własności ma Akademia Górniczo-Hutnicza.

2.3. Liczba systemów i osób objętych poprawą bezpieczeństwa

Poszczególne składniki opracowanej metodyki zostały wdrożone lub są wdrażane w prawie wszystkich kopalniach węgla kamiennego, rud miedzi, cynku, soli i innych minerałów oraz w zakładach odwadniania kopalń.

W około 50 polskich podziemnych zakładach górniczych, w połowie 2009 roku, jest eksploatowanych ponad 320 (bez wyciągów przewoźnych), w tym ponad 200 wyciągów z jazdą ludzi.

Jak już wcześniej napisałem najbardziej narażeni na wypadki są pracownicy kopalń i spoza kopalń, którzy zajmują się obsługiwaniem i odnową potencjału eksploatacyjnego górniczych wyciągów szybowych, zarówno w szybach z jazdą ludzi, jak i bez jazdy ludzi. Są to pracownicy kopalń zatrudnieni na stanowiskach:

- osób dozoru ruchu oddziału szybowego,
- rewidentów szybowych,
- maszynistów wyciągowych,
- pracowników brygady szybowej,
- sygnalistów podszybia,
- sygnalistów zrębu,
- sygnalistów nadszybia,
- sygnalistów w naczyniu wyciągowym,
- sygnalistów na głowicy naczynia wyciągowego,
- konserwatorów urządzeń przyszybowych,
- konserwatorów maszyn wyciągowych itd.

oraz osoby spoza kopalni, które również uczestniczą w procesie obsługiwania górniczych wyciągów szybowych, w tym między innymi jako:

- rzeczoznawcy ds. ruchu zakładu górniczego, którzy mają uprawnienia Prezesa WUG,
- pracownicy firm spoza kopalni wykonujących roboty szybowe,
- pracownicy jednostek naukowo-badawczych, szkół wyższych, wykonujących badania diagnostyczne, ekspertyzy itd.,
- pracownicy jednostek przeprowadzających „audyt”,
- osoby nadzoru górniczego, w tym pracownicy Wyższego Urzędu Górniczego, Okręgowych Urzędów Górniczych, Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych itd.

Jak wykazano w pracy [5] wdrażanie opracowanej metodyki w polskim górnictwie już przyczyniło się do:

- ograniczenia zagrożeń wypadkowych górników transportowanych w szybach z jazdą ludzi,
- poprawy warunków pracy i ograniczenia zagrożeń wypadkowych pracowników obsługujących górnicze wyciągi w szybach z jazdą ludzi i bez jazdy ludzi,
- obniżania kosztów budowy, modernizacji i eksploatacji górniczych wyciągów szybowych.

3. Bazy danych komputerowego systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych

3.1. Baza danych górniczych wyciągów szybowych

W celu zidentyfikowania poszczególnych elementów górniczego wyciągu szybowego, o każdym z ponad 300 wyciągów, zebrano informacje umożli-

wiające rozpoznanie cech konstrukcyjnych, określenie funkcji oraz parametrów eksploatacyjnych, a także warunków usytuowania w szybie [1].

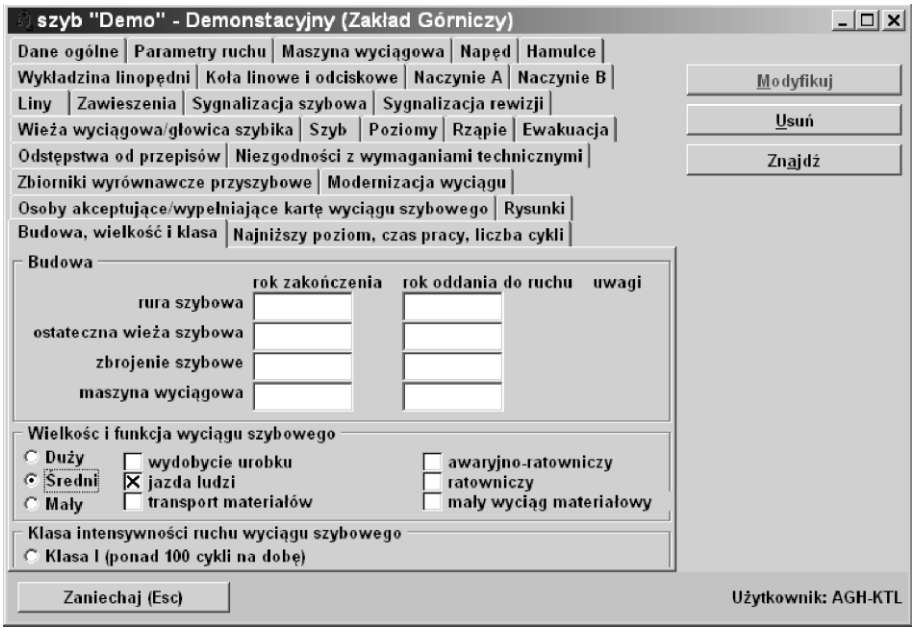
Dla zachowania ujednoliconego charakteru danych, opracowano wzór ankiety, tzw. „Kartę Górniczego Wyciągu Szybowego", uwzględniającą wszystkie rodzaje urządzeń transportu pionowego polskich zakładów górniczych. „Karta Górniczego Wyciągu Szybowego" identyfikuje wyciągi szybowe, których budowa nie spełnia współczesnych standardów bezpieczeństwa zdefiniowanych warunkami technicznymi budowy, ustalonymi w obowiązujących w tym zakresie przepisach [1, 2, 4]. Każdy górniczy wyciąg szybowy może być opisany za pomocą ponad 200 informacji.

Postępując analogicznie jak w przypadku identyfikacji konstrukcji, funkcji i parametrów eksploatacyjnych górniczych wyciągów szybowych, opracowano wzór „Ankiety Organizacji Pracy Górniczego Wyciągu Szybowego". Ankieta ta umożliwia zakwalifikowanie każdego wyciągu szybowego do odpowiedniej klasy, identyfikuje wielkość i ich wartości, charakter funkcji w tym potencjalne i rzeczywiste zdolności transportowe.

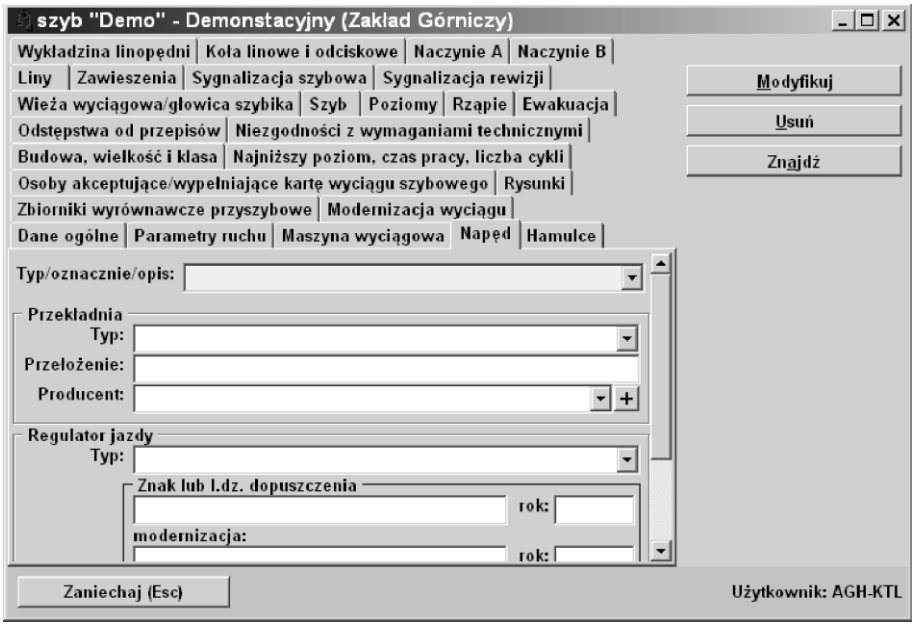
Ujednolicona forma danych w ankiecie, zgodna z obowiązującą nomenklaturą przepisów „Prawa geologicznego i górniczego", umożliwia jednoznaczne określenie organizacji pracy poszczególnych elementów systemu, ujętych w zestawieniu eksploatowanych wyciągów szybowych – rysunki 1 do 4.

Zebrane informacje są również umieszczane w bazie danych systemu komputerowego wspomagającego system zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych.

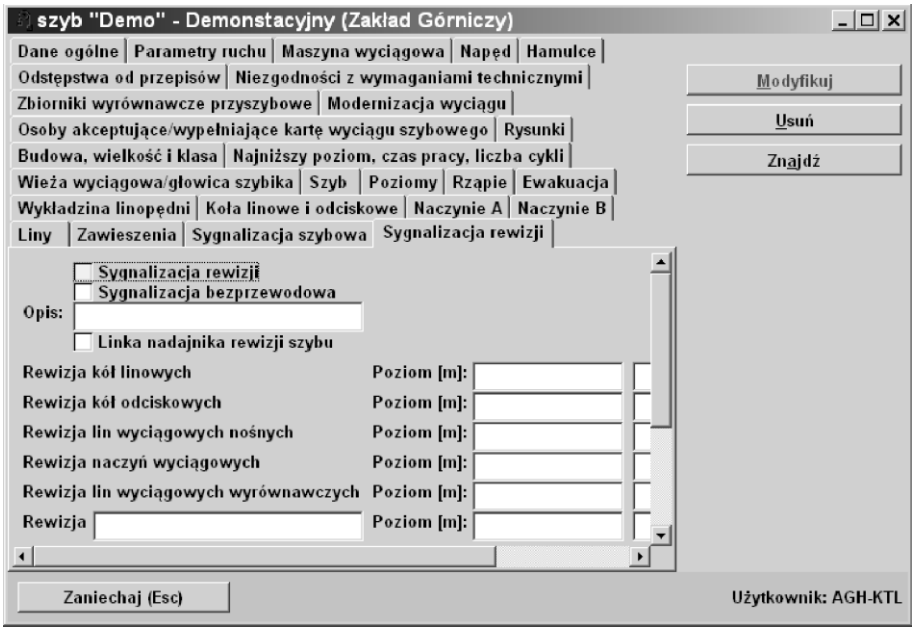
Rys.1. Konsola: okno do wyboru zasobów oraz konwersji i przeglądania baz danych w formacie HTML: Karta *HTML*



Rys.2. Konsola: dane dotyczące wybranego wyciągu szybowego, karta *Budowa, wielkość i klasa*



Rys.3. Konsola: dane dotyczące wybranego wyciągu szybowego, karta *Napęd*



Rys.4. Konsola: dane dotyczące wybranego wyciągu szybowego, karta *Sygnalizacja rewizji*

3.2. Bazy danych innych zasobów systemu

Opracowany system komputerowy umożliwia m.in. wprowadzanie, modyfikowanie, przeglądanie, analizowanie itp. danych dotyczących zasobów rzeczowych, instytucjonalnych oraz ludzkich krajowego systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych.

Istotną część zasobów systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych stanowią zasoby informacyjne, w tym akty prawne. Ze względu na ich liczbę, objętość i strukturę twórcy systemu proponują dostęp do tych zasobów poprzez połączenie z Internetowym Systemem Informacji Prawnej isip.sejm.gov.pl.

Jako oprogramowanie zarządzające danymi (tzw. silnik bazy danych) zastosowano *Microsoft SQL Server 2000 (Relational Database Management and Analysis System)*. MS SQL Server 2000 jest rozwiązaniem wygodnym w użyciu, wyposażonym standardowo w kilka narzędzi wspomagających projektowanie i obsługę bazy danych.

Program do wprowadzania i przeglądania danych (tzw. konsola) został stworzony za pomocą środowiska *Borland Delphi 7 Studio Professional*. Jest to środowisko typu RAD (*Rapid Application Development*), umożliwiające sprawną budowę tego typu aplikacji. Opracowane oprogramowanie może zostać uruchomione na komputerze klasy IBM PC, pracującym pod kontrolą systemu operacyjnego *MS Windows XP, NT, 2000, 2003* itp.

Dzięki wykorzystaniu wyżej wymienionego oprogramowania:

- stworzono podstawowe wewnętrzne mechanizmy sprawdzania poprawności wprowadzanych danych,
- możliwa jest rozbudowa (dodawanie nowych modułów) systemu,
- możliwe jest przeglądanie i przeszukiwanie zasobów systemu,
- możliwe jest tworzenie zapytań do bazy danych,
- możliwa jest aktualizacja systemu poprzez wprowadzanie i modyfikowanie danych itp.

Dodatkowe oprogramowanie stworzone przez twórców systemu umożliwia:

- konwersję bazy danych na format języka HTML (HyperText Markup Language), stosowanego do tworzenia stron internetowych,
- umieszczanie informacji przechowywanych w relacyjnej bazie danych na serwerze www oraz ich publikację w sieci Internet.

Zapis w formacie HTML zapewnia proste korzystanie z zasobów systemu na każdym typie komputera oraz wykorzystywanie możliwości sieci Internet. Takie rozwiązanie jest zgodne z założeniami strategii informatyzacji Polski oraz programu e-Europa 2005.

3.3. Wprowadzanie i modyfikowanie danych

Dane dotyczące zasobów krajowego systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych mogą być wprowadzane do systemu komputerowego i modyfikowane przez administratora z wykorzystaniem konsoli, utworzonej w środowisku *Borland Delphi 7 Studio Professional*.

Po podłączeniu się do systemu administrator ma dostęp do okna, umożliwiającego aktualizację bazy danych zasobów:

- rzeczowych (górniczych wyciągów szybowych),
- instytucjonalnych (zakładów górniczych, innych zainteresowanych instytucji, producentów wyciągów szybowych i ich elementów itd.) oraz
- ludzkich (pracowników zakładów górniczych, rzeczoznawców itd.).

Najbardziej rozbudowaną część systemu komputerowego stanowi baza danych dotyczących górniczych wyciągów szybowych. Administrator ma do dyspozycji ponad 25 zakładek, z wykorzystaniem których może przełączać się między kartami i wprowadzać szczegółowe dane pozyskane za pomocą „Ankiet Organizacji Pracy Górniczego Wyciągu Szybowego” oraz „Kart Górniczego Wyciągu Szybowego”.

W celu ułatwienia przeglądania tak wprowadzanych i modyfikowanych danych został opracowany program konwertujący bazę danych systemu do formatu HTML. Po każdej modyfikacji administrator może dokonać takiej konwersji, korzystając z zakładki HTML i przycisku *Generuj bazę*.

4. Podsumowanie

4.1. 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 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.

4.2. Ankiety („Karta Górniczego Wyciągu Szybowego", „Ankieta Organizacji Pracy Górniczego Wyciągu Szybowego" oraz „Karta Organizacji Związanych z Górniczymi Wyciągami Szybowymi") zostały skonstruowane tak, by na ich podstawie można było w sposób efektywny i skuteczny wprowadzać oraz analizować dane w komputerowym systemie informacyjnym. Dostęp do zasobów bazy danych o górniczych wyciągach szybowych jest możliwy nie tylko z wykorzystaniem konsoli, utworzonej w środowisku *Borland Delphi 7 Studio Professional*, ale również z poziomu przeglądarek internetowych. Takie rozwiązanie jest zgodne z założeniami strategii informatyzacji Polski oraz programu e-Europa 2005.

4.3. Opisany system komputerowy, w istotny sposób, może ułatwić upowszechnianie, opracowanej „Metodyki ograniczania zagrożeń wypadkowych w szybach górniczych", której wdrażanie w polskich kopalniach już przyczyniło się nie tylko do poprawy warunków pracy i bezpieczeństwa osób obsługujących górnicze wyciągi szybowe, ale również do obniżania kosztów budowy, modernizacji i eksploatacji tych złożonych systemów antropotechnicznych.

Literatura

1. Monografia zbiorowa pod redakcją Józefa Hansela pt. „Metodyka kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich zakładach górniczych". Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt nr 40, Kraków 2007.
2. Hansel J., Wcisło A., Wcisło R., Zygmunt A.: Komputerowy system z bazą danych o górniczych wyciągach szybowych eksploatowanych w Polsce.

IGSiE Polska Akademia Nauk, Seria Sympozja i Konferencje nr 69, Kraków 2007.

3. Hansel J.: Metodyka ograniczania zagrożeń wypadkowych w szybach górniczych. IV Międzynarodowa Konferencja pt. „Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie", CBiDGP, Ustroń, listopad 2008.
4. Hansel J., Wcisło A.: Komputerowy system wspomagający zarządzanie bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych. Niezawodność systemów antropotechnicznych. XXXVI Zimowa Szkoła Niezawodności. Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji PIB, Radom 2009.
5. Hansel J.: Wdrożone patenty i rozwiązania know-how jako wyniki prac naukowo-badawczych Katedry Transportu Linowego. Monografia AGH z serii „Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki", Zeszyt Nr 40, Kraków 2009.

Praca wykonana w ramach pracy statutowej nr 11.11.130.43 pt. „Jakość, niezawodność oraz bezpieczeństwo lin i urządzeń transportu linowego".

Grawitacyjne opuszczanie nadwagi naczyń wyciągowych w przypadku awaryjnego zatrzymania ruchu maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego

Mariusz Kiercz, Marek Szczygieł – Urząd Górniczy do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono zagadnienia dotyczące wymagań prawnych i technicznych w zakresie realizacji grawitacyjnego opuszczania nadwagi naczyń wyciągowych w wypadku awaryjnego zatrzymania ruchu górniczego wyciągu szybowego. Przedstawiono sposoby technicznej realizacji zagadnienia oraz kierunki modernizacji maszyn wyciągowych. Zaprezentowano przykładowe rozwiązania techniczne zespołów sterowania hamulców, zespołów napędu i sterowania maszyn wyciągowych oraz urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej górniczych wyciągów szybowych, gdzie zastosowano grawitacyjne opuszczanie nadwagi.

1. Wstęp

Transport ludzi w naczyniach wyciągowych górniczych wyciągów szybowych od początku swej historii związany jest z zagadnieniem ewakuacji ludzi uwięzionych w szybie podczas awaryjnego zatrzymania ruchu wyciągu, zwłaszcza w przypadku awarii maszyny wyciągowej. Podejmowane próby przywrócenia sprawności działania maszyny wyciągowej nie zawsze oznaczają szybkie uruchomienie wyciągu. Awarie mogą bowiem wynikać z przyczyny zewnętrznej niezależnej od zakładu górniczego (np. awaria zasilania zakładu po stronie dostawcy energii elektrycznej), jak i wewnętrznej, ale niemożliwej do szybkiego usunięcia. Przykładem mogą być awarie pojedynczych elementów w torze zasilania silników wyciągowych – transformatorów przekształtnikowych zasilających obwód główny bądź obwody wzbudzenia, wyłączników w polach zasilających, wyłączników szybkich, bądź uszkodzenia elementów okablowania lub oszynowania obwodu głównego silnika wyciągowego.

2. Uwarunkowania prawne ewakuacji ludzi z szybu

Zgodnie z wymaganiami przepisów 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):

§ 465. 1. Dla każdego szybu kierownik działu energomechanicznego opracowuje instrukcję bezpiecznej ewakuacji ludzi z szybu; instrukcję zatwierdza kierownik ruchu zakładu górniczego.

2. Instrukcja, o której mowa w ust. 1, w szczególności określa sposoby prowadzenia ewakuacji, w zależności od przyczyn i miejsca uwięzienia ludzi w szybie, sprzęt i urządzenia służące do ewakuacji wraz ze wskazaniem miejsca ich przechowywania.

Powyższe zapisy zobowiązują kierownika działu energomechanicznego do określenia w instrukcji sposobu prowadzenia ewakuacji w zależności od przyczyny awaryjnego zatrzymania ruchu wyciągu oraz miejsca zatrzymania naczyń wyciągowych z ludźmi w szybie. Stosownie do przyjętego sposobu ewakuacji, należy zgromadzić potrzebny do jej sprawnego i bezpiecznego przeprowadzenia niezbędny sprzęt i oprzyrządowanie, wskazując miejsce jego przechowywania. Zastosowany sprzęt ochrony indywidualnej ma zapewnić bezpieczne przejście załogi uwięzionej w unieruchomionym naczyniu wyciągowym do naczynia wyciągowego wyciągu awaryjnego (ratowniczego, awaryjno-rewizyjnego), którym zostanie przeprowadzona ewakuacja z szybu.

Załącznik nr 4 do rozporządzenia „Szczegółowe zasady prowadzenia ruchu w wyrobiskach" w punkcie 5.15.8.2. określa alternatywne stosowanie w szybach z jazdą ludzi przedziałów drabinowych bądź wyciągów szybowych awaryjnych, których zadaniem jest ewakuowanie ludzi z unieruchomionych naczyń wyciągowych.

5.15.8.2. W szybach z jazdą ludzi urządza się i utrzymuje przedział drabinowy na całej głębokości, gdy szyb jest jednoprzedziałowy, oraz na tym odcinku szybu wieloprzedziałowego, w których jest jeden wyciąg szybowy. W szybach jednoprzedziałowych z jazdą ludzi można zaniechać budowy lub utrzymania przedziału drabinowego, pod warunkiem zainstalowania wyciągu szybowego awaryjnego. Instalowane w ostatnich latach górnicze wyciągi szybowe w większości zbudowane były jako jednoprzedziałowe z jazdą ludzi z linowym prowadzeniem naczyń wyciągowych. Nie budowano przedziału drabinowego, lecz instalowano jednokońcowe wyciągi szybowe pomocnicze. Funkcje realizowane przez wyciągi szybowe pomocnicze były łączone, aby zapewnić ich optymalne wykorzystanie przez użytkownika.

5.23.1. Wyciągi awaryjno-rewizyjne przeznaczone są do zadań związanych z usuwaniem awarii w szybach, ewakuacji ludzi z wyrobisk podziemnych i naczyń wyciągowych unieruchomionych w szybie oraz dokonywania kontroli lub remontu obudowy i wyposażenia szybów.

5.23.2. Wyciągi awaryjne zastępują przedziały drabinowe w tych przypadkach, w których przedziały drabinowe miałyby spełniać zadania ewakuacji ludzi. Napędy wyciągów awaryjno-rewizyjnych mogą być przewoźne, w szczególności przewoźne wciągarki.

5.23.3. Wyciągi ratownicze służą do prowadzenia akcji ratowniczych w szybach lub otworach wielkośrednicowych i powinny być w całości przewoźne oraz mieć własne źródło zasilania.

5.23.6.4. Wyciąg awaryjny wykonuje się w taki sposób, aby maksymalna liczba osób znajdujących się w klatkach wyciągu głównego mogła być w przypadku koniecznym przetransportowana na powierzchnię lub do poziomów mających połączenie z powierzchnią w czasie poniżej 10 godzin; do limitu czasu wlicza się czas niezbędny dla czynności związanych z uruchomieniem wyciągu.

3. Grawitacyjne opuszczanie nadwagi

Ewakuacja ludzi z szybu przy zastosowaniu wyciągów awaryjno-rewizyjnych w szybach jednoprzedziałowych nie jest zagadnieniem łatwym logistycznie do przeprowadzenia. Oznacza ona zawsze konieczność przeprowadzenia ludzi z unieruchomionego naczynia wyciągowego do naczynia wyciągowego wyciągu awaryjno-rewizyjnego z zastosowaniem sprzętu przewidzianego do ewakuacji oraz sprzętu ochrony indywidualnej zabezpieczającego przed upadkiem z wysokości. Pracownicy oddziału szybowego na co dzień wykonujący prace i naprawy w szybie, nie traktują tej sytuacji jako niezwykłej. Ale dla górników, zjeżdżających i wyjeżdżających wyciągami szybowymi, unieruchomienie w szybie naczynia wyciągowego, oczekiwanie na jego ponowne uruchomienie, rozpoczęcie ewakuacji wyciągiem awaryjno-rewizyjnym, konieczność przejścia po budowanym każdorazowo pomoście pomiędzy naczyniami wyciągowymi oraz ograniczenie liczby osób ewakuowanych za każdym przejazdem wyciągu awaryjno-rewizyjnego, stanowi poważny stres. Trudno przewidzieć możliwe zachowania ludzi poddanych oddziaływaniu takich czynników.

Należy również zwrócić uwagę na fakt, iż górnicze wyciągi szybowe nie tylko transportują załogi górnicze, są stosowane również do przewożenia turystów odwiedzających zabytki techniki górniczej w podziemnych wyrobiskach. Ich ewakuacja z wykorzystaniem przedziału drabinowego bądź wyciągu awaryjno-rewizyjnego staje się naprawdę problematyczna. Ograniczenie czasu ewakuacji zgodnie z punktem 5.23.6.4. załącznika nr 4 cytowanego rozporządzenia to dodatkowy argument na poszukiwanie alternatywnego rozwiązania w stosunku do ewakuacji z zastosowaniem wyciągu awaryjnego.

Innym możliwym działaniem w momencie unieruchomienia wyciągu jest zastosowanie kontrolowanego grawitacyjnego opuszczenia nadwagi naczyń wyciągowych. Oczywiście podstawowym warunkiem skuteczności takiego działania jest istnienie w momencie awarii nadwagi zdolnej do wywołania ruchu wyciągu po odhamowaniu maszyny wyciągowej oraz bezwzględna pewność, że tory jazdy naczyń wyciągowych nie uległy uszkodzeniu i naczynia wyciągowe będą mogły bez przeszkód się po nich przemieszczać. Swoboda ruchu dotyczy również linopędni maszyny wyciągowej. W czasie grawitacyjnego opuszczania naczyń wyciągowych należy zapewnić właściwe smarowanie łożysk wału głównego. Urządzenie wymuszające dodatkowy zanik ciśnienia medium odwodzącego hamulec, w które wyposażone jest stanowisko sterownicze maszynisty wyciągowego, musi być zdolne do wywołania skutecznego zaniku ciśnienia medium hamulcowego również w przypadku działania układu grawitacyjnego opuszczania naczyń wyciągowych.

W dalszej części opisano rozwiązania techniczne zaproponowane przez producentów maszyn wyciągowych, jako odpowiedź na postawione przez użytkowników zadanie zrealizowania grawitacyjnego opuszczania nadwagi naczyń wyciągowych. Wykorzystano przykłady rozwiązań zastosowanych w maszy-

nach wyciągowych górniczych wyciągów szybowych, będących przedmiotem badań kontrolnych odbiorczych przeprowadzonych przez pracowników inspekcyjno-technicznych Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych.

Ponieważ nie wszystkie przedstawione rozwiązania konstrukcyjne uzyskały dopuszczenie Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego w zakresie stosowania grawitacyjnego opuszczania naczyń wyciągowych w przypadku awarii napędu maszyny wyciągowej, dlatego nie mogły być stosowane jako sposób ewakuacji ludzi z szybu.

Przykład 1

Realizację zagadnienia umożliwienia kontrolowanego odhamowania maszyny wyciągowej i opuszczania nadwagi naczyń wyciągowych w warunkach uszkodzenia napędu elektrycznego (np. uszkodzenie transformatora przekształtnikowego bądź przekształtników obwodu głównego lub wzbudzenia, uniemożliwiające poprawne sterowanie maszyny wyciągowej za pomocą jej napędu) producent maszyny wyciągowej zaproponował za pomocą zasilenia układu hydraulicznego hamulca tarczowego w medium odwodzące (olej hydrauliczny) poprzez zrównoleglenie źródła zasilania o pompkę ręczną. Wydajność pompki ręcznej pozwala na uzyskanie ciśnienia oleju niezbędnego do odwiedzenia siłowników hamulca. Warunkiem uzyskania ciśnienia odwodzenia jest załączenie obwodu bezpieczeństwa i odhamowanie maszyny wyciągowej przez maszynistę wyciągowego za pomocą manetki hamulca manewrowego.

Z uwagi na realizację obwodu bezpieczeństwa z zastosowaniem techniki przekaźnikowej możliwe jest przygotowanie obwodu do działania z pominięciem zabezpieczeń związanych z napędem elektrycznym. Zasilanie obwodu bezpieczeństwa i obwodów sterowania hamulca zapewnia urządzenie awaryjnego podtrzymania napięcia. Regulacja prędkości ruchu wywołanego działaniem siły ciążenia nadwagi odbywa się przez maszynistę wyciągowego poprzez regulację położenia manetki hamulca. Przekroczenie dozwolonej prędkości skutkuje przerwaniem obwodu bezpieczeństwa i wywołaniem hamowania bezpieczeństwa. Ponowny ruch jest możliwy po przywróceniu hamowania bezpieczeństwa do gotowości działania.

Trudność w uzyskaniu właściwego efektu odhamowania i skutecznego ruchu naczyń wyciągowych polega głównie na zapewnieniu właściwej koordynacji pomiędzy maszynistą wyciągowym a osobą obsługującą ręczną pompkę olejową. Wynika ona głównie ze zmiennego zapotrzebowania objętościowego na olej hydrauliczny w poszczególnych fazach odhamowania, związanego z napełnianiem akumulatora hydraulicznego ciągle powiązanego z instalacją zasilającą siłowniki hydrauliczne, a także z koniecznością wtłoczenia oleju do komór siłowników w celu ich odwiedzenia. Ciśnienie oleju odwodzącego jest wypadkową działania zasilającego pompki olejowej i działania upływowego wywołanego zaworem proporcjonalnym hamowania manewrowego.

Awaryjne odhamowanie i opuszczanie nadwagi jest możliwe, ale wymaga dużej wprawy i koordynacji działań zarówno osób wykonujących czynności związane z wykonywaniem procedury grawitacyjnego opuszczania nadwagi, jak i osób ją nadzorujących.

Oceniając zaproponowane rozwiązanie, można stwierdzić, iż jest to raczej zespół urządzeń umożliwiających wykonanie prac serwisowych w obrębie zespołów sterowniczo-zasilających, instalacji hydraulicznej oraz siłowników hydraulicznych. Uzależnienie uzyskiwanego ciśnienia oleju od działania dwóch osób (obsługującego pompkę olejową i maszynisty wyciągowego, regulującego ciśnienie w instalacji hydraulicznej) powoduje poważne utrudnienia w uzyskaniu zamierzonego efektu polegającego na efektywnym, kontrolowanym opuszczeniu nadwagi. W przypadku prowadzenia prac rozwojowych takiego rozwiązania, celowym jest zaproponowanie bądź zewnętrznego źródła zasilania w olej hydrauliczny o regulowanych parametrach ciśnienia i wydajności niezależnych od pracy człowieka, bądź wprowadzenie elektronicznego nadzoru nad prędkością ruchu grawitacyjnie opuszczanej nadwagi.

Takie kierunki rozwoju zapewnią sterowanie procesem opuszczania nadwagi z jednego miejsca, z możliwością bezpiecznego przerwania (zatrzymania) tego procesu. Jednocześnie należy zauważyć, iż przedstawione rozwiązanie jest pewne w działaniu poprzez zastosowanie pompki ręcznej, napędzanej siłą mięśni, a więc bez konieczności rezerwowania zasilania napędu pomp olejowych. Każda z osób uczestniczących w procesie odhamowania maszyny wyciągowej jest w stanie skutecznie zahamować maszynę wyciągową - maszynista dźwignią hamulca manewrowego bądź przyciskiem awaryjnego zatrzymania, obsługujący pompkę olejową poprzez udrożnienie spływu oleju przez dławiący zawór upustowy.

Przykład 2

Proponowane rozwiązanie zostało nazwane przez producenta układem do grawitacyjnego opuszczania nadwagi.

Agregat zespołu sterowniczo-zasilającego został rozbudowany o elementy zabudowane równolegle do zestawu pompowego, które umożliwiają tzw. grawitacyjne opuszczanie cięższego naczynia, czyli wywołanie kontrolowanego ruchu naczyń wyciągowych pod wpływem siły ciążenia nadwagi wyciągu szybowego. Pompa zębata z silnikiem prądu stałego na napięcie 24 V, zawór ograniczający wartość ciśnienia oleju wytwarzanego przez pompę oraz przełącznik obiegu oleju łączący układ hydrauliczny siłowników hamulcowych ze źródłem wyższego ciśnienia oleju z pompy podstawowej lub pompy układu awaryjnego opuszczania nadwagi tworzą ww. podzespół. Zasilanie awaryjne przez czas niezbędny do zrealizowania opuszczania nadwagi zapewnia zespół dwóch baterii akumulatorów wraz z układem UPS awaryjnego podtrzymania napięcia dla potrzeb sterowania. Układ sterowania zrealizowany został w technice przekaźnikowej. Podczas grawitacyjnego opuszczania nadwagi nadzorowane jest prze-

kroczenie prędkości ruchu 1 m/s, które skutkuje wyłączeniem pompy zasilającej i zahamowaniem maszyny wyciągowej poprzez odwzbudzenie zaworów hydraulicznych. Załączenie układu grawitacyjnego opuszczania nadwagi powoduje przerwanie obwodu bezpieczeństwa. Jeśli podczas jazdy powstanie zagrożenie, maszynista wyciągowy zwalniając przycisk niestabilny lub naciskając przycisk awaryjnego zatrzymania maszyny wyciągowej na pulpicie, powoduje skuteczne unieruchomienie maszyny.

Elementy podzespołu umożliwią wytworzenie ciśnienia oleju o wartości niezbędnej dla zrównoważenia siły docisku okładzin hamulcowych wytwarzanych przez sprężyny siłowników hamulcowych dla odhamowania maszyny wyciągowej.

Układ grawitacyjnego opuszczania nadwagi wykorzystywany jest tylko wtedy, gdy w klatce wyciągu znajdują się ludzie, a dalszy ruch wyciągu jest uniemożliwiony wskutek awarii systemu sterowania maszyny wyciągowej względnie systemu napędu. Układ ten umożliwia awaryjne odhamowanie maszyny wyciągowej i dojazd klatki do jednej ze stacji końcowych dzięki wykorzystaniu siły pochodzącej od nie zrównoważenia sił w poszczególnych gałęziach wyciągu szybowego.

Decyzję o rozpoczęciu ewakuacji ludzi uwięzionych w klatce w szybie podejmuje kierownik akcji ratowniczej, natomiast zasady ewakuacji określa kierownik działu energomechanicznego. Może on skorzystać z układu grawitacyjnego opuszczania nadwagi naczyń wyciągowych, w jaki jest wyposażona maszyna wyciągowa.

Załączenie układu grawitacyjnego opuszczania nadwagi dokonuje się łącznikiem na pulpicie maszynisty wyciągowego, następuje przerwanie obwodu bezpieczeństwa. Za pomocą zaworów przestawionych mechanicznie zostaje wyłączony z pracy jeden z dwóch agregatów hydraulicznych hamulca, pracujących dotychczas na wydzielone instalacje hydrauliczne, skojarzone z poszczególnymi stojakami hamulcowymi. Jeden agregat hydrauliczny pozostający w układzie hydraulicznym zasila wówczas wszystkie siłowniki hamulcowe. Łączniki elektryczne nadzorujące położenie zaworów pozwalają na zrealizowanie kontroli poprawności przełączenia zaworów na właściwy dla tej sytuacji rodzaj pracy agregatu hydraulicznego i zrealizowania kontroli prędkości jazdy. Regulacja ciśnienia oleju hydraulicznego odbywa się przez maszynistę wyciągowego poprzez potencjometr zadający ciśnienie.

Przedstawione rozwiązanie, tj. układ wykonany w technice przekaźnikowej, pozwalający uruchomić łącznikiem niestabilnym wyciąg z kontrolowanym progiem przekroczenia prędkości jazdy 1 m/s, z możliwością dodatkowego przerwania zasilania łącznikiem awaryjnym, jest rozwiązaniem zapewniającym bezpieczne zrealizowanie zadania grawitacyjnego opuszczania nadwagi. Z uwagi na przyjęty sposób realizacji odwodzenia hamulca, nieczynne są obwody blokowania maszyny wyciągowej i awaryjnego jej zatrzymania zarówno hamul-

cem mechanicznym, jak i za pomocą napędu. Osoba dozoru ruchu, podejmująca decyzję o uruchomieniu grawitacyjnego opuszczania nadwagi musi bezwzględnie przeanalizować warunki bezpiecznego rozpoczęcia ruchu wyciągu. Maszynista wyciągowy regulując ciśnienie oleju w instalacji hydraulicznej powoduje zmiany momentu mechanicznego pochodzącego od hamulca mechanicznego, który wraz z momentem obciążającym linopędnię maszyny wyciągowej decyduje o ruchu opuszczanej nadwagi. Układ grawitacyjnego opuszczania nadwagi nie reguluje samoczynnie prędkości ruchu, lecz go nadzoruje, nie pozwalając na przekroczenie granicznej wartości prędkości 1 m/s. Wykorzystanie buforowego awaryjnego podtrzymania napięcia sterowniczego oraz baterii akumulatorów dla potrzeb zasilania silnika pompy zapewnia wysoką niezawodność działania zespołu opuszczania nadwagi w różnych warunkach zatrzymania ruchu wyciągu, spowodowanego uszkodzeniami w zespole napędowym maszyny wyciągowej lub awarią zespołów sterowania i zabezpieczeń ruchu.

Przykład 3

Producent zespołu urządzeń maszyny wyciągowej realizującego sterowanie, zasilanie i zabezpieczenia maszyny wyciągowej, w tym zespołu sterowania hamulca pneumatyczno-obciążnikowego, zaproponował 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. Procedura została stworzona na wypadek awarii maszyny wyciągowej, niemożliwej do szybkiego usunięcia, jak np. uszkodzenie silnika wyciągowego lub toru jego zasilania (brak napięcia 6 kV, uszkodzenie przetwornic wirujących układu Leonarda, itd.). Warunkiem zastosowania procedury opuszczania nadwagi jest pełna sprawność układu sterowania zbudowanego w oparciu o swobodnie programowalne sterowniki PLC. W przeciwnym wypadku nie można załączyć podprogramu grawitacyjnego opuszczania nadwagi.

Producent określił następujące warunki konieczne do pomyślnego stosowania procedury:

- zaistnienie podczas awarii nadwagi pomiędzy obciążonymi gałęziami wyciągu zdolnej do uruchomienia wyciągu (wywołania ruchu odhamowanej maszyny wyciągowej),
- obecność napięcia sterowniczego zasilania sterowników zapewniającego poprawność ich pracy,
- obecność wymaganego ciśnienia sprężonego powietrza (powyżej 90% ciśnienia minimalnego zasilania zespołu hamulca),
- sprawność działania sterowników i ich kart rozszerzeń,
- sprawność układu wykonawczego i pneumatycznego sterowania zespołu pneumatyczno-obciążnikowego hamulca,
- możliwość mechaniczna ruchu (brak uszkodzeń w obrębie linopędni, wirnika silnika, łożysk wału głównego, itd.).

Opracowana procedura przewiduje załączenie obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej pod warunkiem sprawności następujących zabezpieczeń:

– wyłączniki krańcowe w szybie,
– zabezpieczenia hamulca:
  - kontrola położenia zaworów hamowania bezpieczeństwa,
  - kontrola drążka hamulca,
  - kontrola ciśnienia sprężonego powietrza zasilania hamulca,
  - kontrola ciśnienia sprężonego powietrza wspomagania i sterowania zaworów hamulca,
  - kontrola odhamowania zablokowanej maszyny,
  - kontrola ciśnienia powietrza w cylindrze manewrowym w stanie zahamowania,
  - kontrola ciśnienia powietrza w cylindrze hamulca bezpieczeństwa,
  - kontrola położenia obciążnika napędu hamulca w górnym położeniu,
  - kontrola maksymalnego skoku tłoka cylindra obciążnikowego,
– sprawne zabezpieczenia podnapięciowe zasilania sterowników,
– załączony silnik napędowy pomp smarowania łożysk,
– wyłączenie transformatorów zasilania przekształtników wzbudzenia silnika i prądnicy sterowniczej.

W przypadku stosowania procedury ignorowany jest stan obwodu zatrzymania napędem oraz obwodu blokowania maszyny wyciągowej, za wyjątkiem blokady z urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej. W przypadku zablokowania maszyny z sygnalizacji szybowej należy użyć awaryjnego obejścia blokad.

W czasie działania procedury awaryjnego opuszczania nadwagi cały czas pozostaje w gotowości gałąź hamowania manewrowego, tak więc maszynista wyciągowy poprzez wychylenie dźwigni sterowania hamulca tak jak w czasie normalnej pracy może w każdym momencie skutecznie zahamować maszynę. W tym trybie wychylenie dźwigni sterowania hamulca manewrowego do pozycji odhamowania nie powoduje odhamowania maszyny wyciągowej, co przy braku momentu elektrycznego a przy istniejącym momencie obciążenia skutkowałoby niekontrolowanym ruchem linopędni. Przyjęto, że możliwa jest przez maszynistę tylko regulacja ciśnienia powietrza w cylindrze manewrowym poprzez jego zwiększenie, a nie zmniejszenie powodujące odhamowanie maszyny wyciągowej. Nadrzędnym systemem regulacji ciśnienia w cylindrze manewrowym jest wypracowany sygnał quasi-mechanicznego regulatora jazdy, skojarzony z pozycją wychylenia dźwigni sterowania prędkości (ster jazdy). Podczas grawitacyjnego opuszczania nadwagi do regulacji ciśnienia w hamulcu manewrowym wykorzystywany jest regulator ciśnienia powietrza. Sterowanie regulatora odbywa się z wykorzystaniem zamkniętej pętli regulacji prędkości porównującej prędkość zadaną dźwignią steru jazdy z prędkością rzeczywistą wyznaczoną na podstawie sygnałów z impulsatora sprzężenia prędkościowego. W zamkniętej pętli regulacji prędkości realizowane jest takie wysterowanie ciś-

nienia powietrza w cylindrze hamulca manewrowego, aby skutecznie zrealizować prędkość zadaną przez maszynistę wyciągowego za pomocą steru jazdy.

W celu wyeliminowania możliwości powstania momentu elektrycznego silnika wyciągowego, który mógłby przeciwdziałać grawitacyjnemu opuszczaniu nadwagi, przewidziano wyłączenie transformatorów zasilania przekształtników wzbudzenia prądnic sterujących Leonarda, jak i obwodu wzbudzenia silnika wyciągowego. Dla zapewnienia poprawnej pracy łożysk wału głównego silnik pompy smarowania łożysk musi pracować. Załączenie procedury odbywa się poprzez system wizualizacji stanów pracy maszyny wyciągowej poprzez wywołanie na zabezpieczonym hasłem ekranie „serwis" procedury awaryjnego opuszczania i jej załączeniu przez naciśnięcie przycisku „załączenie". Po załączeniu obwodu bezpieczeństwa, maszynista wyciągowy umożliwia odhamowanie maszyny poprzez wychylenie dźwigni hamulca w pozycję odhamowania; nie następuje odhamowanie maszyny, gdyż ster jazdy pozostaje jeszcze w pozycji „0". Dźwignią steru jazdy poprzez jej wychylenie można regulować prędkość jazdy (możliwy zakres regulacji do 1 m/s). Wskutek działania regulatora prędkości następują zmiany w ciśnieniu powietrza w cylindrze manewrowym, aby zrealizować zadaną prędkość z przyjętą dokładnością.

Wyłączenie procedury następuje po wywołaniu ekranu „serwis" i naciśnięciu przycisku „wyłączenie". Producent przewidział wyłączenie procedury samoczynnie w przypadku załączenia transformatora wzbudzenia silnika lub prądnicy, a także po wyłączeniu silnika pompy smarowania łożysk. Wyłączenie procedury wywołuje hamowanie bezpieczeństwa. Ponowne załączenie obwodu bezpieczeństwa jest możliwe po przywróceniu sprawności maszyny wyciągowej.

Jest to najbardziej rozbudowany system wykorzystania hamulca maszyny wyciągowej do kontrolowanego opuszczania nadwagi naczyń wyciągowych zatrzymanych awaryjnie w szybie. Na szczególną uwagę zasługuje fakt nie tylko pozostawienia w sprawności do działania obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej. Maszyna wyciągowa została „wyposażona" w quasi-mechaniczny regulator jazdy, pozwalający na zrealizowanie założonej prędkości jazdy z opuszczaną nadwagą w sposób niezależny od maszynisty wyciągowego, ale jednocześnie w pełni przez niego kontrolowany. Płynne zadawanie prędkości opuszczania dźwignią steru jazdy, ciągła możliwość użycia hamulca manewrowego w celu dohamowania maszyny wyciągowej powodują, iż nawet w warunkach stresu wywołanego stanem awaryjnym związanym z zatrzymaniem jazdy ludzi, maszynista wyciągowy jest w stanie zrealizować zadanie ewakuacji ludzi uwięzionych w szybie.

Przed wprowadzeniem wyżej wymienionej procedury do stosowania w górniczym wyciągu szybowym celowe wydaje się przeanalizowanie przyjętego założenia o wyeliminowaniu oddziaływania obwodu blokowania maszyny wyciągowej oraz obwodu awaryjnego jej zatrzymania za pomocą napędu. Możliwe jest bowiem przeniesienie działania wyżej wymienionego obwodów do nadrzędnego obwodu bezpieczeństwa, aby nie utracić realizacji zabez-

pieczeń ruchu górniczego wyciągu szybowego w warunkach grawitacyjnego opuszczania nadwagi.

4. Wnioski

Rozwiązanie techniczne opisane jako przykład 2. jest stosowane w ruchu dwóch zakładów górniczych jako jeden z możliwych sposobów ewakuacji ludzi z szybu. Kopalnie posiadają zatwierdzony plan ratownictwa, opracowane instrukcje w zakresie ewakuacji ludzi z szybów oraz instrukcje dla maszynistów i sygnalistów szybowych, precyzujące ich postępowanie w przypadku stosowania grawitacyjnego opuszczania nadwagi. W trakcie procedury dopuszczania do stosowania w zakładach górniczych maszyn wyciągowych przedmiotowych wyciągów, oceniono pozytywnie zaproponowane rozwiązanie, jednocześnie podkreślając brak uregulowań prawnych w odniesieniu do grawitacyjnego opuszczania nadwagi w sytuacji awarii napędu maszyny wyciągowej. Decyzja Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego o dopuszczeniu do stosowania maszyn wyciągowych objęła również ich wyposażenie w zespół do realizacji grawitacyjnego opuszczania nadwagi.

Należy podkreślić, iż w trakcie przeprowadzania badań kontrolnych odbiorczych górniczych wyciągów szybowych pracownicy inspekcyjno-techniczni Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych omawiali zagadnienia techniczne związane z możliwością wprowadzenia procedury grawitacyjnego opuszczania nadwagi naczyń wyciągowych w wypadku uszkodzenia układu napędowego maszyny wyciągowej w aspekcie wprowadzanych zespołów urządzeń obejmujących m.in. urządzenia sterowania hamulców, zarówno hydraulicznych tarczowych jak i z napędem pneumatyczno-obciążnikowym. Rozwiązanie techniczne, opisane jako przykład 3, powstało w wyniku takich inspirujących działań prowadzonych przez pracowników UGBKUE. Na szczególną uwagę zasługuje fakt maksymalnego wykorzystania przez producenta możliwości technicznych, jakie daje stosowanie w budowie zespołów maszyn wyciągowych swobodnie programowalnych sterowników logicznych PLC oraz wykorzystanie rozbudowanych aplikacji wizualizacji stanów pracy maszyn wyciągowych.

W najbliższej przyszłości należy oczekiwać kolejnych rozwiązań technicznych umożliwiających bezpieczne i skuteczne grawitacyjne opuszczenie nadwagi, aby do minimum ograniczyć czas uwięzienia ludzi w szybie. Celowym jest opracowanie warunków technicznych określających minimalne wymagania dla zespołów realizujących grawitacyjne opuszczanie nadwagi naczyń wyciągowych górniczych wyciągów szybowych. Oczekiwane są też analizy techniczne układu hamulcowego maszyn wyciągowych, uwzględniające wymaganą odporność cieplną ze względu na przewidywaną wielkość opuszczanej nadwagi i spodziewaną drogę jazdy w warunkach ciągłego oddziaływania hamowania manewrowego dla ograniczenia prędkości opuszczanej nadwagi.

Literatura

1. 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.
2. 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.
3. Hansel J., Koczwara, Krajczok J., Zygmunt A.: 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. Monografia pod redakcją J.Hansela. Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt 40.
4. Płachno M., Małachowski F.: Projektowanie skipów górniczych – propozycja nowego podejścia. IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport Linowy", Szczyrk 17-19.09.2007.
5. Wróbel T.: System monitoringu jakości prowadzenia naczynia wyciągowego szybu SG-1 w KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Polkowice-Sieroszowice". II Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie", Ustroń 8-10.11.2006.
6. 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.
7. Kiercz M., Szczygieł M.: Zmiany w górniczych wyciągach szybowych w latach 2004-2007. Konferencja „Problemy Bezpieczeństwa i Ochrony Zdrowia w Polskim Górnictwie", Mysłowice 27-28.03.2008.
8. 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.
9. Zygmunt A.: Budowa krajowego systemu zarządzania bezpieczeństwem górniczych wyciągów szybowych. Praca doktorska na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH Kraków.

Współczesne maszyny wyciągowe i urządzenia sygnalizacji szybowej, a proces ich badania i oceny

Jan Cholewa, Paweł Hałupczok, Jan Małecki – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie. Współczesne maszyny wyciągowe oraz urządzenia sygnalizacji szybowej zbudowane i pracujące w oparciu o programy zaimplementowane w sterownikach to urządzenia, które charakteryzuje bardzo złożona struktura. Autorzy w monografii przedstawili spostrzeżenia wynikające z dotychczas przeprowadzonych prac, dotyczące: dokumentowania, badania, weryfikacji, oceny programów oraz archiwizacji dokumentacji wyrobów zbudowanych i pracujących w oparciu o programy logiczne zaimplementowane w zastosowanych sterownikach PLC. Omówiono również obecnie istniejące uwarunkowania oraz nieprawidłowości dotyczące świadczenia usług w zakresie badań i oceny wyrobów przeznaczonych dla górniczych wyciągów szybowych.

1. Wprowadzenie

Pierwszy cyfrowy regulator jazdy oraz układy sterowania, regulacji i zabezpieczeń z zastosowaniem programowalnych sterowników mikroprocesorowych zostały zrealizowane w Polsce w 1995 r., dla nieistniejącej już, maszyny wyciągowej szybu „Fortuna III" KWK „Kleofas".

Producentami nowych obiektów lub wykonawcami modernizacji maszyn wyciągowych eksploatowanych w Polsce, podczas ostatnich kilkunastu lat były firmy zagraniczne oraz firmy polskie, takie jak:

- ABB,
- INCO engineering spol. s r. o. z Czech,
- SIEMAG GmbH z Niemiec,
- GHH MAN z Niemiec wraz z AEG z Niemiec,
- Wilhelm Müller Maschinenfabrik z Niemiec,
- HAZEMAG & EPR GmbH z Niemiec,
- OPA-ROW sp. z o.o.,
- MWM ELEKTRO sp. z o.o.,
- PPHU ELCAM sp. z o.o.,
- ZUT ZGODA S.A.,
- PPW ELCON sp. z o.o.

Producenci ci w latach 1996÷2008 zbudowali w Polsce:

- 33 nowe maszyny wyciągowe (do nowych maszyn wyciągowych zaliczono również zmodernizowane, jeżeli do ich budowy wykorzystano tylko część z istniejącego napędu maszyny wyciągowej). W tej liczbie jest 8 maszyn o prędkości do 2 m/s i dwa przewoźne wyciągi ratownicze,
- 42 maszyny wyciągowe, które zmodernizowano kompleksowo w zakresie układów napędowych, sterowania, regulacji, zabezpieczeń i sterowania hamulca,

- zmodernizowano 44 urządzenia sygnalizacji i łączności szybowych oraz urządzenia sterowniczo-sygnałowe, z których 34 zostały wykonane z zastosowaniem techniki cyfrowej.

Inwestycje te były wykonywane z coraz większym udziałem techniki cyfrowej. Udział tej techniki w realizowanych modernizacjach wzrastał w miarę rozwoju techniki cyfrowej, jej dostępności oraz zbierania doświadczeń.

Na podkreślenie zasługuje fakt, że każda z wyżej wymienionych firm dysponowała lub dopracowała się własnych, indywidualnych rozwiązań technicznych. Szereg z tych rozwiązań jest stale udoskonalanych.

Polskie przepisy górnicze zezwalają na przeprowadzenie modernizacji częściowej maszyny wyciągowej lub innego elementu górniczego wyciągu szybowego w zakresie ograniczonym do tzw. wyodrębnionego zespołu. Modernizacje te obejmują na ogół podstawowe podzespoły maszyny wyciągowej (napęd elektryczny, zespoły sterownicze lub sterowniczo-zasilające hamulców, układy sterowania i zabezpieczeń, regulator jazdy, systemy monitoringu i wizualizacji pracy poszczególnych podzespołów itp.). Ich realizacja jest możliwa po uzyskaniu w drodze decyzji Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego dopuszczenia do stosowania w zakładach górniczych, wydanej m.in. w oparciu o wyniki badań wraz z oceną takiego wyrobu sporządzoną przez upoważnioną jednostkę.

2. Badania i oceny realizowane w KOMAG-u

Udział sterowników i techniki cyfrowej w ww. modernizacjach, w okresie ostatnich kilkunastu lat wzrastał, aż osiągnięto poziom umożliwiający zbudowanie całej części sterowniczo-zabezpieczeniowej maszyny wyciągowej, a także urządzenia sygnalizacji szybowej na elementach programowalnych. Oznacza to, że obecnie prawie wszystkie funkcje w zakresie sterowania i zabezpieczeń nowych maszyn wyciągowych i urządzeń sygnalizacji szybowej zrealizowane są programowo. Wynika z tego, że poziom bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego zaszyfrowany jest w programach zaimplementowanych w sterownikach.

Stosowanie swobodnie programowalnych sterowników logicznych w maszynach wyciągowych oprócz niezaprzeczalnych zalet, niesie też określone zagrożenia, nie zawsze właściwie doceniane zarówno przez użytkowników, jak i przez samych producentów tych obiektów, np.:

1) dostępność oprogramowania i łatwość samowolnego wprowadzenia nawet bardzo istotnych zmian,
2) możliwość niezamierzonego wprowadzenia zmian,
3) niekompletność zawartości archiwów w zakresie aktualnych wersji oprogramowania sterowników,
4) brak procedur warunkujących i umożliwiających legalne wprowadzanie zmian,
5) brak narzędzi do sprawowania kontroli nad właściwym korzystaniem z dopuszczonych wersji oprogramowania itp.

Aktualnie obowiązujące przepisy dotyczące dopuszczania wyrobów do stosowania nie precyzują zaleceń dla jednostek atestacyjnych w zakresie oceny i badania wyrobu zbudowanego z zastosowaniem PLC.

Paragraf 5.2 rozporządzenia Rady Ministrów w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych z dnia 30 kwietnia 2004 r. wśród dokumentów dołączanych do wniosku wymienia skład dokumentacji m.in. opis, rysunki, schematy, który umożliwi rozpoznanie wyrobu szczególnie pod względem zapewnienia bezpieczeństwa jego stosowania. Nie wyszczególnia się jednoznacznie jako załączników do wniosku, oprogramowania na nośnikach cyfrowych czy wydrukach, niezbędnych dla przedstawienia wyrobu zbudowanego z zastosowaniem PLC.

KOMAG przez lata bardzo intensywnie współpracuje ze swoimi klientami celem wypracowania poprawnej formy dokumentacji do wniosku o dopuszczenie do stosowania takich wyrobów.

W dokumentacji załączanej do wniosku o dopuszczenie istotnego znaczenia nabierają należycie sporządzone opisy, odpowiednie schematy i algorytmy programu oraz inne formy dokumentowania, które w sposób pośredni identyfikują wyrób wraz z jego cechami i właściwościami, co umożliwi przeprowadzenie weryfikacji zgodności oprogramowania z funkcjami zadeklarowanymi w przedłożonych dokumentach.

Prezes Wyższego Urzędu Górniczego, począwszy od listopada 2007 r., w wydawanych postanowieniach zobowiązujących wnioskodawcę do przeprowadzenia prób nakazuje przekazywać jednostce przeprowadzającej badanie i ocenę kopię programów użytkowych zaimplementowanych w sterownikach, dla przeprowadzenia ich weryfikacji w zakresie sprawdzenia zgodności tego oprogramowania z funkcjami zadeklarowanymi w dokumentach załączonych do wniosku o dopuszczenie.

KOMAG przeprowadza taką weryfikację, korzystając z zakupionych do tego celu programów narzędziowych od producentów sterowników. Od końca 2007 r. weryfikacja oprogramowania realizowana jest na każdym etapie badań i oceny. Pierwszy raz przed zbudowaniem maszyny wyciągowej czy urządzenia sygnalizacji szybowej, czyli przed uzyskaniem postanowienia do prób oraz powtórnie po analizie ostatecznej wersji oprogramowania na zakończenie prób w ruchu zakładu górniczego.

Analizując przedłożone oprogramowanie użytkowe swobodnie programowalnych sterowników logicznych stwierdza się, m. in. czy:

- aplikacje realizują wszystkie założone i deklarowane w dokumentacji funkcje użytkowe, zarówno sterujące, zabezpieczające, jak i informacyjne (wizualizacja stanów pracy),
- aplikacje są wykonane poprawnie, zgodnie z zasadami programowania,

- aplikacje podzielone są na przejrzyste bloki programowe i podprogramy - wydzielenie podprogramów sprawia iż aplikacje są łatwe do sparametryzowania i bardziej odporne na ewentualne błędy w czasie wprowadzania zmian w oprogramowaniu,
- powiązania programów ze schematami i opisami są poprawne,
- aplikacje zawierają komentarze istotne dla użytkownika przy ewentualnych przyszłych działaniach serwisowych,
- nazwy zmiennych użytych w programach opierają się na skrótach polskojęzycznych, (pełne opisy nazw zmiennych są w pełni reprezentatywne dla określenia pełnionych funkcji, co ułatwi eksploatację, szkolenia i serwis).

3. Weryfikacja oprogramowania zaimplementowanego w sterownikach

Maszyny wyciągowe, urządzenia sygnalizacji szybowej, czy też ich wyodrębnione zespoły zbudowane w oparciu o sterowniki programowalne są to wyroby o skomplikowanej strukturze, które muszą zapewniać odpowiednią niezawodność działania zabezpieczeń oraz jednocześnie umożliwiać dostęp do odpowiednio ustawionych parametrów w zakresie regulacji i sterowania. Nawet rzetelnie sporządzony opis działania oraz opis funkcji, jakie pełni taki wyrób, nie daje pełnej informacji m. in. na temat struktury jego budowy, pozyskiwania i obróbki informacji, wypracowywania sygnałów wyjściowych, uzyskania wymaganej niezawodności działania itp. oraz na temat sposobów zabezpieczenia przed ingerencją osób niepowołanych.

W wyniku zebranych doświadczeń doszliśmy do przekonania, że bez weryfikacji oprogramowania sterowników nie można prawidłowo ocenić wyrobu, ponieważ nie można zbadać np. niezawodności pracy układów zabezpieczeń wymagających odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa, bez rozeznania powiązań strukturalnych elementów inicjujących i wykonawczych zarówno przekaźnikowych jak i tych, które zrealizowano programowo. Badania wyrobów, które wykonano bez przeprowadzania weryfikacji oprogramowania są badaniami niepełnymi. Bez analizy oprogramowania nie ma możliwości oceny wymaganej przepisami niezawodności działania zabezpieczeń zrealizowanych programowo, jak również prześledzenia rejestracji i archiwizacji wprowadzanych zmian.

Jak wykazuje dotychczasowa praktyka zebrana podczas weryfikacji programów w KOMAG-u, zmiany w oprogramowaniu występują w każdym wyrobie już na etapie prowadzenia ruchu w warunkach prób, czasem nawet parokrotnie. Uważamy, że nie ma możliwości weryfikowania programów w ramach przyszłych aktualizacji, bez wcześniejszego przeanalizowania bazy. Jaką wartość przedstawiają badania i ocena wyrobu zidentyfikowanego tylko na podstawie opisu i schematów będących odpowiednikami algorytmów oraz deklaracji producenta, czyli na dokumentach, które utożsamiają wyrób jedynie w sposób pośredni?

Wyciąg szybowy jest „obiektem żywym”, programiści tworzący algorytmy sterowania zdobywają nowe doświadczenia i modyfikują oprogramo-

wanie na obiektach nowych, dostosowując je do powstających potrzeb. Powinny, więc zostać ustalone określone sposoby wprowadzania zmian w oprogramowaniu i ich dokumentowania przy modyfikacji oprogramowania zainstalowanego i uruchamianego wcześniej o nowe elementy, szczególnie te zwiększające poziom bezpieczeństwa na obiektach będących już w eksploatacji.

Prezes Wyższego Urzędu Górniczego, począwszy od lutego 2007 r., w decyzjach dopuszczających do stosowania maszyn wyciągowych i urządzeń sygnalizacji szybowych oraz ich zespołów zbudowanych z zastosowaniem sterowników programowalnych nakłada obowiązek tworzenia i zabezpieczania kopii programów użytkowych zaimplementowanych w sterownikach, celem archiwizacji ich jako wzorca.

Archiwizacja oprogramowania w jednostce upoważnionej, pomyślanego jako „wzorzec", jest zabezpieczeniem formalnym, ale pasywnym, mimo tego, że przechowywane w archiwum oprogramowania mogą być m. in.:

- bazą dla umożliwienia przeprowadzenia weryfikacji, badania i oceny w przypadku potrzeby wprowadzenia zamierzonych, celowych zmian w programie,
- bazą dla umożliwienia przeprowadzenia ewentualnej weryfikacji porównawczej na wypadek zaistnienia zdarzeń nieprzewidzianych np. awaria,
- skutecznym zabezpieczeniem, by w zaimplementowany program po badaniu odbiorczym i po uzyskaniu dopuszczenia nie ingerowały nieupoważnione osoby.

Jest wielce prawdopodobne, że nienaruszalność elementów realizujących funkcje bezpieczeństwa w programach sterowników będzie mogła stać się faktem dopiero po całościowym wdrożeniu systemu nadzoru i kontroli zainicjowanego przez organy nadzoru górniczego. Funkcjonowanie takiego systemu nadzoru i kontroli zezwoli na uporządkowanie tego zagadnienia, ponieważ w ostatniej dekadzie tylko część z producentów złożyło kopię programów użytkowych programowalnych sterowników logicznych po ich sparametryzowaniu do Zakładu Badań Atestacyjnych w celu przechowywania ich w depozycie. Archiwa należy więc skompletować i zaktualizować, aby można było z nich korzystać.

Zabezpieczenie w postaci archiwizacji jest dotychczas niewykorzystywane, ponieważ:

- okresowe badania maszyn wyciągowych wyposażonych w sterowniki programowalne przeprowadzane przez rzeczoznawców do spraw ruchu zakładu górniczego nie uwzględniają badania zgodności stosowanych programów z programami dopuszczonymi do stosowania (wzorcowymi),
- brak czytelnych procedur umożliwiających modyfikację oprogramowania przez producenta maszyny wyciągowej, czy urządzenia sygnalizacji szybowej w przypadku wykrycia błędów lub wad tego oprogramowania,

- brak jest określonych procedur umożliwiających modyfikację oprogramowania przez użytkownika maszyny wyciągowej lub urządzenia sygnalizacji szybowej w przypadku konieczności aktualizacji tego oprogramowania.

4. Nieprawidłowości pojawiające się w procesie badań i oceny

Dzisiejszy rynek usług w zakresie budowy elementów górniczych wyciągów szybowych oraz wprowadzania ich do stosowania, a więc również badań i oceny maszyn wyciągowych istnieje w warunkach działalności wolnorynkowej, którą charakteryzuje m.in.:

- konkurencja cenowa,
- krótki termin realizacji przyjętych zobowiązań, co wydatnie ogranicza czas na sumienne wykonanie kolejnych etapów zadania (projektowania, badania i oceny, uzyskania postanowienia do prób w procesie dopuszczania do stosowania oraz budowy i odbioru obiektu).

Podmioty gospodarcze, będące producentami, dostosowują się do tych warunków, pomimo tego, że warunki wolnego rynku i narzucone obowiązującym prawem wymagania nie idą w zgodnym kierunku.

W zaistniałej często sytuacji, krótkich terminów realizacji, producenci usiłują wywiązać się z podjętego zadania, w różny sposób, np:

- na etapie projektowania obiektu często rezygnują ze sprawdzania poprawności wykonania projektu i powstałej w oparciu o niego dokumentacji do wniosku o dopuszczenie, dokonując cesji tego obowiązku na pracownika jednostki upoważnionej do badań i oceny - atestatora,
- programy przewidziane do zaimplementowania w sterownikach programowalnych to często częściowo przystosowane aplikacje wcześniejszych zastosowań, które całościowo zostaną zmodyfikowane według rzeczywistych potrzeb dopiero na nowobudowanym obiekcie.

Do tego dochodzi oczekiwanie, że pomimo tej sytuacji atestatorzy potrafią szybko wykonać swoją pracę. Atestatorzy KOMAG najpierw egzekwują właściwą formę i jakość dokumentacji, by ta dokumentacja właściwie identyfikowała oceniany wyrób, który zostanie oddany do stosowania, a dopiero potem wykonują swoją zasadniczą pracę, będąc świadomym współodpowiedzialności za wyrób. Na koniec pracy autorzy badań i oceny podpisują dokumentację do wniosku o dopuszczenie.

Powyżej przedstawione okoliczności w procesie badań i oceny wyrobów przeznaczonych do stosowania w zakładach górniczych z zakresu elementów górniczych wyciągów szybowych uświadamiają, że w tych warunkach istnieje zagrożenie zatracenia głównego celu, jakim jest zapewnienie wymaganego poziomu bezpieczeństwa pracy w górnictwie.

Mogą zaistnieć sytuacje, które wykażą, że obecnie istniejące zasady nie w pełni zabezpieczają przed występowaniem nieprawidłowości.

Oto parę przykładów potencjalnych zagrożeń:

1. Producent wyrobu, po złożeniu stosownej dokumentacji, w jednej jednostce upoważnionej do wykonywania badań i oceny, ze względów merytorycznych z powodu niespełnienia przez ten wyrób wymagań przepisów, może otrzymać odmowę wydania pozytywnej oceny. Wówczas bez przeszkód może zwrócić się o taką samą usługę do innej upoważnionej jednostki z listy upoważnionych przez Radę Ministrów. Po uzyskaniu w tej jednostce pozytywnej oceny załączy ją do wniosku o dopuszczenie do stosowania.
2. Producent wyrobu podczas prowadzania badań i oceny swego wyrobu w jednej jednostce upoważnionej może po wystąpieniu „trudności" zwrócić się równocześnie do drugiej jednostki z listy upoważnionych, gdzie w przyspieszonym tempie może uzyskać potrzebne opracowanie. Wyniki badań i ocena jednostki, która w krótszym czasie wydała pozytywną ocenę zostaje dołączona do wniosku o dopuszczenie.
3. W innym przypadku jednostka upoważniona podejmie się wykonać badanie i ocenę wyrobu wykraczające poza zakres swojej dziedziny działalności. Z powodu braku odpowiedniego specjalisty będzie poszukiwała podwykonawcy tych badań i oceny (autora stosownego opracowania) „na rynku", aby wykonał odpowiednie opracowanie, zaś ww. jednostka dokona tylko jego autoryzacji.

Takie możliwe scenariusze uświadamiają, że w przyszłości może być stosowana praktyka, w której producent, niezadowolony z wymagań stawianych podczas procesu atestacji, nie będzie tracił czasu na weryfikację zasadności stawianych wymagań oraz ich realizację. Wybierze prostsze rozwiązanie, czyli zaprzestanie starań o uzyskanie pozytywnej oceny w jednostce atestacyjnej, która konsekwentnie stawia określone wymagania, a zwróci się o wydanie stosownej oceny do innej uprawnionej jednostki z listy upoważnionych przez Radę Ministrów, która zobowiąże się, przede wszystkim, do szybkiego wydania pozytywnej oceny. Ewentualnie od razu wybierze taką jednostkę, albo umieści zlecenie na wykonanie badań i oceny równocześnie w dwóch różnych uprawnionych jednostkach i wybierze najwcześniej uzyskaną „pozytywną ocenę", którą załączy do wniosku o dopuszczenie do stosowania.

W zakresie badań i oceny istnieje zagrożenie zwycięstwa zasad obowiązujących na wolnym rynku, ponieważ są to zasady uniwersalne (głównie niska cena, krótki termin realizacji), sprawdzające się na całym świecie, ale efektem tych praw jest często wypieranie produktu lepszego przez produkt gorszy, co nie jest zbieżne z głównym celem działalności jednostek atestacyjnych, jakim jest zapewnienie stałej poprawy poziomu bezpieczeństwa pracy w górnictwie.

Obecny system prawny dotyczący funkcjonowania jednostek, upoważnionych do przeprowadzania badań i oceny, wymienionych w załączniku nr 3 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. nie ustala zakresu działalności jednostek upoważnionych do oceny poszczególnych wyrobów

wyszczególnionych w załączniku nr 1 oraz nie przewiduje żadnej formy nadzoru działalności tych jednostek. Dzisiaj, jednostki te działają wg praw wolnego rynku. Pragniemy zwrócić uwagę, że wolny rynek nie wyklucza, nadzoru organów państwa nad tą szczególną działalnością, aby nie nastąpiło wypieranie produktu lepszego przez produkt gorszy, co nie jest zbieżne z głównym celem tej działalności, jaką jest zapewnienie poprawy poziomu bezpieczeństwa pracy w górnictwie.

Biorąc pod uwagę realnie zagrożenie zwycięstwa uniwersalnych zasad obowiązujących na wolnym rynku, które nie podlegają żadnym ograniczeniom ani przymusowi ze strony podmiotów zewnętrznych, w zakresie atestacji elementów górniczych wyciągów szybowych, postulujemy: wprowadzenie nadzoru ze strony władzy publicznej oraz o sformułowanie przejrzystych zasad dotyczących poprawnego prowadzenia tej działalności, w oparciu o jasne reguły i standaryzację prowadzenia badań oraz stworzenie skutecznej formy nadzoru rynku w tym zakresie.

System badań i oceny, wyrobów przeznaczonych dla górniczych wyciągów szybowych, musi opierać się o wysoką jakość tej działalności osiąganą m. in. poprzez wszechstronność i porównywalność zakresu badań, bazujących na posiadanej wiedzy, doświadczeniu jednostek upoważnionych i kwalifikacjach ich stałego personelu dla osiągania celu głównego, jakim powinno być zapewnienie wymaganego poziomu bezpieczeństwa pracy w górnictwie.

5. Wnioski końcowe

Postulujemy o wdrożenie prac mających na celu:

- Stworzenie wytycznych odnośnie funkcjonowania systemu nadzoru i kontroli oprogramowań sterowników logicznych, zastosowanych w górniczych wyciągach szybowych.
- Ustanowienie jednoznacznych procedur dla umożliwienia modyfikacji oprogramowania zainstalowanego i aktualnie pracującego, o nowe zmodyfikowane elementy.
- Sformułowanie przejrzystych zasad dotyczących działalności jednostek upoważnionych do przeprowadzenia badań i oceny, w oparciu o jasne reguły i standaryzację ich prowadzenia oraz o stworzenie skutecznej formy nadzoru rynku w tym zakresie.

Literatura

1. 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) wraz z załącznikiem nr 2 do rozporządzenia pt. „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względ-

du na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia".

2. Meder A., Małecki J., Oleksy A.: Modernizacje maszyn wyciągowych realizowane na przełomie wieków w Rzeczpospolitej Polskiej. Międzynarodowa Konferencja **"**INVESTIGATION, PRODUCTION AND USE OF STEEL, WIRE ROPES, CONVEYORS AND HOISTING MACHINES" Podbanskie; 7 ÷ 10 październik 2008 r.
3. Kiercz M., Szczygieł M.: Zmiany w górniczych wyciągach szybowych będące w latach 2004-2007 przedmiotem badań kontrolnych odbiorczych Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych. Materiały na konferencję „Problemy Bezpieczeństwa i Ochrony Zdrowia w Polskim Górnictwie", Mysłowice; 27-28 marca 2008, s. 121-127.
4. Szczygieł M.: Bezpieczeństwo maszyn wyciągowych górniczych wyciągów szybowych, których sterowanie zostało zbudowane z wykorzystaniem programowalnych sterowników logicznych. II Międzynarodowa konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie" Ustroń; 8-10 listopad 2006, s. 179-183.

Proponowane przez KOPEX - Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. rozwiązania głębienia i pogłębiania szybów z użyciem wyciągów kubłowych dla szybów poniżej 1100 m

Marek Pypno, Jacek Mika – KOPEX - Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A.

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono proponowane typowe rozwiązania kubłowych wyciągów szybowych podczas głębienia szybów na przykładach planowanego głębienia szybu o średnicy ø 7,5 m do głębokości 1100 m oraz szybu o średnicy ø 9,0 m do głębokości 1350 m oraz proponowane zmiany w technologii głębienia szybów w związku z podwyższeniem bezpieczeństwa oraz zwiększeniem efektywności pracy.

1. Wstęp

1.1. Omówienie wykonywanych przez Przedsiębiorstwo Budowy Szybów prac związanych z głębieniem i pogłębianiem szybów

W całym 64-letnim okresie istnienia Przedsiębiorstwa Budowy Szybów (od 1945 r.) podstawową działalnością było głębienie i pogłębianie szybów. Ogólnie rzecz ujmując głębienie szybów polega na wykonywaniu w skorupie ziemskiej otworów pionowych o wymaganej średnicy i głębokości, zabezpieczonych odpowiednią obudową przed zalaniem wodą i kurzawką, czy też dopływem niebezpiecznych gazów z górotworu, deformacjami i uszkodzeniami wywołanymi ciśnieniem górotworu działającymi na całej głębokości szybu.

Do procesu głębienia szybu należy też wykonanie wlotów szybowych, tj. połączeń szybu z podszybiami na poszczególnych poziomach kopalni oraz umocowanie w szybie na stałe niezbędnych dźwigarów stalowych, prowadników dla naczyń wydobywczych, czy innych urządzeń i konstrukcji stalowych. Samo głębienie szybu w skałach polega na ich urabianiu materiałami wybuchowymi oraz urządzeniami udarowymi. Urobek wydobywany jest na powierzchnię za pomocą kubłów. Głębienie szybu metodą zwykłą polega na drążeniu do kilkunastu metrów szybu w obudowie tymczasowej, a następnie ostatecznej bądź od razu w obudowie ostatecznej. W przypadku występowania niekorzystnych warunków geologicznych, hydrogeologicznych, zagrożeń wodnych (np. w skałach szczelinowatych o dużym dopływie wody, miękkoplastycznych i płynnych oraz wodonośnych, gdzie nie jest możliwe bezpośrednie urabianie skał górotworu i sukcesywne wznoszenie obudowy szybu), gazowych czy innych konieczne jest stosowanie specjalnych metod głębienia.

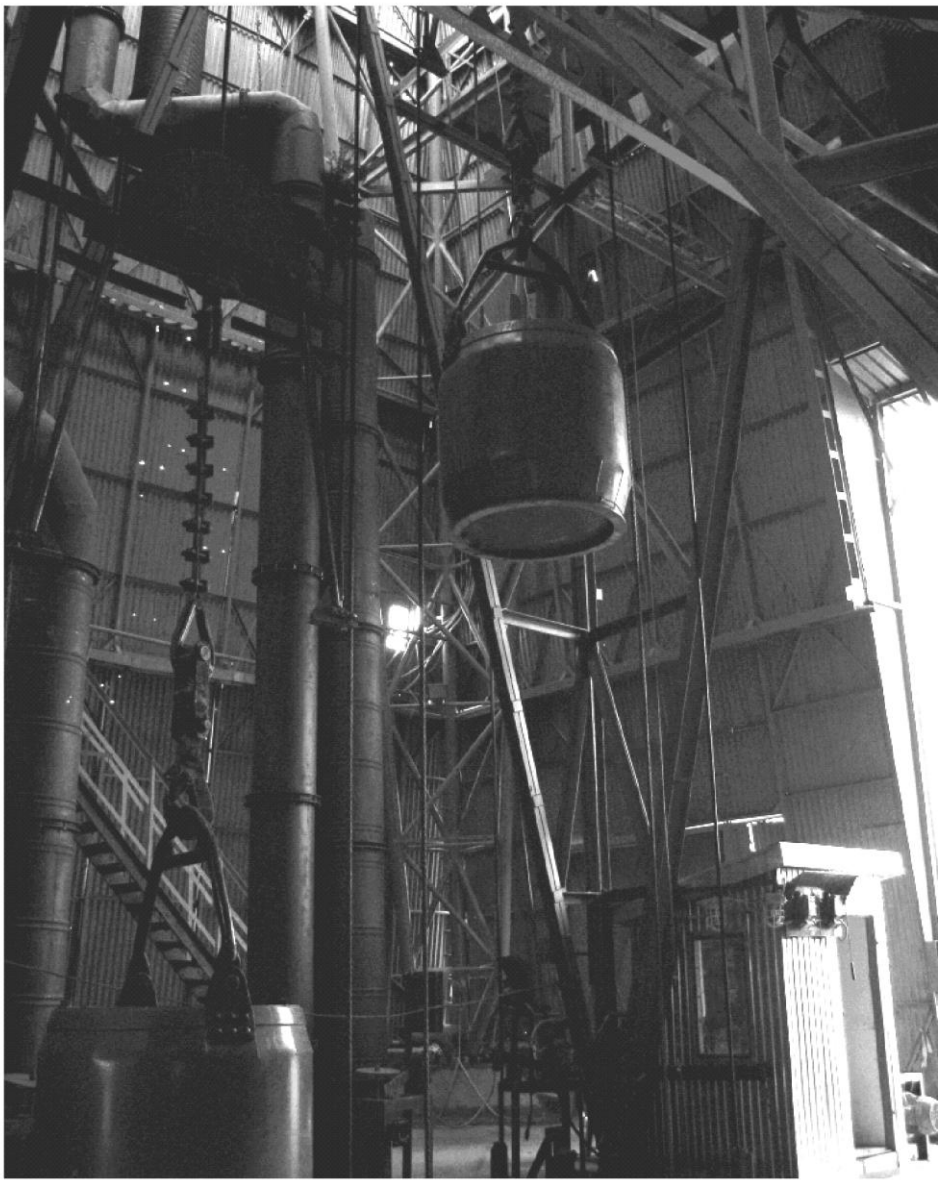
Metody specjalne polegają na:

- stałej lub tymczasowej petryfikacji (zestalenia) skał górotworu,
- wygrodzeniu przodka z otaczającego górotworu za pomocą obudowy wbijanej lub opuszczanej wyprzedzająco w stosunku do urabiania i wybierania skał z dna szybu,
- wykonaniu robót w szybie w kesonie osadzonym na dnie szybu i wypełnionym sprężonym powietrzem, które uniemożliwia dopływ wody do górotworu,
- sztucznym obniżaniu poziomu wód.

Rys.1. Wieża szybowa P-V do głębienia szybu 2.1 LW „Bogdanka”

Ostatnią z prac wykonywanych przez KOPEX - PBSz S.A. w zakresie pogłębiania szybów jest Szyb 2.1 zlokalizowany w Stefanowie gmina Łęczna, posiadał on średnicę 7,5 m i głębokość 990,8 m. W szybie zostały zabudowane dwa górnicze wyciągi szybowe z maszynami C3,5x2,5AM, kubłami urobko-

wymi pojemności 3 m^3, wieżą P-V oraz pomostem wiszącym – ramą napinającą.



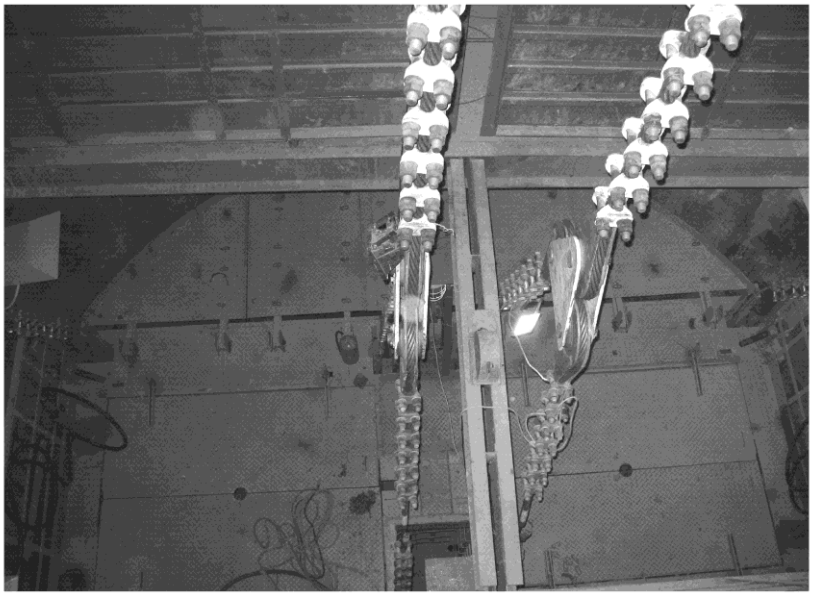
Rys.2. Widok zrębu szybu z kubłami urobkowymi 3 m^3 do głębienia szybu

W szybie wykonano następujące prace:

- odtopiono szyb za pomocą zabudowanego pomostu interwencyjnego,
- wyczyszczono go z materiałów i urządzeń z okresu poprzedniego głębienia,

– wybrano zasyp od poziomu 796,5 do poziomu 990,8 (wynik awarii jaka nastąpiła w lutym 1989 roku),
– pogłębiono szyb do około 1099,75 m i wykonano kieszeń skipową na poziomie 1022 m.

Rys.3. Widok pomostu wiszącego – ramy napinającej



Rys.4. Widok pomostu wiszącego – ramy napinającej ze zrębu szybu

1.2. Przykłady głębienia i pogłębiania szybów przez PBSz poniżej 1000 m

- **Bielszowice** – szyb III (**1081,0 m**), szyb V (**1100,0 m**), szyb VI (**1040,0 m**), szyb W-2 (**1100,0 m**),
- **Budryk** – szyb I (**1156,0 m**), szyb II (**1156,0 m**) oraz szyb V (**1005,6 m**), szyb VI (**1171,0 m**),
- **Halemba** – szyb Grunwald III (**1120,0 m**), a także szyb Grunwald VI (**1120,0 m**),
- **Kaczyce** – szyb I (**1143,0 m**), szyb II (**1212,5 m**), szyb III (**1074,0 m**),
- **Makoszowy** – szyb IV (**1100,0 m**),
- **Moszenica** – szyb VIII (1073,0 m),
- **Rydułtowy** – szyb Leon IV (**1080,0 m**),
- **Sośnica** – szyb VII (**1050,0 m**),
- **Staszic** – szyb VII (**1080,0 m**),
- **Warszowice** – szyb I (**1099,0 m**), szyb II (**1120,0 m**), szyb III (**1050,0 m**),
- **XXX-lecia** – szyb Pniówek (**1010,0 m**),
- **Śląsk** – szyb I (**1080,0 m**), szyb III (**1082,0 m**).

2. Maszyny wyciągowe górniczych wyciągów szybowych kubłowych do zastosowania przy głębieniu szybów

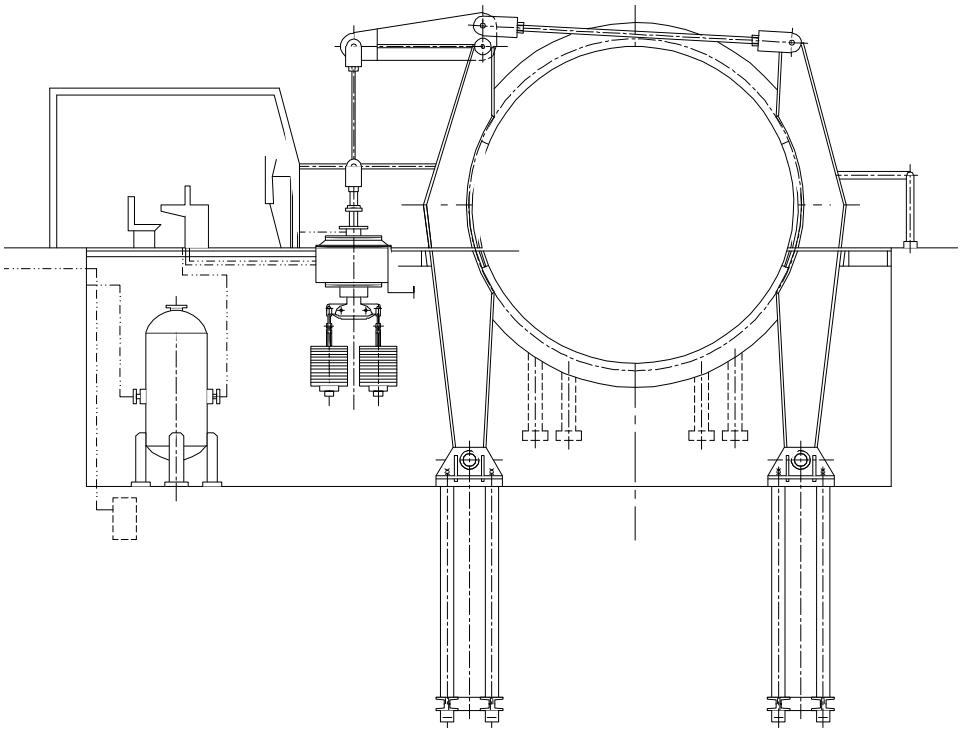
2.1. Maszyna wyciągowa C3,5x2A

Rys.5. Maszyna wyciągowa C3,5x2A/MI

Parametry techniczne maszyny wyciągowej C3,5x2A:

- średnica nawijania liny 3400 mm
- szerokość nawijania liny 2000 mm
- stosowana średnica liny 40 mm
- maksymalna długość nawiniętej liny 1400 m
- maksymalna prędkość ciągnienia 7,6 m/s
- moc silnika 2x630 kW

2.2. Maszyna wyciągowa B-5000



Rys.6. Maszyna wyciągowa B-5000 2x1000 kW

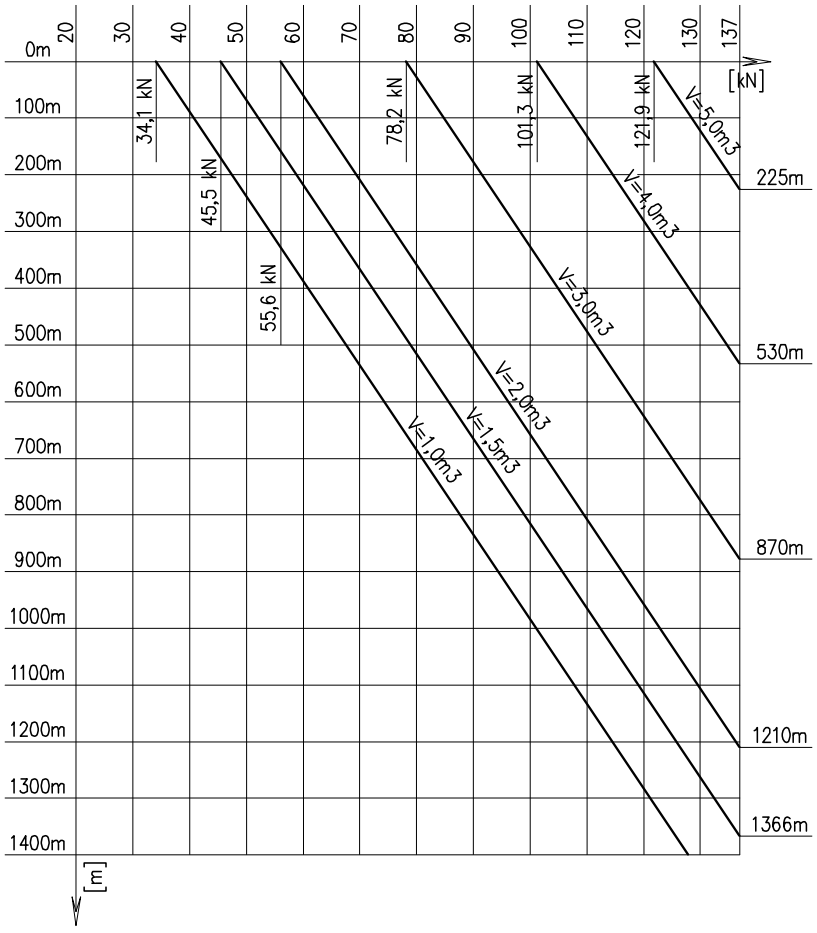
Parametry techniczne maszyny wyciągowej CB-5000/2x1000kW:

- średnica nawijania liny 5000 mm
- szerokość nawijania liny 1880 mm
- stosowana średnica liny 48 mm
- maksymalna długość nawiniętej liny 1450 m
- maksymalna prędkość ciągnienia 8 m/s
- moc silnika 2x1000 kW
- masa całkowita 153000 kg

2.3. Określenie teoretycznej głębokości ciągnienia urobku z udźwigu maszyn

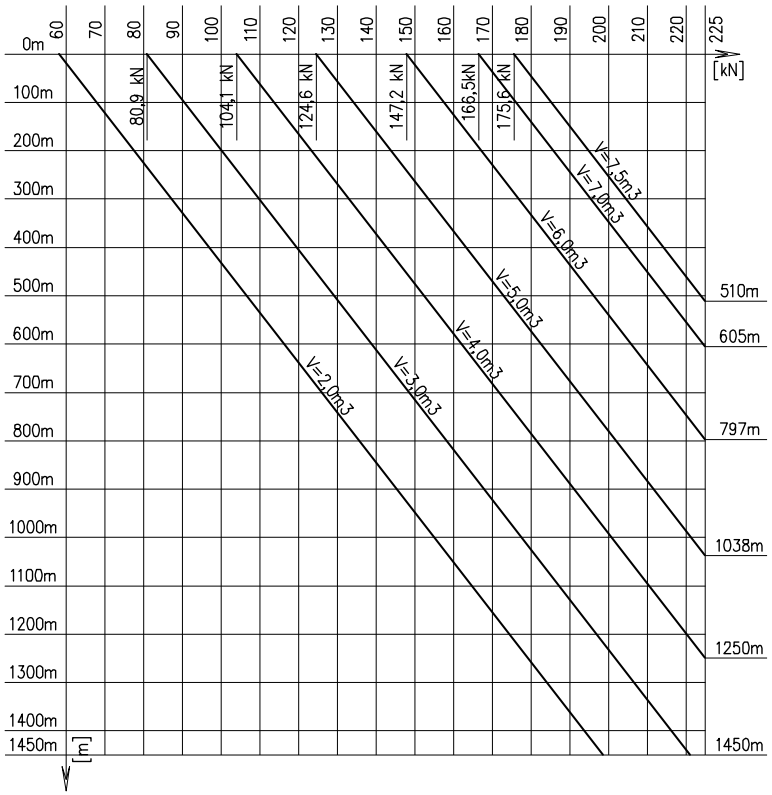
Podstawowe dane przyjęte do wyznaczenia teoretycznej głębokości ciągnięcia urobku to:

- maksymalna prędkość ciągnienia **v** [m/s] – maksymalny udźwig maszyny **N** [kN],
- bęben maszyny: średnica **ø** [mm] – szerokość [mm], ilość warstw nawijania liny **i**, maksymalna głębokość ciągnienia $\mathbf{H_{max}}$ [m],
- lina nośna: norma, według której została wykonana, średnica liny nośnej **d** [mm], minimalna siła zrywająca $\mathbf{P_{zr}}_{\,min}$ [kN] przy nominalnej wytrzymałości drutów na rozciąganie R_m = 1770 MPa, masa jednostkowa liny **q** [kg/m],
- masa zastosowanego zawieszenia kubłowego oraz masa sań prowadniczych.



v = 7,6 m/s, N = 137 kN (14 Mg), Bęben: ø 3400-2000, i = 3, H_{max} = 1400 m, Lina według PN-84/M-80252, ø 40, P_{zr}=1046 kN, q = 6,84 kg/m, Zawiesie 150 kN – 435kg, Sanie prowadnicze 2700–560 kg.

Rys.7. Maszyna wyciągowa C-3,5 x 2A – lina nośna ø 40



v = 8 m/s, N = 225 kN (23 Mg), Bęben: ø 5000-1880, H_{max} = 1215 m przy i = 2 warstwy, Lina według PN-84/M-80252, ø 48, P_{zr} = 1504 kN, q = 9,85 kg/m, H_{max} = 1838 m przy i = 3, Zawiesie 150 kN – 680kg, Sanie prowadnicze 2700–560 kg.

Rys.8. Maszyna wyciągowa B-5000 / 2 x 1000 – lina nośna ø 48

3. Przykłady wyposażenia kubłowych wyciągów szybowych podczas głębienia szybów

Na szkicach (rzut poziomy oraz rzut pionowy urządzeń) przedstawiono typowe wyposażenie kubłowych wyciągów szybowych podczas głębienia szybu.

3.1. Głębienie szybu o średnicy ø 7,5 m do głębokości 1100 m

Rzut poziomy urządzeń – przyjęte oznaczenia:

1 – Wieża wyciągowa typ P-V,

2 – Maszyna wyciągowa typ C-3,5 x 2A – 2 szt.,

3 – Wciągarka typ ŁPE-18 – 4 szt. (dla pomostu wiszącego – ramy napinającej),

4 – Wciągarka typ KUBA-10 – 4 szt. (dla odeskowania stalowego),

5 – Kołowrót kablowy typ KK-800 – 4 szt. (kabel sygnalizacyjny – 2 szt., kabel oświetleniowy pomostu wiszącego, kabel strzałowy),

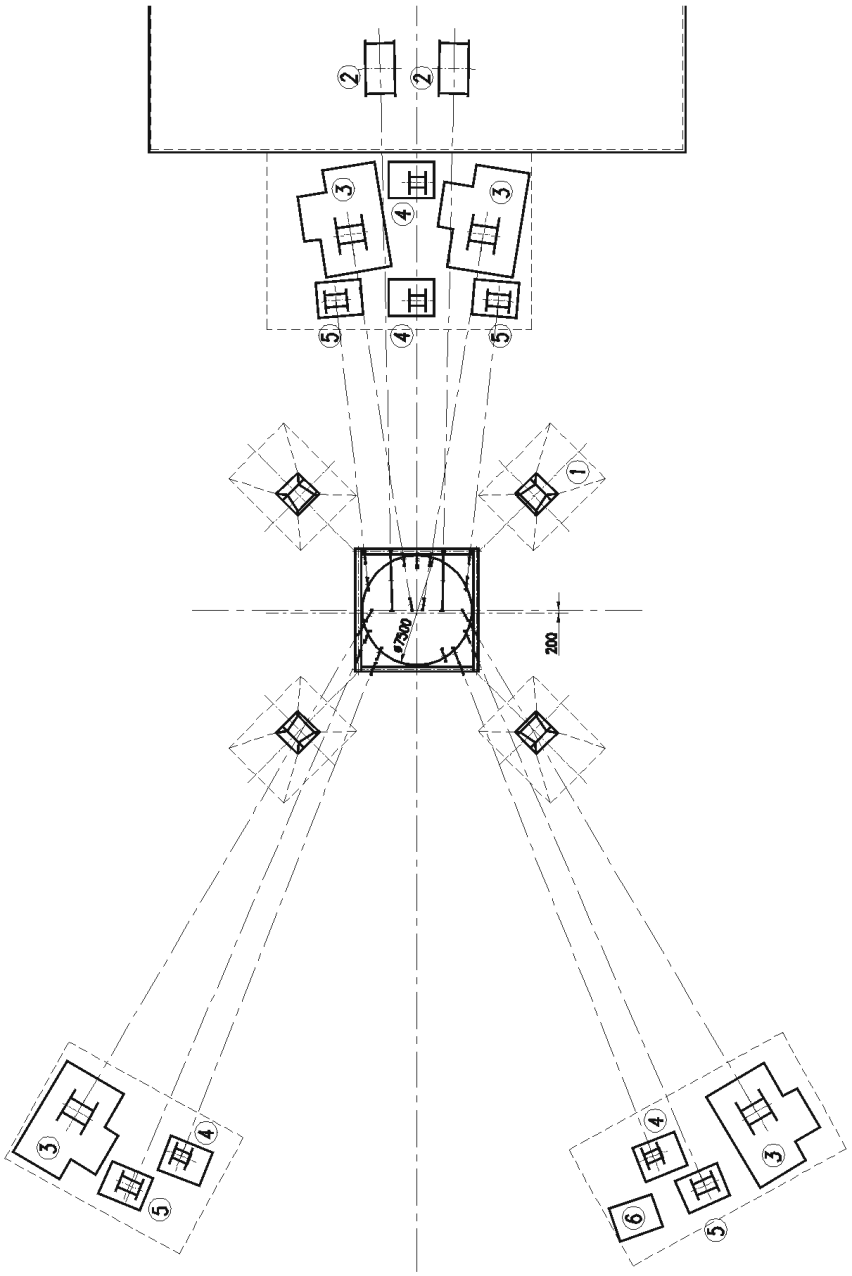
6 – Fundament rezerwa.

Rzut pionowy urządzeń – przyjęte oznaczenia:
1 – Wieża wyciągowa typ P-V,
2 – Fundament wieży wyciągowej,
3 – Wysyp 2 – kubłowy,
4 – Pomost kół linowych,
5 – Koło linowe ϕ 4000,
6 – Koło linowe ϕ 800,
7 – Kubeł urobkowy, kubeł materiałowy,
8 – Sanie prowadnicze L = 2700,
9 – Zawieszenie kubłowe (15 t na początku głębienia dla kubłów większych niż V = 3,0 m^3, następnie 8 t),
10 – Zaciski lin okrągłych,
11 – Podest podchwytów,
12 – Pomost roboczy,
13 – Pomost ochronny,
14 – Konstrukcja odchylająca liny,
15 – Pomost do obsługi betonacji,
16 – Podciągi wolnych końców lin pomostu wiszącego.

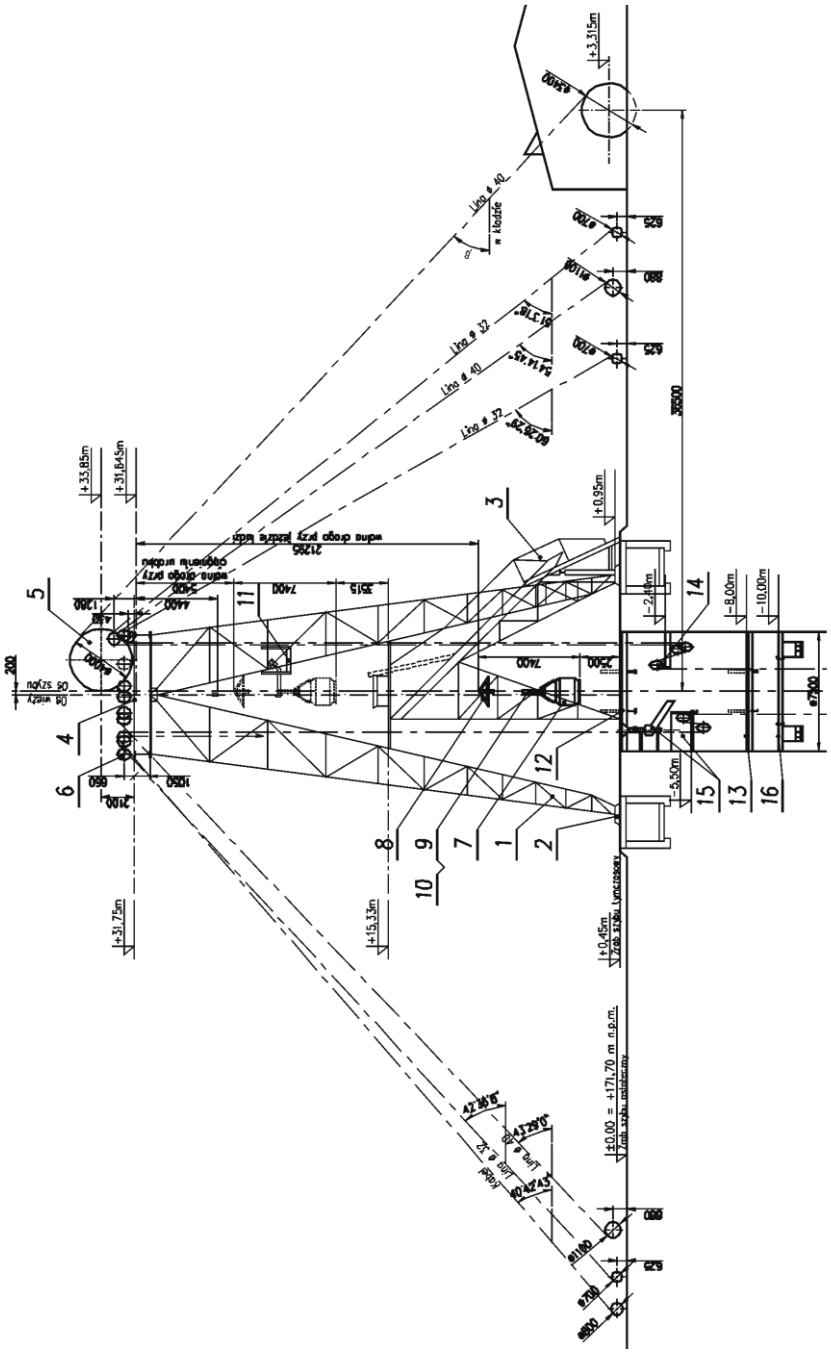
3.2. Głębienie szybu o średnicy ø 9,0 m do głębokości 1350 m

Rzut poziomy urządzeń – przyjęte oznaczenia:
1 – Wieża wyciągowa typ P-V,
2 – Maszyna wyciągowa typ B-5000 – 2 szt.,
3 – Wciągarka typ EWP-35 – 4 szt. (dla pomostu wiszącego – ramy napinającej),
4 – Wciągarka typ ŁPE-18 – 4 szt. (dla odeskowania stalowego),
5 – Kołowrót kablowy typ KK-800 – 4 szt. (kabel sygnalizacyjny – 2 szt., kabel oświetleniowy pomostu wiszącego, kabel strzałowy).

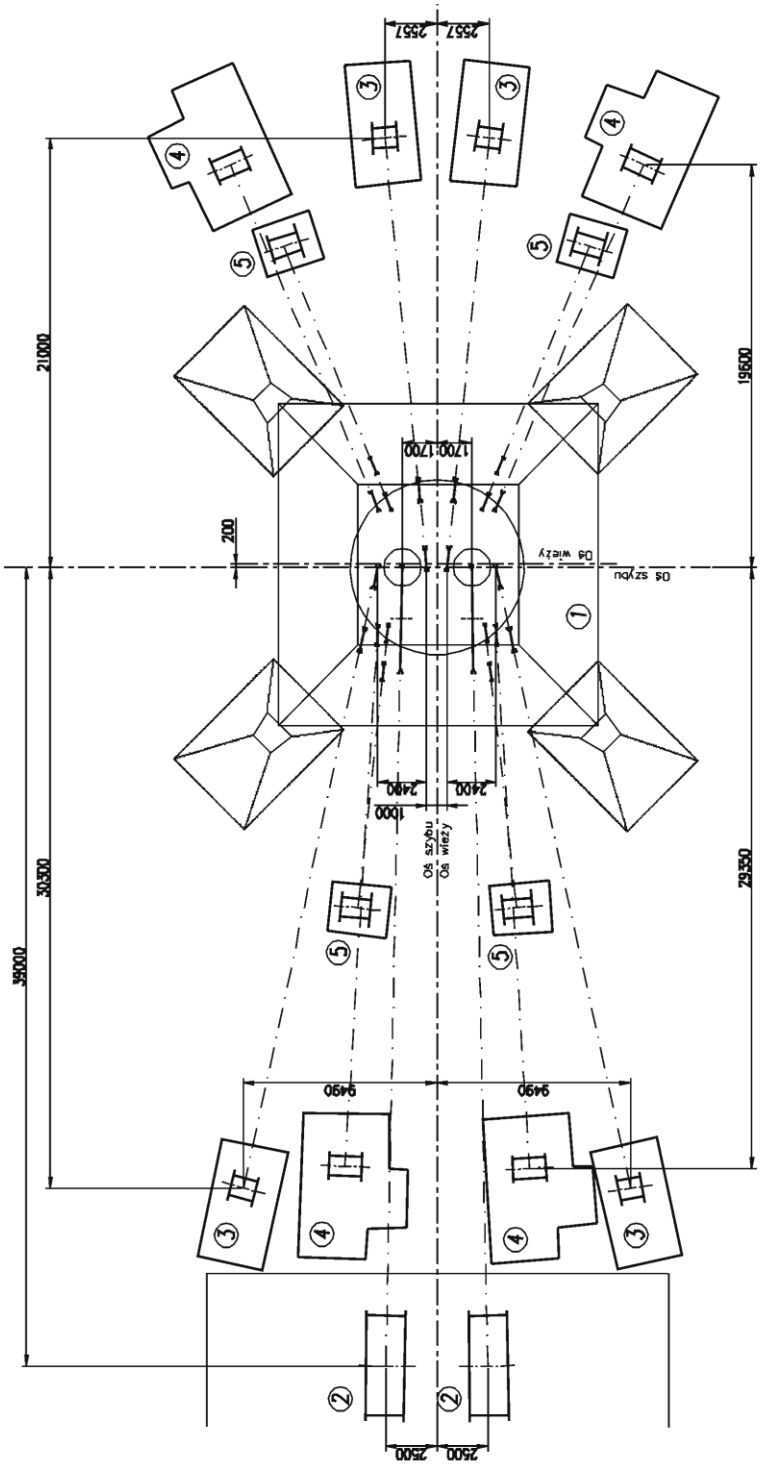
Rzut pionowy urządzeń – przyjęte oznaczenia:
1 – Wieża wyciągowa typ P-V,
2 – Fundament wieży wyciągowej,
3 – Pomost kół linowych,
4 – Koło linowe ϕ 5000,
5 – Koło linowe ø 900,
6 – Koło linowe ϕ 800,
7 – Koło kablowe ø 700,
8 – Pomost podchwytów,
9 – Wysyp 2-kubłowy,
10 – Kubeł urobkowy V = 4,0 m^3, 3,0 m^3, 2,0 m^3 (kubeł materiałowy V = 3,0 m^3, 2,3 m^3, 1,6 m^3),
11 – Sanie prowadnicze L = 2400,
12 – Zawieszenie kubłowe (15 t na początku głębienia dla kubłów większych niż V = 3 m^3 , następnie 8 t),
13 – Pomost roboczy,
14 – Pomost ochronny,
15 – Pomost do obsługi betonacji,
16 – Podciągi wolnych końców lin pomostu wiszącego.



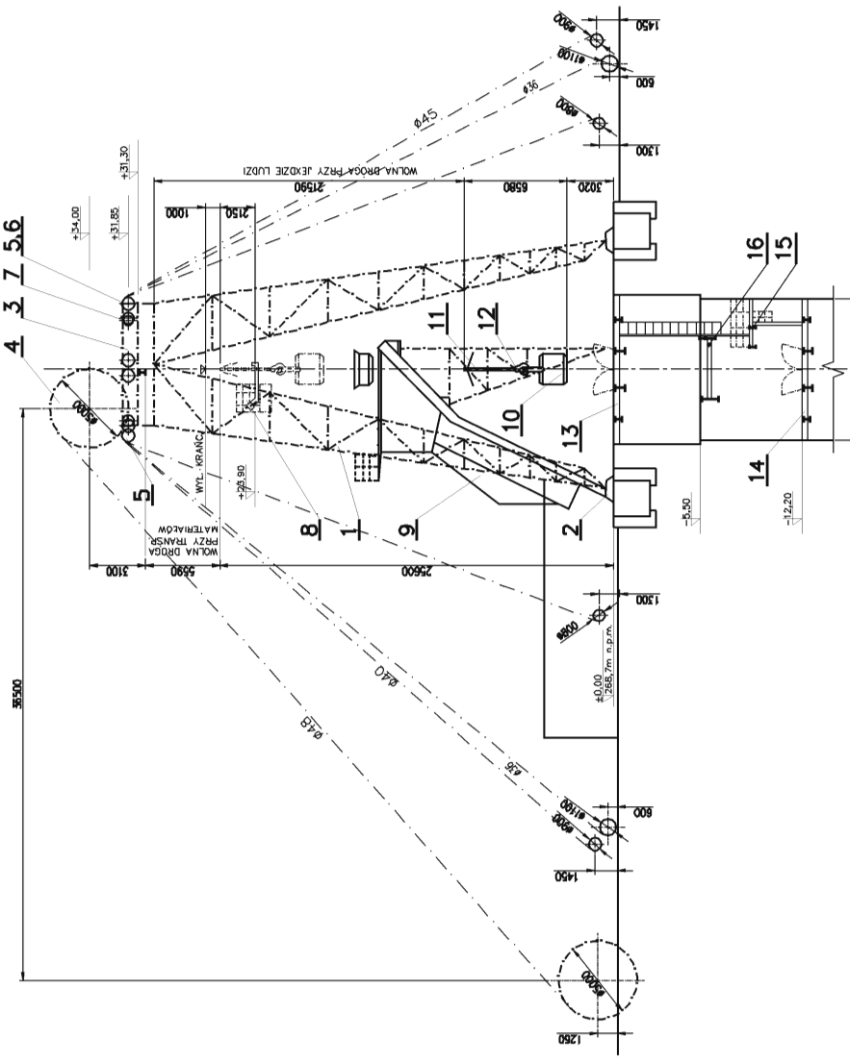
Rys.9. Rzut poziomy urządzeń (głębienie szybu o średnicy ø 7,5 m na głębokość 1100 m)



Rys.10. Rzut pionowy urządzeń (głębienie szybu o średnicy ø 7,5 m na głębokość 1100 m)



Rys.11. Rzut poziomy urządzeń (głębienie szybu o średnicy ø 9,0 m na głębokość 1350 m)



Rys.12. Rzut pionowy urządzeń (głębienie szybu o średnicy ø 9,0 m na głębokość 1350 m)

4. Proponowane zmiany w urządzeniach do głębienia szybów w związku z koniecznością podwyższeniem bezpieczeństwa oraz zwiększeniem efektywności pracy

4.1. Modernizacja maszyn wyciągowych B-5000 i C3,5x2A

- wymiana rozdzielni 6 kV wraz z wyposażeniem – wyłączniki, odłączniki, styczniki kierunkowe próżniowe, styczniki hamowania dynamicznego, itd.,
- zastosowanie nowego sterowania i systemu zabezpieczeń w oparciu o sterowniki programowalne,
- modernizacja układu hamulcowego w zakresie sterowania i zasilania sprężonym powietrzem,
- wymiana pulpitu sterowniczego z systemem wizualizacji i rejestracji.

4.2. Opracowanie nowoczesnej, iskrobezpiecznej sygnalizacji typu PBSz-3 opartej na sterownikach programowalnych, wykorzystujących urządzenia typu ECHO do nadawania sygnałów z kubła i pomostu wiszącego oraz kontroli położenia sań prowadniczych.

4.3. Wykorzystanie wiertnicy szybowej, zespolonej dla poprawy efektywności prac wiertniczych.

4.4. Wprowadzenie nowego typu urządzenia do głębienia szybów z organem urabiającym do drążenia w skałach do 20 MPa lub górotworze mrożonym.

4.5. Wprowadzenie nowych konstrukcji lin nośnych.

4.6. Wprowadzenie nowych typoszeregów: zawieszeń nośnych naczyń wyciągowych, zawieszeń lin prowadniczo–nośnych, sań prowadniczych, kubłów urobkowych i materiałowych.

Literatura

1. Praca zbiorowa pracowników Przedsiębiorstwa Budowy Szybów: „40 lat Przedsiębiorstwa Budowy Szybów 1945-1985”.
2. Praca zbiorowa pracowników Przedsiębiorstwa Budowy Szybów: „60 lat Przedsiębiorstwa Budowy Szybów S.A. 1945-2005” – na podstawie opracowania dr inż. Jana Kostrza „60 lecie działalności” (1945-2005) – czerwiec 2005.
3. Olearczuk A.: Opracowanie koncepcyjne. Dobór parametrów wyposażenia kubłowych wyciągów szybowych przy głębieniu (pogłębianiu szybów) i innych robotach szybowych. KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A., marzec 2008.
4. Pypno M.: Metody, sposoby i środki kształtowania bezpieczeństwa urządzeń wyciągowych do głębienia szybów. Akademia Górniczo-Hutnicza, Katedra Transportu Linowego, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, praca końcowa studium podyplomowego – transport linowy, maj 2007.

Przewoźne wyciągi awaryjno-ratownicze wraz z osprzętem wykorzystywane w polskim górnictwie

Paweł Szulc – Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, **Alfred Carbogno** – Politechnika Śląska

Streszczenie. W opracowaniu opisano przewoźne wyciągi awaryjno-ratownicze, będące na wyposażeniu Centralnej Stacji Ratownictwa Górniczego w Bytomiu. Przedstawiono klatki ratownicze stosowane do wyciągów przewoźnych i do wyciągów stacjonarnych zainstalowanych na stałe w górniczych wyciągach szybowych. Porównano różnego rodzaju wciągarki stosowane w wyciągach, zaprezentowano nowoczesne liny z kablem telefonicznym stosowane w wyciągach przewoźnych, zawiesia linowe oraz kamerę introskopową za pomocą, której dokonuje się oględzin szybu i urządzeń szybowych.

1. Wstęp

W polskim górnictwie stosowane są wyciągi awaryjno-ratownicze WAR, które możemy podzielić na:

- stacjonarne STWAR, zainstalowane na stałe w szybach,
- przewoźne PWAR, które mogą być instalowane na zrębach szybów.

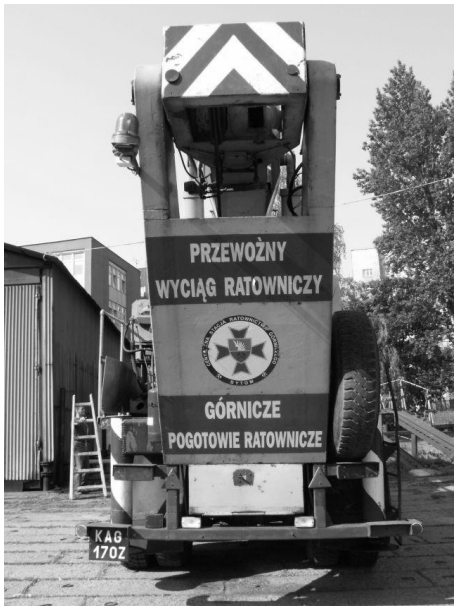
Przewoźne wyciągi awaryjno-ratownicze PWAR możemy podzielić na:

- wyciągi dwuskładowe, w których maszyna wyciągowa usytuowana na platformie ciągniona jest przez ciągnik drogowy,
- wyciągi jednoskładowe, w których maszyna wyciągowa usytuowana jest na stałe na samojezdnym podwoziu kołowym SWAR.

2. Samojezdne wyciągi awaryjno-ratownicze

Na wyposażeniu Centralnej Stacji Ratownictwa Górniczego w Bytomiu są dwa samojezdne wyciągi awaryjno-ratownicze:

- Wyciąg ratowniczy DS0051T zamontowany na podwoziu samochodu ciężarowego STEYER 038 z maszyną wyciągową B-650 (rys. 1), wyciąg ten został zaprojektowany przez KOMAG Gliwice [14].



– Wyciąg ratowniczy zamontowany na podwoziu samochodu ciężarowego MAN typu 41.364 VFC/N z maszyną wyciągową SIEMAG GmbH (rys. 2).

Rys.1. Samojezdny wyciąg ratowniczy DS0051T zamontowany na podwoziu samochodu ciężarowego STEYER 038

Rys.2. Samojezdny wy- ciąg ratowniczy firmy Siemag zamontowany na podwoziu samocho- du ciężarowego MAN

3. Przewoźne wyciągi awaryjno-ratownicze

Przewoźne wyciągi awaryjno-ratownicze przystosowane są do poruszania się po drogach publicznych. Występują w dwóch wersjach:

– samojezdne;
– holowane.

Są to wyłącznie maszyny bębnowe o niezbyt dużych udźwigach, wyposażone we własne źródło energii elektrycznej. W skład przewoźnego wyciągu wchodzi agregat prądotwórczy, kabiny ratownicze lub klatki i wyposażenie dodatkowe [6, 8, 13].

W wyciągu ratowniczym DS0051T zamontowanym na podwoziu samochodu ciężarowego STEYER 038 z maszyną wyciągową B-650 kabina ratownicza znajduje się na specjalnie skonstruowanym uchwycie z boku wysięgnika (rys. 3).

Rys.3. Kabina bez prowadzenia ø 1000 mm wyprodukowana przez FMG „Pioma" w Piotrkowie Trybunalskim

W wyciągu ratowniczym zamontowanym na podwoziu samochodu ciężarowego MAN typu 41.364 VFC/N z maszyną wyciągową SIEMAG GmbH kabina ratownicza jest transportowana na specjalnym wózku za pojazdem.

Rys 4. Kabina bez prowadzenia ø 1200 mm wyprodukowana przez FMG „Pioma" w Piotrkowie Trybunalskim

4. Wciągarki

Przewoźne wyciągi awaryjno-ratownicze wyposażone są w następujące wciągarki [1]:

- B-1500 A,
- B-1100 A,
- B-1500 AP,
- B-1200 AP,
- B-650.

Porównanie poszczególnych wciągarek przedstawiono w tabeli 1.

Dane techniczne przewoźnych wyciągów awaryjno-ratowniczych [1]

Tabela 1

Wyszczególnienie	B-1500A	B-1100A	B-1500AP	B-1200AP	B-1000	B-650
Maksymalna siła w linie [kN]	30	40	40	50	30	18
Maksymalna głębokość ciągnienia [m]	1000	1000	1200	1200	600	600
Średnica bębna [mm]	1500	1100	1500	1200	1000	650
Szerokość bębna [mm]	1100	1100	1190	1190	780	600
Średnica liny [mm]	22	22 lub 25	25	25	20	16
Prędkość ciągnienia [m/s]	2,0	1,44	2,0	1,57	1,0 lub 2,0	0,7
Masa własna [Mg]	9,7	-	-	-	6,5	-
Moc silnika/prędkość obrotowa [kW/min^{-1}]	75/980	75/980	125/1000	125/1000	75/1470 lub 40/740	40/1500

W polskim górnictwie aktualnie na niektórych kopalniach można jeszcze spotkać przewoźne wciągarki typu B-1500 A, B-1100 A, HTVE-1,25 i B-650, jednak ze względów braku części zamiennych i znaczny koszt utrzymania tych wciągarek ich liczba z roku na rok maleje.

5. Klatki i kabiny ratownicze

Jednym z najważniejszych elementów wyciągu awaryjno-ratowniczego jest klatka opuszczana do szybu. Konstrukcja jej musi spełniać szereg wymagań wynikających ze specyfiki pracy w różnorodnych warunkach szybowych, takich jak:

- konstrukcja szybu,

– rodzaj urządzenia wyciągowego – jednolinowe, wielolinowe,
– zbrojenie szybu,
– prowadzenie,
– ewentualne zniszczenia,

i odpowiadać następującym wymaganiom:

– bezpieczeństwo jadących w niej ludzi,
– udźwig 7÷9 kN,
– ilość osób w klatce 2÷6,
– prosta obsługa przy transporcie i montażu,
– lekkość konstrukcji,
– funkcjonalność,
– uniwersalność zadań.

Klatki możemy podzielić na:

– uniwersalną,
– dla wyciągów wielolinowych,
– dla wyciągów bez prowadzenia,
– dla wyciągów bez zbrojenia.

5.1. Klatka uniwersalna

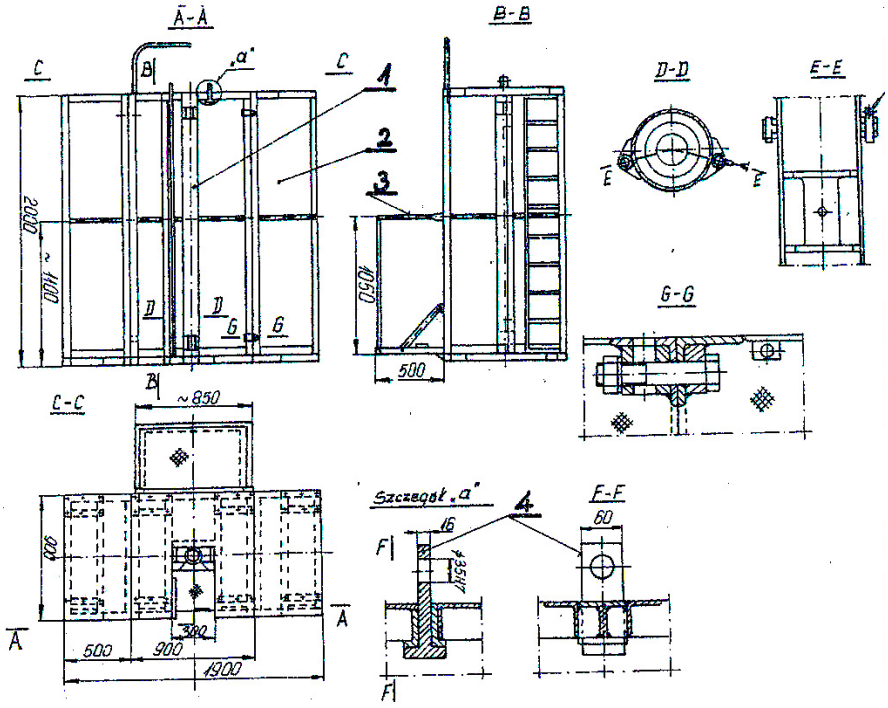
Przystosowana jest do eksploatacji w szybach z prowadnikami sztywnymi czołowymi, sztywnymi bocznymi oraz linowymi.

Budowa klatki uniwersalnej

Uniwersalna klatka awaryjno-ratownicza, przedstawiona na rysunku 5, jest konstrukcją spawaną z kątowników i blach, składa się z trzonu 1 w kształcie litery U oraz dwu doczepionych koszy 2, łączonych za pomocą śrub do dowolnych jego ścian. Lina zwisająca w szybie przechodzi przez otwieraną osłonę rurową z wymiennymi pierścieniami brązowymi, umieszczoną w wycięciu trzonu klatki.

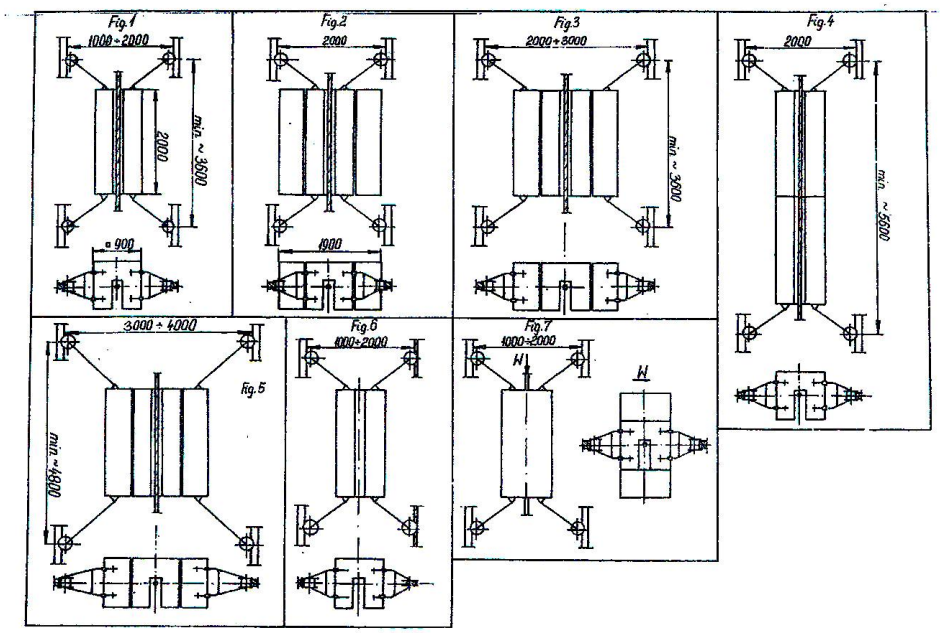
Konstrukcja klatki umożliwia zabudowanie zdejmowanego pomostu 3. Trzon posiada wycięcie, którym można po drabince wyjść na głowicę klatki. Zawiesie liny klatki mocuje się do dwóch trzonów 4 luźno zamocowanych w głowicy trzonu klatki uniwersalnej 1 [1].

Różne warianty połączenia trzonu klatki z elementami klatki w kombinacji poziomej i pionowej przedstawiono na rysunku 6. Gabaryty klatki uzależnione są od rozstawu prowadników czołowych (2000 mm) i bocznych (1000 mm) [1, 8].



Rys.5. Uniwersalna klatka awaryjno-ratownicza [1, 8]

1 – trzon U, 2 – kosz, 3 – pomost, 4 – trzon



Rys.6. Schematy różnych wariantów łączenia trzonu klatki z elementami klatki [1, 8]

Sposoby prowadzenia i rodzaje prowadnic klatki uniwersalnej

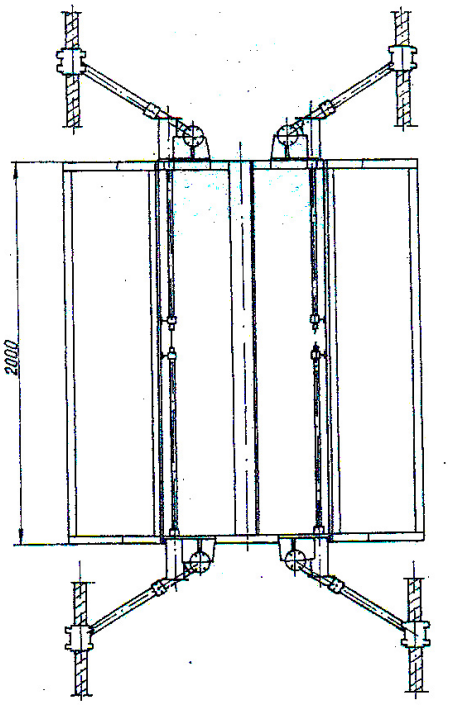
Klatka (rys. 7) może być prowadzona w szybie po istniejących prowadnikach sztywnych czołowych lub bocznych, ewentualnie po prowadnikach linowych, jak również przy wykorzystaniu liny nośnej górniczego wyciągu szybowego i prowadnika sztywnego. W tym przypadku na wyposażeniu klatki znajdują się dwa rodzaje dających się szybko montować prowadnic dla prowadników sztywnych i linowych. Posiadają one identyczny mechanizm zmiany rozstawu, a różnią się ramionami zakończonymi krążkami lub tulejami prowadniczymi. Składają się one z ramion zaopatrzonych w krążniki prowadzące o szerokości zależnej od profilu prowadników szybowych. Dwa rodzaje długości ramion umożliwiają prowadzenie klatki w prowadnikach sztywnych o rozstawie 1000÷4000 mm. Zmianę rozstawu uzyskuje się za pomocą mechanizmu ślimakowego uruchamianego z klatki za pomocą korby [1, 8].

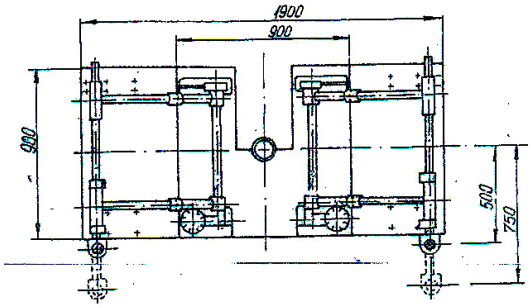
Rys.7. Klatka awaryjno-rewizyjna

W przypadku stosowania prowadzenia mieszanego sztywno-elastycznego prowadnica tocząca się po linie nośnej wyciągu szybowego składa się z dwóch rolek prowadzącej i zabezpieczającej.

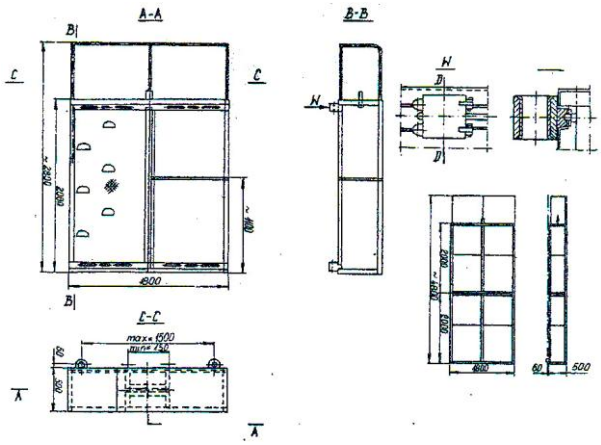
Prowadnice dla prowadników linowych pokazano na rysunku 8. Składają się one z ramion wychylnych zakończonych tulejami, w których prowadzone są rury z wymiennymi końcówkami zaopatrzonymi w brązowe tuleje prowadnicze o średnicy odpowiednio dobranej do średnicy lin prowadniczych.

Dwa rodzaje ramion wychylnych oraz możliwość przesuwania rur z tulejami prowadniczymi zapewniają prowadzenia klatki przy rozstawie prowadników linowych 700÷4000 mm wzdłuż jednej osi przedziału i 1000÷1500 mm wzdłuż drugiej. Zmianę rozstawu uzyskuje się za pomocą mechanizmu ślimakowego uruchamianego z klatki za pomocą korby [1].





Rys.8. Prowadnice dla prowadników linowych [1, 8]



Rys.9. Klatka dla wyciągów wielolinowych [1]

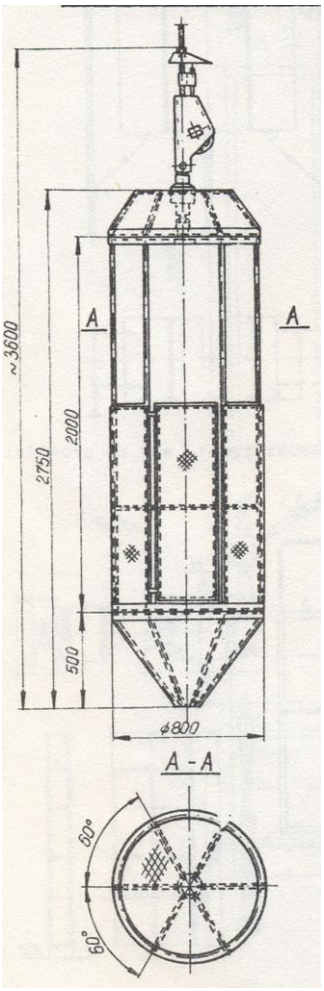
5.2. Klatka dla wyciągów wielolinowych

Klatka przystosowana jest do poruszania się w jednej połowie przedziału szybu z urządzeniem wielolinowym. Konstrukcja takiej klatki ograniczona jest więc przez wymiary tego przedziału. Jedno z rozwiązań pokazano na rysunku 9.

Założono w nim, że rozstaw prowadników sztywnych jest większy od 2000 mm, zaś szerokość przedziału wynosi więcej niż 1200 mm. Prowadzenie klatki przewidziano w tulejach o rozstawie 450÷1500 mm. Konstrukcja klatki umożliwia transport 6 osób, elementy klatki są połączone w pionie [1, 6, 8].

5.3. Kabina ratownicza dla jazdy bez prowadzenia

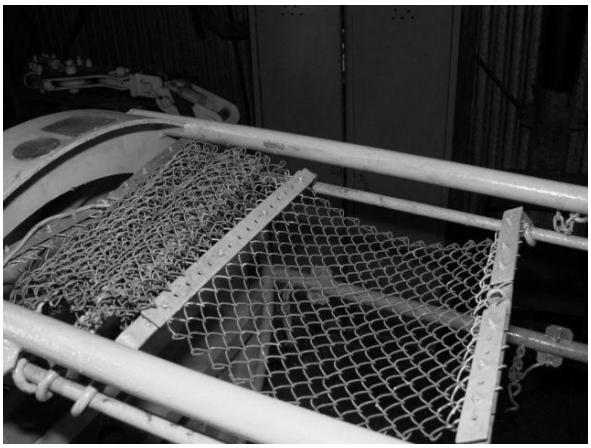
W przypadku, gdy nie jest możliwe jakiekolwiek prowadzenie klatki, wtedy w akcjach ratowniczych stosuje się kabinę bez prowadzenia, pokazana na rysunku 10.



Rys.10. Kabina bez prowadzenia [1]

Kabina bez prowadzenia przeznaczona jest dla 2÷3 osób w zależności od średnicy zewnętrznej. Zbudowana jest z rur, kształtowników i blach, a część kabiny osłonięta jest żaluzją wykonaną z siatki opuszczanej po prowadnicach wykonanych z rurek, co pokazano na rysunku 11.

Głowica i rama dolna kabiny wykonana jest w kształcie ściętych stożków, które ułatwiają poruszanie się kabiny w kontrolowanym szybie. Obrotowe zawiesie nie dopuszcza do obrócenia się kabiny pod wpływem obrotów liny. W ramie dolnej kabiny zabudowany jest czujnik (rys. 12 i 13), który powoduje zatrzymanie wciągarki z chwilą poluzowania się liny, co ma miejsce w momencie podparcia kabiny.



Rys.11. Żaluzja zabezpieczająca kabinę

W kabinie zastosowano czujnik osadzania naczynia typu Fraba DW firmy Vitector w postaci pneumatycznej listwy łącznikowej. Łącznik ciśnieniowy pneumatyczno-elektryczny przekształca fale ciśnieniowe na impulsy elektryczne. Przy uruchomieniu nadajnika fala ciśnieniowa za pośrednictwem przepony, przekształcana jest w impuls elektryczny. Jeżeli łącznik pracuje jako zestyk zwierny, naciska przeponę swoim stykiem na śrubę stykową i zamyka w ten sposób obwód elektryczny. Jeżeli pracuje jako zestyk rozwierny, otwiera on

obwód elektryczny. Działanie styku jest krótkotrwałe, ponieważ fala ciśnieniowa uchodzi z łącznika ciśnieniowego przez zawór upustowy. Zadaniem tego zaworu jest wyrównywanie objętości powietrza w nadajniku sygnałów, aby zapobiec nieprawidłowemu działaniu. Zmiany objętości powietrza powstają na skutek zmian ciśnienia atmosferycznego lub wahań temperatury.

Rys.12. Czujnik osadzania naczynia typu Fraba DW firmy Vitector

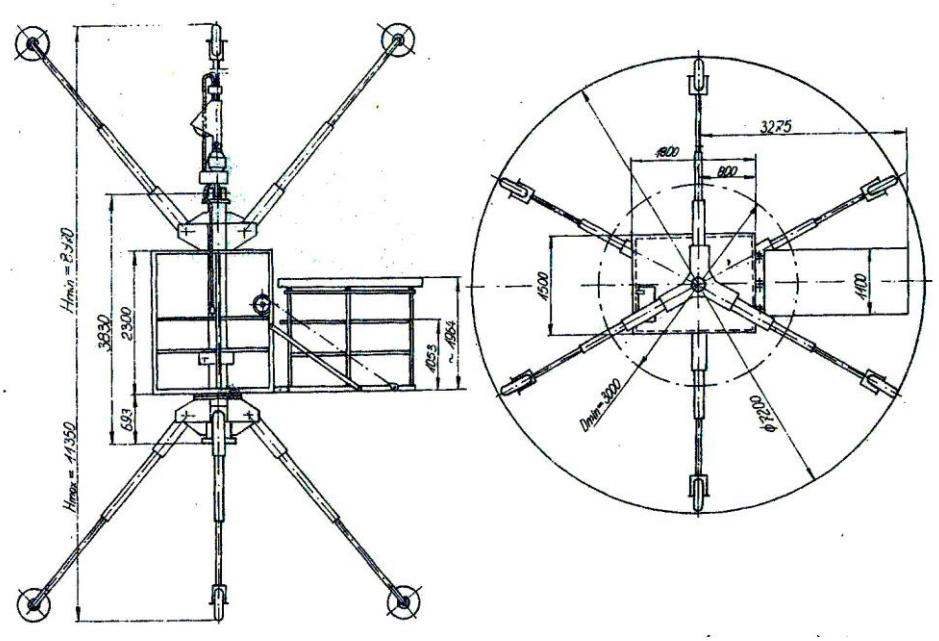
Rys.13. Widok ramy dolnej kabiny z czujnikiem

W polskim górnictwie aktualnie kabiny bez prowadzenia są na stanie między innymi w KWK „Bielszowice" w Rudzie Śląskiej i KWK „Marcel" w Radlinie.

5.4. Klatki do jazdy w szybach bez zbrojenia

W szybach bez zbrojenia można stosować klatki, które poruszają się po obmurzu szybu. Zakres średnic szybów, w których mogą być stosowane takie klatki to 3÷7 m. Schemat takiej klatki przedstawiono na rysunku 14.

Składa się ona z kabiny i sześciu wychylnych ramion z kołami prowadniczymi. Ramiona te sterowane są z wnętrza kabiny. Kabina wyposażona jest w pomost wychylny. Może się ona obracać wokół trzonu głównego, który jest połączony z liną. Klatka jest przydatna podczas prac rewizyjno-awaryjnych w szybach wentylacyjnych, oraz podczas zbrojenia szybu w prowadniki linowe [1].



Rys.14. Klatka do jazdy w szybach bez zbrojenia konstrukcji KOMAG Gliwice [1]

W polskim górnictwie aktualnie taka klatka pracuje w KWK „Marcel" w Radlinie, w planach jest zabudowa identycznej klatki w szybie wentylacyjnym KWK „Sośnica-Makoszowy" w Gliwicach.

Kabina zawieszona na linie ø 20 mm, współpracuje z wciągarką B-1500A lub inną, udźwig Q_{kabiny} = 270 daN, $Q_{pomostu}$ = 196,2 daN.

5.5. Kabiny i klatki będące na wyposażeniu Centralnej Stacji Ratownictwa Górniczego w Bytomiu

Kabiny i klatki będące na wyposażeniu Centralnej Stacji Ratownictwa Górniczego w Bytomiu, to:

- kabina bez prowadzenia ø 1000 mm,
- kabina bez prowadzenia ø 1200 mm,
- klatka ratownicza Q = 3,5 kN prowadzona w prowadnikach linowych (układ I),
- klatka ratownicza Q = 3,5 kN prowadzona w prowadnikach linowych (układ II),
- klatka ratownicza Q = 7,0 kN prowadzona w prowadnikach linowych (układ III),
- klatka ratownicza Q = 3,5 kN prowadzona w prowadnikach sztywnych (układ I),
- klatka ratownicza Q = 7,0 kN prowadzona w prowadnikach sztywnych (układ II),

- klatka ratownicza Q = 7,0 kN prowadzona w prowadnikach sztywnych (układ III),
- klatka ratownicza Q = 3,5 kN z prowadzeniem po linach nośnych (układ I),
- klatka ratownicza Q = 3,5 kN z prowadzeniem po linach nośnych (układ II).

Producentem klatek ratowniczych wykonanych jako prototypy było – Przedsiębiorstwo Doświadczalno-Produkcyjne Dźwigów Samochodowych w Bielsku-Białej.

Producentem kabin ratowniczych jest Fabryka Maszyn Górniczych „Pioma" w Piotrkowie Trybunalskim [12].

6. Liny

Podczas prowadzenia akcji ratowniczej bardzo ważną rolę spełnia łączność między kierownikiem akcji a ratownikami znajdującymi się w kabinie ratowniczej. W przypadku stosowania do łączności oddzielnie kabla telefonicznego potrzebnych jest szereg dodatkowych urządzeń pomocniczych związanych z zamontowaniem specjalnego bębna do nawijania giętkiego przewodu, którego obroty muszą być zsynchronizowane z poruszającą się w szybie kabiną. Między innymi z tego powodu zaczęto stosować liny z rdzeniem w postaci kabla telefonicznego.

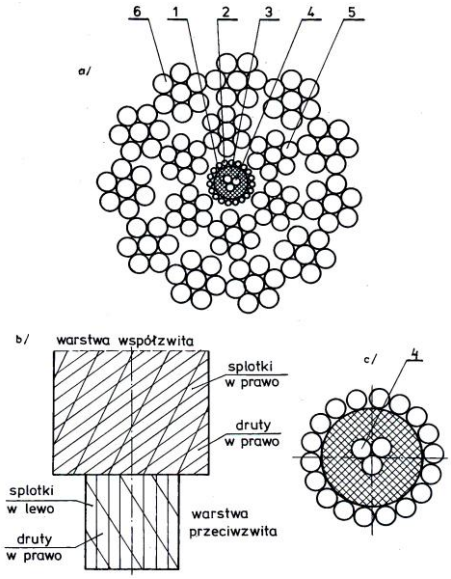
W przypadku wyciągów awaryjno-ratowniczych szczególną uwagę zwraca się na nieodkrętność lin, w związku, z czym mogą być stosowane tylko liny konstrukcji nieodkrętnej dwu lub trzywarstwowe wielosplotkowe. W zależności od warunków zamocowania ciężaru podwieszonego swobodnie lub prowadzonego, lina się różnie wydłuża. Przy swobodnie zawieszonym ciężarze, co najczęściej występuje w wyciągach awaryjno-ratowniczych, lina oprócz wydłużenia sprężystego wywołanego obciążeniem jej końca będzie się również rozkręcać, co prowadzi do znacznego dodatkowego wydłużenia. Czym większa nieodkrętność liny tym mniejszy lub znikomy będzie drugi składnik wydłużenia liny. Jeżeli przewód elektryczny będzie umieszczony wewnątrz rdzenia liny, to w wyniku zbyt dużej odkrętności liny podczas jej rozkręcenia się przewód ten może ulec uszkodzeniu (zerwaniu), ponieważ sam przewód nie wydłuża się, a jego wytrzymałość jest znacznie mniejsza od wytrzymałości liny. W przypadku umieszczenia przewodów wewnątrz rdzenia splotki lub w splotkach liny, podczas rozkręcania liny będą one przejmowały mniejsze wydłużenie, lecz poddawane będą znacznie większym naciskom poprzecznym drutów splotki, co wymaga zastosowania odpowiednio dobranej bardziej wytrzymałej na naciski poprzeczne izolacji.

Z powyższego wynika, że w obu sposobach umieszczenia kabli telefonicznych w linie nieodkrętność tych lin jest niezmiernie ważna, głównie z uwagi na niszczenie kabla telefonicznego [3, 5].

Liny stosowane w przewoźnych wyciągach awaryjno-ratowniczych przed wprowadzeniem ich do eksploatacji poddano następującym badaniom przeprowadzonych w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej [3, 5]:

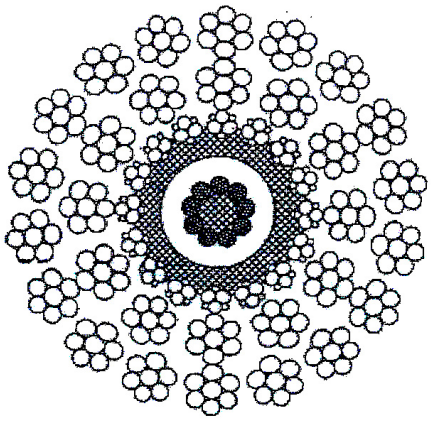
- badania wytrzymałościowe na rozciąganie (modułu sprężystości podłużnej, rzeczywistych sił zrywających liny),
- badania momentu odkrętnego,
- badania obrotów swobodnego końca liny,
- badania zmęczeniowe lin na przeginanie.

W samojezdnym wyciągu awaryjno-ratowniczym DS0051T zamontowanym na podwoziu samochodu ciężarowego STEYER 038 z maszyną wyciągową B-650 zastosowano po raz pierwszy linę produkcji polskiej z kablem telefonicznym w rdzeniu liny. Lina była dwuwarstwowa, nieodkrętna konstrukcji $17x7+A_t$, gdzie A_t oznacza rdzeń liny w postaci kabla telefonicznego (rys. 15) [3, 5]. W chwili obecnej ze względu na nowoczesne środki łączności stosowana jest lina o identycznej konstrukcji $17x7+A_t$, ale bez kabla telefonicznego.



Rys.15. Lina z kablem telefonicznym konstrukcji $17x7+A_t$

1 – rdzeń liny, 2 – 18 drutów ø 0,75 mm tworzących pancerz ochronny, 3 – izolacja kabla, 4 – splotki miedziane kabla, 5, 6 – splotki liny [1, 3]



Rys.16. Lina z kablem telefonicznym konstrukcji niemieckiej

Producentem liny była Fabryka Lin w Sosnowcu „Linodrut". Parametry liny są następujące:

- średnica d = 22 mm,
- konstrukcja 6x7 + 11x7 + A_t,
- średnica drutów liny δ = 1,5 mm,
- przekrój metaliczny drutu f = 1,77 mm^2,
- przekrój poprzeczny metaliczny liny F_m = 210,6 mm^2,

- wytrzymałość drutów liny R_m = 1670 MPa,
- druty ocynkowane warstwą G,
- lina odprężona metodą Tru-Lay i Pavo,
- masa metra liny q = 1,87 kg/m,
- lina smarowana smarem Kolinstal,
- obliczeniowa siła zrywająca linę P_o = 350,7 kN,
- rzeczywista siła zrywająca linę P_c = 272÷299 kN.

Rdzeń liny wykonany jest w postaci kabla telefonicznego typu YTSAY, wokół którego nawinięto 18 drutów o średnicy 0,75 mm i wytrzymałości R_{m1} = 1670 MPa, które tworzą pancerz ochronny dla kabla telefonicznego. Nominalna zewnętrzna średnica kabla wynosi ø 5,7 mm, masa kabla 35 kg/km, izolacja wykonana z polwinitu [3, 5].

W samojezdnym wyciągu awaryjno-ratowniczym zamontowanym na podwoziu samochodu ciężarowego MAN typu 41.364 VFC/N z maszyną wyciągową SIEMAG GmbH, zastosowano linę z kablem telefonicznym w rdzeniu liny rys. 16, kabel składa się z dziewięciu przewodów elektrycznych, których przekrój elektryczny wynosi 0,61 mm^2 każdy. Przewody są w otulinie odpornej na ciśnienie i wodę. Lina jest trzywarstwowa, okrągłosplotkowa, o splocie krzyżowym, lewoskrętna, konstrukcji spiralno-splotkowej, nieodkrętna. Producentem liny jest Fabryka Lin „Pfefifer DRAKO" w Mühlheim – Niemcy.

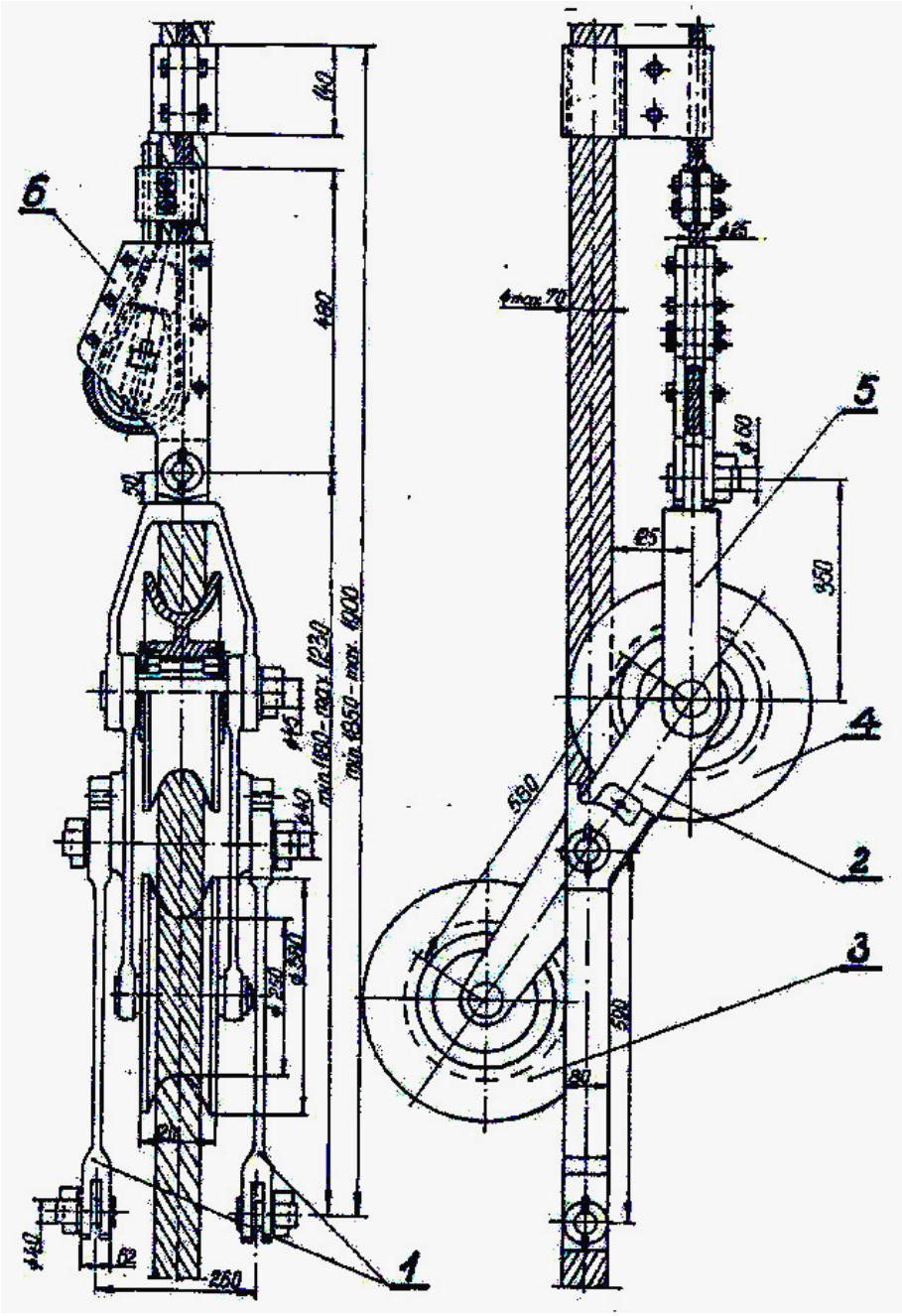
Parametry liny są następujące:

- średnica d = 24 mm,
- konstrukcja liny 18×(6×1,11+1×1,23)Z/s+12×(6×1,11+1×1,23)S/z+16×(3×0,84/3×0,40)S/z+9EL, gdzie EL oznacza rdzeń liny w postaci kabla telefonicznego,
- przekrój poprzeczny metaliczny liny F_m = 236,4 mm^2,
- wytrzymałość drutów liny R_m = 1960 MPa,
- druty ocynkowane warstwą g,
- masa metra liny q = 2,35 kg/m,
- obliczeniowa siła zrywająca linę P_o = 463,4 kN.

7. Zawiesia

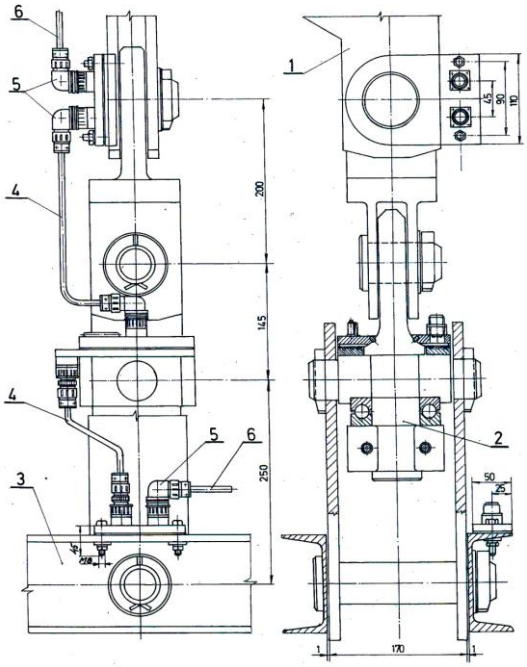
Zawiesie specjalnej konstrukcji dla klatki ratowniczej, które umożliwia podwieszenie i prowadzenie jej w osi zwisającej w szybie liny nośnej głównego wyciągu szybowego przedstawiono na rysunku 17. Charakterystyczną cechą tego zawiesia jest zastosowanie dwóch krążków prowadzących o średnicy 350 mm, pozwalających utrzymać odpowiedni odstęp pomiędzy linami. Zakończenie stanowią dwa ramiona, które łączą się z trzonami klatki (rys. 17).

Inną konstrukcją zawiesia jest zawiesie, w którym lina nośna połączona jest z kabiną za pomocą specjalnego elementu obrotowego (rys. 18 i 19) [3, 4].



Rys.17. Zawiesie specjalne do prowadzenia klatki w osi liny wyciągu głównego

1 – ramiona mocowania do trzonów klatki, 2 – dźwignia, 3, 4 – krążki prowadzące, 5 – łącznik, 6 – zacisk linowy [1, 8]



Rys.18. Konstrukcja obrotowego zawiesia linowego

1 – zacisk sercówkowy, 2 – wrzeciono z łożyskiem kulkowym, 3 – belka głowicy kabiny, 4 – złącza, 5 – wtyczki, 6 – kabel telefoniczny

Rys.19. Belka głowicy kabiny

8. Kamera introskopowa

Przewoźne wyciągi awaryjno-ratownicze służą ostatnio również do kontroli obmurza i zbrojenia szybowego podczas rewizji kwartalnych górniczego wyciągu szybowego [4, 9]. Wyciągiem tym opuszcza się do szybu kamerę introskopową (rys. 20), za pomocą, której dokonuje wstępnych oględzin szybu i urządzeń szybowych.

Wyższość kamery introskopowej pracującej w podczerwieni nad kamerą światła widzialnego polega na tym, że za jej pomocą można stwierdzać także szczeliny zaszpachlowane zwiercinami.

Głowica penetrująca kamery introskopowej składa się z: obiektywu, przetwornika obrazu, oświetlacza, wzmacniacza odczytu z synchronizacją, konwertera sygnału.

Wymienione elementy umieszczone są w zamkniętej z obu stron metalowej rurze o długości 150 mm i średnicy od 18 mm.

Sygnał z głowicy do centralnej części urządzenia, w którym znajduje się rejestrator obrazu wyprowadzony jest specjalnym kablem (długość do 200 m).

Głowicę wprowadza się do otworu wiertniczego lub innego na lekkich (bagnetowe łączonych) rurkach z włókna szklanego z miarą metrową umożliwiającą określenie głębokości pomiaru.

Układ sterowniczy umieszczony jest w metalowej skrzynce, gdzie znajduje się jednostka rejestracji obrazu wraz z jednoczesnym podglądem na kolorowym ekranie ciekłokrystalicznym. Rejestracja obrazu i komentarzy odbywa się na kasetach Video Digital 8. Całość jest zasilana akumulatorami (wraz z wyświetlaczem ciekłokrystalicznym wskazującym stan naładowania akumulatora). Układ sterujący posiada mikrofon umożliwiający nagrywanie komentarzy do nagrywanego obrazu (rejestracja głębokości) [11].

Rys.20. Kamera introskopowa wraz z urządzeniem rejestrującym [11]

9. Podsumowanie i wnioski

Przewoźne wyciągi awaryjno-ratownicze biorą udział w akcjach ratowniczych w Zakładach Górniczych w całej Polsce. W ostatnim okresie były wykorzystane w akcjach, takich jak np.:

- awaria maszyny wyciągowej szybu Bolesław w ZG Bytom III dnia 22 marca 2003 r. Wyciągiem tym opuszczono do szybu kamerę introskopową, za pomocą, której dokonano wstępnych oględzin szybu i urządzeń szybowych;
- awaria w szybie V w KWK „Bielszowice" dnia 10.08.2008 r., gdzie podczas wymiany lin wyciągowych dwie z nich wyślizgnęły się z zacisków i spadły do rząpia (rys. 21) [10].

Rys.21. Samojezdny wyciąg ratowniczy DS0051T zamontowany na podwoziu samochodu ciężarowego STEYER 038 podczas akcji w szybie V KWK „Bielszowice"

- Na wyposażeniu Centralnej Stacji Ratownictwa Górniczego w Bytomiu obecnie są dwa wyciągi awaryjno-ratownicze samojezdne, dwie kabiny bez prowadzenia oraz trzy zestawy klatek ratowniczych, które można składać jak klocki w poziomie i pionie w zależności od potrzeb.
- Do łączenia wciągarki przewoźnego wyciągu awaryjno-ratowniczego z kabiną stosuje się nowoczesne konstrukcje lin nośnych zapewniających łączność z jadącymi w kabinie osobami za pomocą kabla telefonicznego, który stanowi rdzeń liny lub inne środki łączności.
- Aby kabina w szybie nie kręciła się wokół własnej osi stosuje się zawiesie obrotowe.
- W przypadkach zagrożenia życia osób jadących w kabinie można stosować kamery introskopowe do kontroli szybu.
- Rozwój konstrukcji wyciągów awaryjno-ratowniczych i rewizyjnych za granicą świadczy o ich przydatności, szczególnie dotyczy to wyciągów samojezdnych z uwagi na ich uniwersalność.

Literatura

1. Antoniak J., Carbogno A., Czaja J.: Wyciągi szybowe awaryjno-ratownicze. Politechnika Śląska. Skrypt uczelniany nr 572, Gliwice 1977.
2. Carbogno A.: Przewoźny dołowy wyciąg ratowniczy. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, zeszyt nr 3 – 1981.
3. Carbogno A.: Badania liny wyciągowej konstrukcji specjalnej. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, zeszyt nr 12 – 1987.
4. Carbogno A., Ruda F.: Zagadnienie kontroli szybów wentylacyjnych nie wyposażonych w stałe urządzenia wyciągowe. Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo, z. 192 – 1990.
5. Carbogno A.: Badanie liny nośnej dla wyciągu awaryjno-ratowniczego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria Górnictwo z. 175. Gliwice 1990.
6. Domanowski B., Katla K., Szupejko T.: Przewoźne wyciągi ratowniczo-awaryjne. MiAG nr 11/60 1973.
7. Dokumentacja Techniczno-Ruchowa – Łącznika ciśnieniowego i czujnika osadzania naczynia typu Fraba DW firmy Vitector.
8. Pawelec J., Domanowski B., Zmysłowski T.: Wyciągi awaryjno-ratownicze dla prowadzenia akcji w szybach kopalń. Wyd. ZKMPW 1972.
9. Ruda F., Carbogno A.: Rewizje w szybach wentylacyjnych bez stałych urządzeń wyciągowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 2/243, luty 1990.
10. Strona internetowa – Centralna Stacja Ratownictwa Górniczego w Bytomiu.
11. Strona internetowa - Teberia portal górniczy.
12. Szulc P.: Ekspertyzy z badań kabin ratowniczych i klatek będących na wyposażeniu CSRG w Bytomiu CBiDGP-ORiDUG Mysłowice-Brzezinka Nr 45, 82, 237, 238, 239, 240, 241, 242,243, 244/NW/2007.
13. Szupejko T., Grzybowski K., Radomski R.: Wciągarki awaryjno-pomocnicze. MiAG nr 11/60 1973.
14. Zmysłowski T.: Wyciąg samojezdny do celów specjalnych. III Konferencja naukowo-techniczna. Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych. Zeszyt 1, AGH Kraków 1984.
15. Żak L.: Ekspertyzy z badań lin nośnych zabudowanych na bębnach przewoźnych wyciągów ratowniczych CSRG w Bytomiu. CBiDGP-ORiDUG Mysłowice-Brzezinka Nr 449/LN/Rz/2007 i 803/LN/Rz/2008.

Eksploatacyjne metody podwyższania trwałości zmęczeniowej lin nośnych górniczych wyciągów szybowych

Jan Małecki – Instytut Techniki Górniczej KOMAG, **Andrzej Tytko –** Akademia Górniczo-Hutnicza, **Tadeusz Wróbel –** TEMIX sp. z o.o.

Streszczenie. Liny stalowe, w tym zwłaszcza liny wyciągowe pracujące w górniczych wyciągach szybowych, mają ograniczony resurs pracy wynikający z ich trwałości zmęczeniowej. W przypadku wyciągów wielolinowych czas pracy całego zestawu lin można wydłużyć poprzez okresowy pomiar i właściwie przeprowadzone regulacje naciągów w poszczególnych linach. Czas pracy całego zestawu relatywnie wtedy wzrasta. Niezbędnym elementem systemu eksploatacji jest pomiar sił w linach, w zawieszeniach naczyń wyciągowych poprzez zastosowanie wkładek pomiarowych siły np. firmy TEMIX, czy rozwiązań opracowanych w AGH. W przypadku wyciągów dwulinowych i jednolinowych takich pomiarów dotychczas nie wykonuje się. Autorzy niniejszego opracowania proponują przeprowadzanie pomiaru sił w wyciągach szybowych także z dwoma oraz z pojedynczą lina nośną w celu określenia dynamiki obciążeń liny w pełnym cyklu pracy wyciągu szybowego. Rozpoznanie dynamiki mogłoby posłużyć do optymalizacji zespołów zadawania i regulacji prędkości maszyny wyciągowej, celem obniżenia przeciążeń dynamicznych występujących w linach w tych fazach cyklu jazdy wyciągu szybowego, w których zmienia się prędkość ruchu. Skokowo zmieniają się wtedy wartości przyspieszeń, a przez to wartości sił dynamicznych. Ciągła rejestracja sił występujących w linie w ciągu całego cyklu jazdy wyciągu, za pomocą specjalnie do tego zabudowanych wkładek, pozwoli na dokonanie pomiaru wartości sił w linach nośnych i ocenę wpływu układu regulacji prędkości maszyny wyciągowej oraz sposobu sterowania hamowania zatrzymującego (STOP) na dynamikę zmian obciążeń. Obniżenie tej dynamiki powinno mieć korzystny wpływ na zużycie zmęczeniowe lin objawiające się pękaniem. W odcinku tym oddziaływania dynamiczne przenoszone przez linę są szczególnie silne.

1. Wprowadzenie

Przedmiotem opracowania jest ocena wpływu regulacji prędkości maszyny wyciągowej na zużycie zmęczeniowe lin objawiające się pękaniem drutów na odcinku, którego długość zależny m.in. od prędkości ruchu wyciągu i przyjętej krzywej jazdy. Podczas jazdy w górę załadowanego naczynia (skipu), w czasie poprzedzającym dojazd do poziomu technologicznego następuje przejście z ustalonej prędkości jazdy na prędkość dojazdową. W większości wyciągów towarzyszy temu występowaniu w linach stanów dynamicznych objawiających się dość nagłym wzrostem sił. Są to chwilowe przeciążenia o znacznej stromości narastania, których generowanie inicjuje regulator jazdy, szczególnie starszego typu. Czynnikiem przyśpieszającym proces zużycia zmęczeniowego jest to, że wzmiankowane przeciążenia występują w liczbie nawet kilkaset cykli na dobę, mają charakter falowy i kumulują się na stosunkowo krótkim odcinku lin już obciążonych momentami od zginania i siłami rozciągającymi. W przypadku wyciągów wielolinowych, w połączeniu z brakiem jednoznacznej metody wyrównywania sił pomiędzy poszczególnymi linami w tej fazie ruchu, przyspiesza to proces zużycia zmęczeniowego. Zjawisko to występuje także w przy-

padku układów jedno- i dwulinowych, w których nie prowadzi się pomiaru i rejestracji sił w linach.

W opinii autorów niniejszego opracowania analiza zarejestrowanych zjawisk dynamicznych już na obecnym etapie pozwala stwierdzić, że w różnych układach napędowych maszyn wyciągowych oprócz doboru standardowych parametrów układu regulacji prędkości nie bez znaczenia jest uwzględnienie potencjalnych zjawisk dynamicznych objawiających się skokowym wzrostem sił w linach nośnych w fazach, w których następuje zmiana prędkości w cyklu jazdy. Naprężenia, jakie występują w poszczególnych przekrojach liny mają charakter przemieszczającej się fali z zanikającymi oscylacjami. Amplituda tych oscylacji, decydująca o zużyciu zmęczeniowym liny w wyniku kumulacji naprężeń, zależy od wielu czynników. Najważniejsze to konstrukcja liny i jej parametry eksploatacyjne, ale ogromny wpływ ma też cały układ elektromechaniczny, gdyż dynamiczne wymuszenia generowane przez elektryczny układ napędowy wyciągu poprzez cały łańcuch kinematyczny maszyny wyciągowej przenoszone są na liny, a poprzez zawieszenia na naczynia wyciągowe.

Reasumując, autorzy stawiają tezę, że ***odpowiedni dobór parametrów pracy regulatora jazdy pozwoli na generowanie takich przebiegów sił w linach nośnych górniczych wyciągów szybowych, aby obniżyć tempo ich zużycia zmęczeniowego, co jest istotnym czynnikiem ich bezpiecznej i ekonomicznej eksploatacji***.

Niezbędnym elementem takiej eksploatacyjnej koncepcji podwyższenia trwałości zmęczeniowej lin jest pomiar rzeczywistych sił w linach w czasie pełnego cyklu jazdy w celu wykonania właściwej regulacji układów sterowania. W tej chwili istnieją dwa często w Polsce stosowane rozwiązania aparaturowe: opracowane w AGH i oferowane przez firmę TEMIX. To drugie rozwiązanie polega na stosowaniu wkładek pomiarowych siły WPS umieszczanych w łącznikach zmiennej długości zawieszeń naczyń wyciągowych górniczych wyciągów szybowych wraz ze stacjonarnym lub przenośnym urządzeniem do pomiaru i rejestracji sił. Urządzenie pozwala na wizualizację obciążeń w czasie całego cyklu jazdy. Umożliwia to graficzny program do analizy przeznaczony do wyposażenia służb technicznych utrzymania ruchu urządzeń szybowych. To „nowoczesne narzędzie pomiarowe" umiejętne wykorzystywane przynosi zamierzone efekty techniczne oraz zwiększa bezpieczeństwo eksploatacji górniczych wyciągów szybowych.

Wkładki pomiarowe siły typu WPS zastosowane są m.in. w systemie monitoringu naciągu lin prowadniczych i prowadniczo-nośnych wiszących pomostów roboczych w głębionych szybach stanowią skuteczną metodę zapewnienia właściwego rozkładu sił w poszczególnych linach. Graficzna wizualizacji poziomu sił w linach na monitorze komputerowym zlokalizowanym na stanowisku operatora wciągarek bębnowych usprawnia operację przestawiania i ustawiania pomostu roboczego. Zastosowanie wkładek pomiarowych siły typu WPS w systemie ciągłego monitoringu obciążeń lin nośnych naczynia wydobyw-

czego oprócz funkcji podstawowej stwarza dodatkową możliwość realizacji skutecznego układu kontroli niecałkowitego rozładunku skipu.

Zakład Badań Atestacyjnych Jednostka Certyfikująca Instytutu Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach prowadziła w połowie 2009 roku na zlecenie firmy TEMIX badania atestacyjne nowej serii wkładek pomiarowych siły typu WPS-2. W odróżnieniu od poprzednich konstrukcji charakteryzują się one większą odpornością na trudne warunki środowiskowe. Większy zakres dynamiki pomiarów i możliwość implementacji opcjonalnego oprogramowania, podwyższenie częstotliwości próbkowania powoduje, że oprócz celu podstawowego standardowe wkładki pomiarowe siły mogą zostać zastosowane dla celów badawczych. Narzędzie to może się okazać bardzo skutecznym rozwiązaniem do określania dynamiki siły w linach i obniżanie jej poprzez odpowiednią optymalizację układu zadawania i regulacji prędkości. Wykres sił występujących w zawieszeniu naczynia wyciągowego już w kolejnym, po regulacji, cyklu jazdy pozwala stwierdzić, czy siły w linach zostały obniżone czy nie. Technologia ta może zostać zastosowana również do wyciągów jedno- i wielolinowych, w których dotychczas obciążeń w linach nie mierzono.

2. Zużycie zmęczeniowe lin nośnych wyciągów szybowych

Zużycie zmęczeniowe lin stalowych generalnie związane jest z ich ograniczoną trwałością zmęczeniową, ale znaczący wpływ ma także korozja, starcia i niekiedy uszkodzenia mechaniczne. Istnieje kilka sposobów na liczbowe wyznaczenie tego parametru, ale wyznaczenie go ciągle przysparza wielu problemów interpretacyjnych, zwłaszcza dla lin stalowych będących w eksploatacji.

Poniżej przedstawiono przykładowe histogramy rozkładu liczby złomów drutów wzdłuż długości lin. Prezentowane wyniki uzyskano w okresie eksploatacji lin nośnych konstrukcji trójkątnospotkowej [1]. Histogramy te wykreślono na podstawie zliczania liczby widocznych złomów drutów na odcinkach o długości 10 metrów. Przedstawiono je na rysunkach 1 i 2. Obydwie liny pracowały w wyciągach skipowych o stałym natężeniu pracy.

Autorzy na podstawie tempa przyrostu liczby złomów zmęczeniowych potwierdzili, że proces zużycia takich lin ma charakter „wybuchowy", nie zainteresowali się jednak przyczynami pewnej prawidłowości w rozkładzie liczby złomów. Charakter „wybuchowy" procesu dobrze aproksymują równania o postaci 1 i 2 [5]. Charakter ten także dobrze opisują modele komputerowe przedstawione w tej pracy.

$$z = a \cdot t^b \tag{1}$$

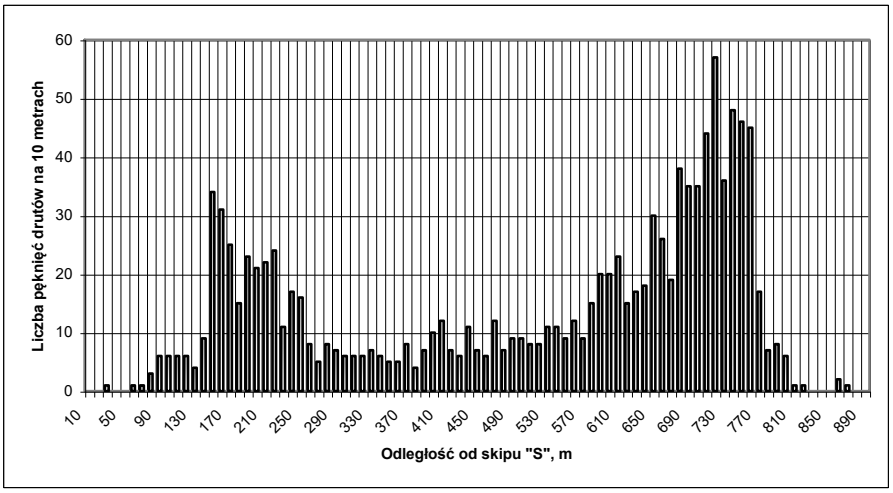
$$\log z = b \cdot \log t + c \tag{2}$$

gdzie:

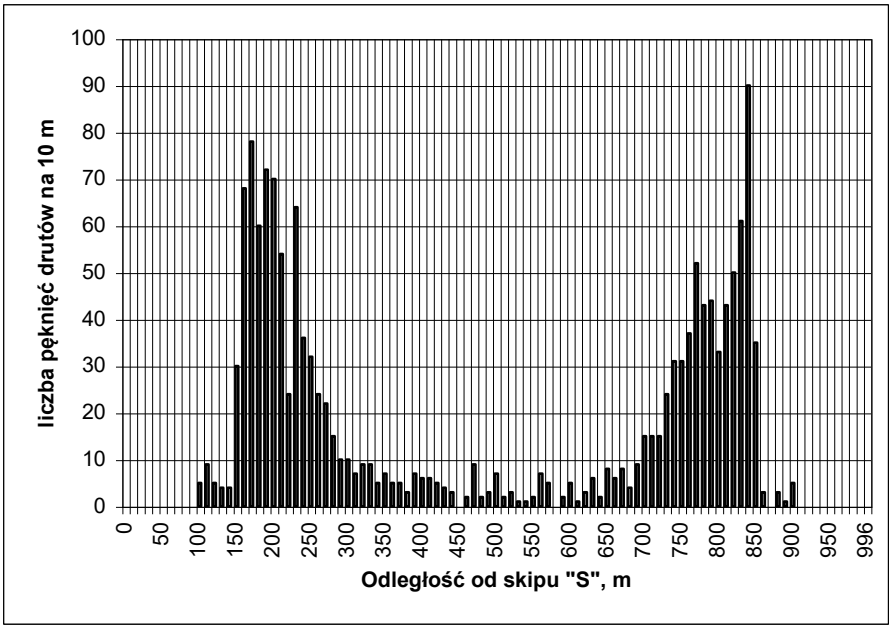
z – liczba pękniętych drutów,

t – czas pracy liny w tygodniach,

a, b, c – stałe.



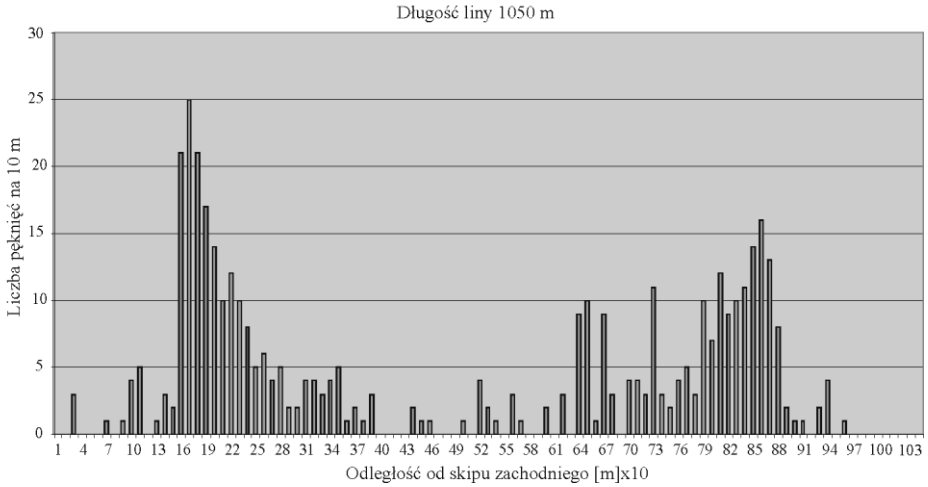
Rys.1. Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny d = 62 [1]



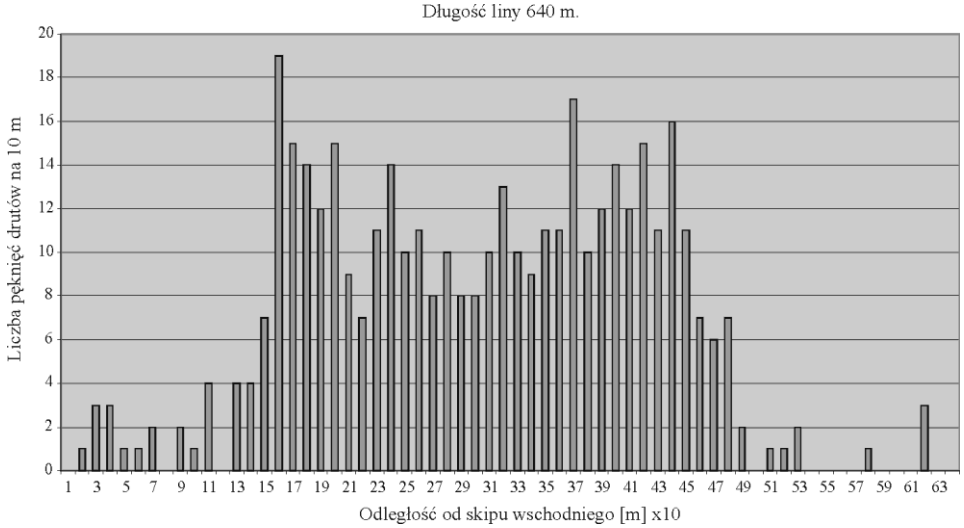
Rys.2. Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny d = 65 [1]

Przyczynami występujących prawidłowości w rozkładzie liczby złomów drutów wzdłuż długości liny zainteresowali się autorzy całej serii publikacji temu poświeconych np.: [2]. W publikacji tej zamieszczono prezentowane poniżej na rysunkach 3 i 4 dwa histogramy. Obserwowane regularności autorzy tłumaczą wpływem kręcenia się lin, które ma istotny wpływ na zmianę długości skoku zwicia na odcinkach tuż przed kołem pędnym i stopniowo maleje

w kierunku środkowej części liny. Hipoteza ta ma bardzo mocne uzasadnienie, gdyż charakterystyczny kształt histogramu: „_**–U–**_” znajduje potwierdzenie w prawie identycznym rozkładzie względnej zmiany długości skoku zwicia liny wzdłuż jej długości.



Rys.3. Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny nośnej trójkątno-splotkowej (d = 65 mm, l = 1050 m), maszyna usytuowana na zrębie [2]



Rys.4. Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny nośnej trójkątno-splotkowej (d = 65 mm, l = 640 m), maszyna usytuowana na zrębie [2]

Zmiana długości skoku wywołana kręceniem się liny powoduje powstawanie cyklicznie zmiennych naprężeń (również o charakterze stycznym τ) i stanowi rodzaj maszyny zmęczeniowej przyspieszający proces zużycia zmęczeniowego wywoływany cyklicznie zmiennymi naprężeniami od zginania i rozciągania typu σ.

Oczywiście zupełnie inaczej mogą wyglądać rozkłady dla lin o liniowym styku drutów konstrukcji WS i z rdzeniami PWRC dającymi liniowy styk ze splotkami, które coraz częściej stosowane są jako liny nośne. Jeszcze inaczej przedstawiają się histogramy rozkładów liczby złomów wzdłuż długości lin w wyciągach wielolinowych. Dla tych układów podstawowym czynnikiem kształtującym są nierównomierności w rozkładach naciągów poszczególnych gałęzi lin.

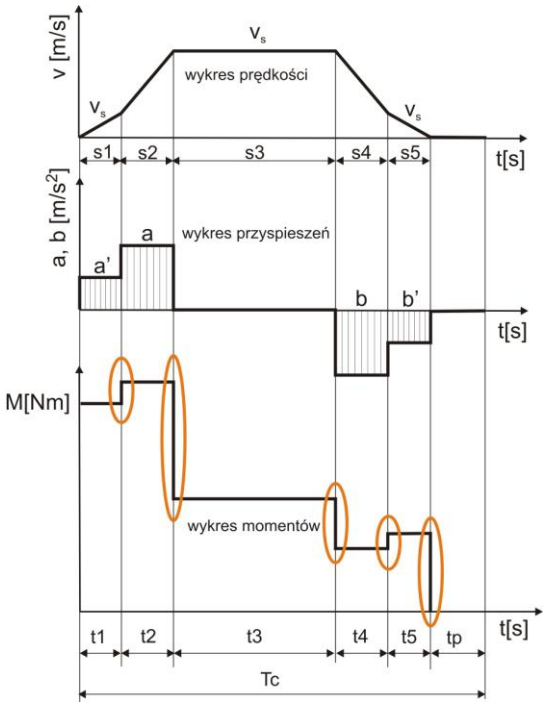
Charakterystyczny histogram rozkładu liczby złomów drutów wzdłuż długości liny można jednak także wyjaśnić w nieco inny sposób, odwołując się do dynamiki całego układu elektromechanicznego maszyny wyciągowej. W pracy [3] jej autor wykazał rolę oddziaływań dynamicznych indukowanych przez przyjeżdżające naczynie maszyny wyciągowej. Z kolei w pracy [7] autor analizuje stany dynamiczne występujące w czasie tzw. hamowania awaryjnego. Buduje modele dyskretne lin nośnych, jako układów o rozłożonych parametrach masy i sprężystości wzdłuż długości liny. W pracy przedstawiono numeryczne rozwiązania układów równań różniczkowych, z których wynika, że zmiana przyspieszenia to rodzaj impulsu generującego falę przemieszczeń wędrujących wzdłuż długości liny. Brak w równaniach czynnika tłumiącego nie pozwala stwierdzić, po jakim czasie fala taka może zaniknąć.

Jeszcze innym sposobem opisu problemu indukowania się obciążeń o charakterze dynamicznym od impulsowych wymuszeń w linie w czasie hamowania awaryjnego jest zastosowanie równania falowego dla opisu przemieszczania się fali naprężeń w przekrojach poprzecznych wzdłuż liny. Rozważania takie w kontekście wyrównoważenia obciążeń w linach układów wielokrotnych przedstawiono w pracy[6].

3. Cykl jazdy, a regulacja prędkości wyciągów szybowych

Na powyższym wykresie w funkcji czasu zestawiono trzy parametry związane z ruchem wyciągu szybowego: prędkość ruchu, przyspieszenie i moment napędowy. Na osi czasu wyznaczono pięć charakterystycznych okresów. W każdym z nich moment napędowy maszyny wyciągowej oraz przyspieszenia mają inną wartość. Wartości te zmieniają się progowo. Nagłe zmiany momentu napędowego występują w punktach zmiany wartości przyspieszenia lub opóźnienia ruchu. Przebieg zmiany momentu napędowego wymuszany przez układ regulacji prędkości maszyny wyciągowej kształtuje dynamikę zmian sił w linach.

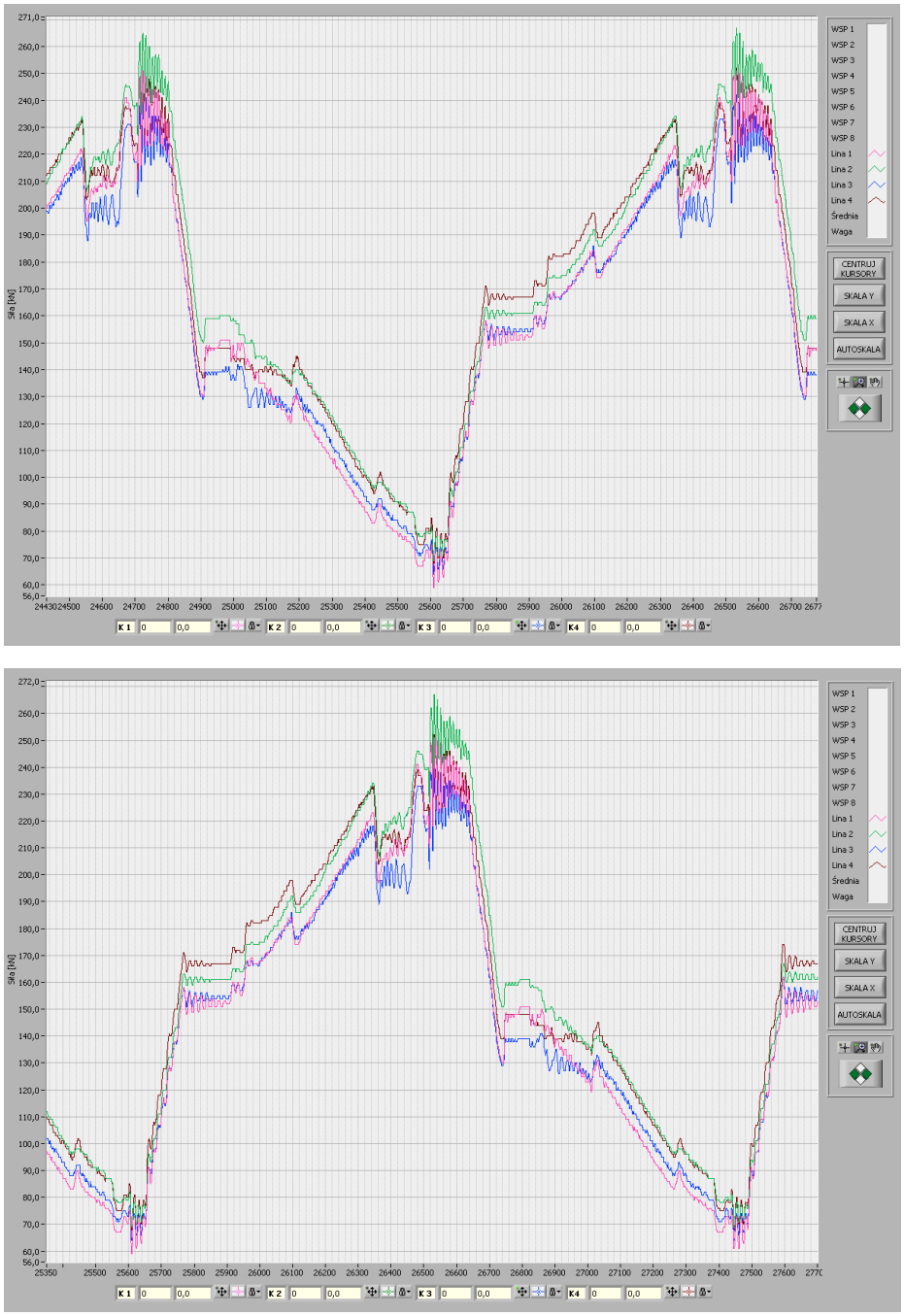
Poniższy rysunek 6 przedstawia zarejestrowaną dynamikę zmian obciążeń lin w poszczególnych okresach cyklu wydobywczego. Odpowiedni dobór zmian momentu napędowego oraz regulacja hamulca pozwoli ograniczyć amplitudę przebiegów siły dynamicznych w linach nośnych, co wydłuży ich czas eksploatacji.



Rys.5. Pięciookresowy wykres jazdy z zaznaczonymi zmianami sił dynamicznych

Na rysunku 6 cyframi od 1 do 10 oznaczono poszczególne okresy czasu, podczas dwóch cykli wydobywczych, w których występują charakterystyczne fazy cyklu wyciągu szybowego:

1) rozładunek skipu I; załadunek skipu II,
2) postój obydwóch naczyń: skip I rozładowany, skip II załadowany,
3) rozpoczęcie ruchu wyciągu (zadanie momentu napędowego, odwiedzenie hamulca) i zwiększanie prędkości ruchu, aż do osiągnięcia prędkości ustalonej,
4) ruch wyciągu z prędkością ustaloną,
5) zmniejszanie prędkości (wpływ układu regulacji prędkości),
6) dojazd do poziomów technologicznych: skipu I do załadunku, skipu II do rozładunku (zahamowanie i zdjęcie momentu napędowego),
7) załadunek skipu I, rozładunek skipu II, postój obydwóch naczyń,
8) rozpoczęcie ruchu wyciągu, zwiększanie prędkości ruchu, aż do osiągnięcia prędkości ustalonej,
9) ruch wyciągu z prędkością ustaloną,
10) zmniejszanie prędkości (wpływ układu regulacji prędkości),
11) dojazd i zatrzymanie na poziomach technologicznych (zahamowanie i zdjęcie momentu napędowego).



Rys.6. Zarejestrowane rozkłady obciążeń w linach czterolinowego wyciągu szybowego, odzwierciedlające zmiany wartości sił występujących w łącznikach zmiennej długości obydwóch zawieszeń naczyń wyciągowych, wykres górny - skip I, wykres dolny - skip II

4. Koncepcja obniżenia obciążeń dynamicznych w linach nośnych

Z omawianych w punkcie 2 prac wynika, że zadziałanie hamulca wywołuje opóźnienia mające wpływ na obciążenia lin, zawiesi i naczyń wyciągowych. Wpływ ten ma charakter fali naprężeń wędrującej wzdłuż liny. Fala ta, w zależności od tłumienia po pewnym czasie zanika. Wymuszenia takie oddziaływują także na linę w czasie każdego cyklu pracy tzn. w chwili zmiany wartości przyspieszenia w czasie (zrywu) i unieruchomienia hamowaniem zatrzymującym (STOP). Momenty te występują, gdy naczynia wyciągowe znajdują się w powtarzalnej odległości od swoich skrajnych położeń technologicznych. Ponieważ siły dynamiczne związane są z przyspieszeniami mas to najbardziej obciążony odcinek liny powinien być na odcinku: naczynie – koła odciskowe lub pędnie linowe i ze względu na tłumienie zanikać w kierunku środkowej części liny. Zmiana charakteru narastania przyspieszenia (zmiana przyspieszenia w czasie) powinna mieć istotny wpływ na zmianę charakterystyk sił dynamicznych, a przez to na zużycie zmęczeniowe lin w okresie ich eksploatacji. Charakterystyki jazdy maszyny wyciągowej i rolę oddziaływań dynamicznych w swojej pracy omawia [8].

Rys.7. Zarejestrowany rozkład obciążeń w linach czterolinowego wyciągu szybowego z maszyną wyciągową umieszczoną na wieży w czasie dwóch cykli pracy (próbki od około 3400 do 6390)

Na rysunku 6 i 7 przedstawiono przykładowy przebieg sił w linach układu czterolinowego. Kolorem żółtym pokazano obszary szczególnie silnych oddziaływań dynamicznych. Różne rodzaje regulatorów jazdy kształtują charakterystyki w określonych przepisami zakresach. Parametry te są mierzalne, ale ustawiane są jednorazowo na etapie uruchomienia wyciągu szybowego. W chwili obecnej istnieją możliwości techniczne ich określenia, co ilustruje rysunek 7, przedstawiający wyjątkowo dynamiczny obraz zjawiska zarejestrowany przez

firmę TEMIX zestawem wkładek WPS-2. Urządzenie to, w porównaniu z rozwiązaniami poprzednio stosowanymi, ma zwiększony zakres dynamiki pomiarów, a częstotliwość próbkowania wynosi 70 Hz. Te zmiany oraz wprowadzenie funkcji filtrowania sygnału do oprogramowania (filtr działa opcjonalnie i ma ustawiane parametry) pozwala na wyjątkowo precyzyjne odzwierciedlenie przebiegów sił w linach w tym zmian dynamicznych. Opcjonalne wyposażenie cyfrowych wkładek pomiarowych typu WPS w pojemne pamięci typu FLASH pozwoli także w przyszłości na analizę widmową zarejestrowanych przebiegów.

5. Wnioski

1. W okresie pracy lin wyciągowych obserwuje się zużycie zmęczeniowe objawiające się pękaniem drutów głównie na odcinku, którego długość zależy m. in. od prędkości ruchu wyciągu i przyjętej krzywej jazdy układu regulacji prędkości.
2. Na podstawie wielu wykonanych pomiarów obciążeń sił w linach stwierdza się, że jedną z możliwych przyczyn tego zużycia mogą być obciążenia dynamiczne występujące na krótkich odcinkach lin podczas dojazdu naczynia do górnej stacji rozładunku, generowane podczas zadawania i regulacji prędkości.
3. Zoptymalizowanie parametrów zadawania i regulacji prędkości pod kątem minimalizacji obciążeń dynamicznych w linach powinno podnieść eksploatacyjną trwałość zmęczeniową lin nośnych.
4. Cyfrowe wkładki pomiarowe typu WPS-Ec/2 i typu WPS-2 pozwalają na zarejestrowanie dynamicznych przebiegów sił w linach z wystarczającą rozdzielczością i dokładnością, aby określić ich charakterystyki częstotliwościowe.
5. Proponuje się wykonywanie pomiarów obciążeń w linach także dla wyciągów jedno i dwulinowych w celu optymalizowania nastawień układów zadawania i regulacji prędkości, szczególnie w modernizowanych wyciągach szybowych.
6. Współcześnie modernizowane maszyny wyciągowe, wyposażane w cyfrowy regulator jazdy z kontrolą zrywu, umożliwiają dokonanie optymalizacji sił dynamicznych lin nośnych górniczych wyciągów szybowych.

Literatura

1. Dłubis P., Nowak M., Tytko A.: Krzywe zużycia zmęczeniowego lin wyciągowych – przebiegi rzeczywiste i ich komputerowe modelowanie. Materiały 3 Konferencji Naukowo-Technicznej „Transport Szybowy 2007”. KOMAG, Gliwice 2005.
2. Nowacki J., Tytko A.: Zużycie zmęczeniowe lin nośnych górniczych wyciągów szybowych jako skutek zmiany długości skoku. Materiały 4

Konferencji Naukowo-Technicznej „Transport Szybowy 2007”. KOMAG, Gliwice 2007.

3. Płachno M.: Nowe metody projektowania i eksploatacyjnej kontroli zbrojenia pionowych szybów górniczych. Monografie Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH, Kraków 2005.
4. Tytko A.: Eksploatacja lin stalowych. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 2003.
5. Tytko A.: Modelowanie zużycia zmęczeniowego i diagnostyka lin stalowych. Rozprawy Monografie nr 65. Wydawnictwa AGH, Kraków, 1998, s. 173.
6. Wolny S., Tytko A., Dzik S.: Influence of Dynamic Loads in Mining Multi Rope Friction Winders on Endurance of Hoisting Wire ropes. Acta Universitas Sibieniensis, vol. XLIX, Technical Series, pp. 97-102. Sibiu 2004.
7. Wójcik M.: Awaryjne hamowanie górniczych wyciągów szybowych urządzeniami ciernymi – teoria, badania i aplikacje przemysłowe. Wydawnictwo IGSMiE PAN, Kraków 2002.
8. Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe. Część mechaniczna. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice-Warszawa 2004.

Eksploatacja szybowych płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG

Elżbieta Mazany, Maciej Ochmański – SAG Wytwórnia Lin Stalowo-Gumowych sp. z o.o., **Witold Stachura** – Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego sp. z o.o.

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono uzyskaną żywotność płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG oraz warunki pracy w górniczych wyciągach szybowych, w powiązaniu z tematyką uszkodzeń i naprawą powłoki lin stalowo-gumowych w trakcie eksploatacji. Omówiono również metody naprawy powłoki gumowej z oceną przydatności stosowania w konkretnych przypadkach.

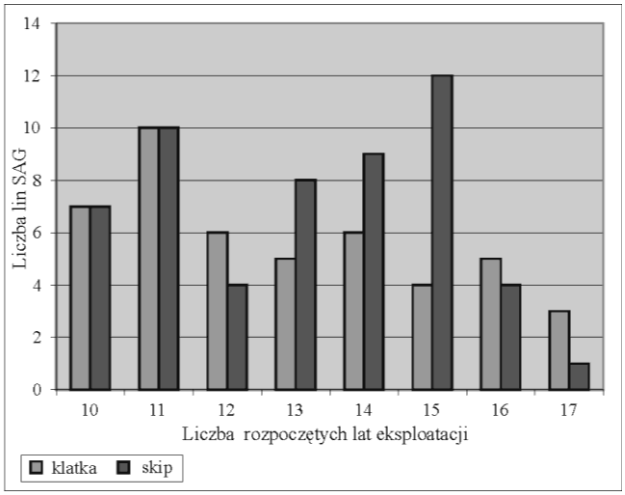
1. Wprowadzenie

Zastosowanie w górniczych wyciągach szybowych płaskich wyrównawczych lin stalowo-gumowych, w miejsce stalowych płaskich znacznie wydłużyło okres eksploatacji przedmiotowych lin. Jednym z podstawowych warunków wydłużenia okresu eksploatacji lin stalowo-gumowych jest zapewnienie ciągłości powłoki gumowej poprzez kontrolę jej stanu. W przypadku ewentualnych uszkodzeń wykonanie naprawy w możliwie krótkim terminie.

2. Eksploatacja lin SAG

W listopadzie br. minie 20 lat od założenia pierwszej liny wyrównawczej wyprodukowanej przez SAG Wytwórnię Lin Stalowo-Gumowych, będącą wówczas oddziałem KWK „Wieczorek", a od września 1991 r. spółka z ograniczoną odpowiedzialnością. Na dzień dzisiejszy wyprodukowano 464 liny SAG, z czego aktualnie średnio w roku znajduje się w eksploatacji około 220 lin.

Liczba lin SAG w eksploatacji na dzień 30.06.2009 r. wynosi 223 liny, z czego 14 lin rozpoczęło 10 rok eksploatacji, a 87 pracuje ponad 10 lat, co przedstawiono na poniższym wykresie.



Rys.1. Liczba lin SAG w eksploatacji powyżej 9 lat pracy

Powyższe dane potwierdzają w praktyce, że w przypadku braku zdarzeń losowych w szybie, liny SAG, pracują co najmniej trzykrotnie dłużej niż płaskie liny wyrównawcze stalowe. Taki wynik możliwy jest jednak do osiągnięcia wyłącznie przy zachowaniu ciągłości powłoki gumowej lin SAG, a to oznacza konieczność napraw ewentualnych uszkodzeń powłoki w trakcie eksploatacji.

3. Średnia liczba napraw powłoki gumowej

Na przedstawionym w punkcie 2 wykresie, lin SAG powyżej 9 lat eksploatacji przez cały okres pracy do 30.06.2009 r. wykonano:

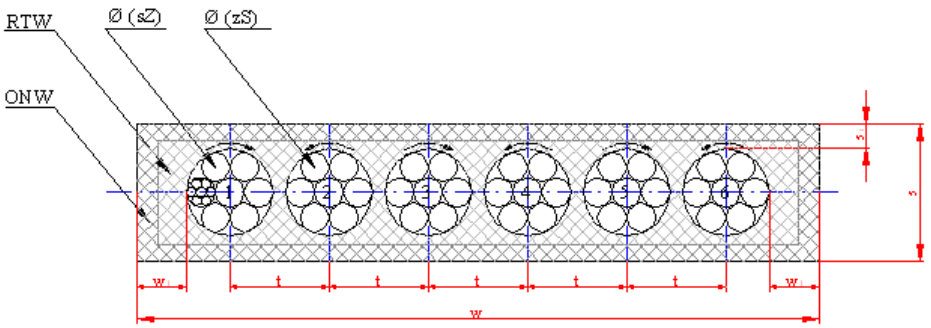
Naczynie wyciągowe	Liczba lin SAG	Liczba napraw przez cały dotychczasowy okres eksploatacji	Średnia liczba napraw na rok
Klatka	46	592	0,67
Skip (skipoklatka)	55	722	1,0

Uzyskana średnia liczba napraw powłoki gumowej lin SAG jest informacją przydatną dla producenta. Nie odnosi się ona jednak do konkretnej liny. Przykładowo wśród lin będących 15 lat w eksploatacji jest lina, która przez ten cały okres miała 2 naprawy i lina, która miała 31 napraw.

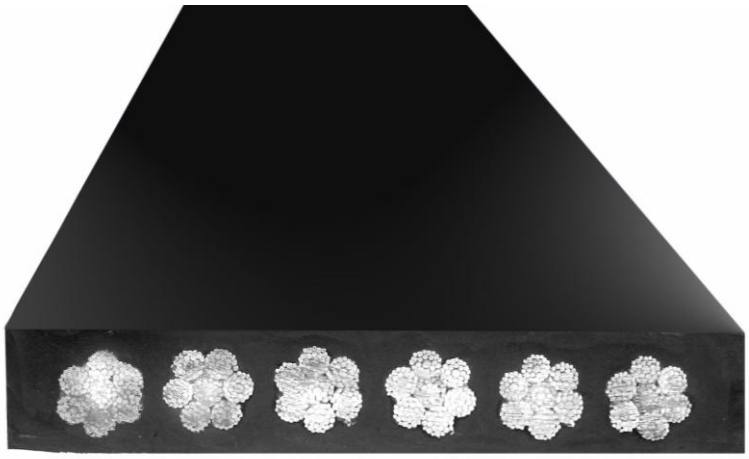
4. Budowa liny SAG a uszkodzenia powłoki gumowej

Liny SAG zbudowane są (rys. 2 i 3) z parzystej liczby przeciwzwitych lin stalowych okrągłosplotkowych z rdzeniem stalowym o liniowym styku drutów w splotkach, na przemian prawo- i lewozwitych, zawulkanizowanych na całej długości w powłoce gumowej. Wymóg dla wielkości podziałki t > (d+2 mm) gdzie d – średnica liny stalowej oznacza, że kolejne liny stalowe oddzielone są od siebie warstwą gumy. Jej zadaniem jest:

- zwiększenie przyczepności lin stalowych do gumy,
- wyeliminowanie możliwości tarcia o siebie splotek lin stalowych,
- zatrzymanie przenikania wody między linkami w przypadku uszkodzenia powłoki gumowej.



Rys.2. Schemat przekroju poprzecznego liny SAG zbudowanej przykładowo z 6 lin stalowych



Rys.3. Widok przekroju poprzecznego liny SAG zbudowanej przykładowo z 6 lin stalowych

Wśród odnotowanych dotychczas wszystkich uszkodzeń powłoki gumowej lin SAG, 87% uszkodzeń to uszkodzenia krawędzi liny wyrównawczej sięgające do pierwszej liny stalowej. W praktyce często się zdarza, że naprawa takiego uszkodzenia odbywa się po roku od stwierdzenia wystąpienia uszkodzenia. W tym czasie woda dostająca się do skrajnej liny stalowej, powoduje zmiany korozyjne, tylko i wyłącznie na jednej skrajnej linie stalowej. Nie dostaje się do innych linek dzięki oddzieleniu ich od siebie warstwą gumy. Liny stalowe w linie wyrównawczej nie podlegają naprawie, dlatego oddzielenie ich od siebie ma decydujące znaczenie dla możliwości dalszej eksploatacji tejże liny. W większości liny SAG zbudowane są tak, że wyłączenie całego przekroju nośnego jednej liny stalowej (w tym przypadku skrajnej) nie powoduje 30% ubytku współczynnika bezpieczeństwa, a tym samym nie dyskwalifikuje liny z dalszej eksploatacji.

W przypadku przecięcia skrajnej liny stalowej, gdzie:

- wyłączenie liny stalowej nie powoduje 30% spadku współczynnika bezpieczeństwa w stosunku do nowej liny,
- ubytek przekroju nośnego liny liczony na długości 1 m liny i określony na podstawie badań magnetycznych i wzrokowych wynosi nie więcej niż 20% w stosunku do nowej liny, zostaje zachowana budowa liny, co ma wpływ na zrównoważenie jej momentu odkrętu i możliwość dalszej jej eksploatacji.

W czterech przypadkach zastosowano, pozytywnie zaopiniowaną przez CBiDGP sp. z o.o. technologię zacisków miedzianych. Technologia ta jest możliwa tylko i wyłącznie przy istniejącym odstępie pomiędzy zawulkanizowanymi linami stalowymi w linie stalowo-gumowej. Należy jednak pamiętać, że w tych przypadkach przekrój nośny liny stalowej z zaciskami wyłączony jest z obliczeń aktualnego współczynnika bezpieczeństwa liny wyrównawczej.

5. Naprawy powłoki gumowej

Jak wspomniano wyżej podczas uszkodzenia lin stalowo-gumowych, naprawie podlega wyłącznie powłoka gumowa. Poprzez uszkodzoną powłokę gumową na liny stalowe oddziaływuje woda powodując korozję. Liny stalowe w linach stalowo-gumowych (nie tylko w linach SAG) pokryte są cienką warstwą ocynku (klasa B), a tym samym czas odporności na korozję jest ograniczony. Wynika stąd, że szybka reakcja serwisu na uszkodzenia powłoki gumowej jest istotnym czynnikiem wpływającym na żywotność lin stalowo-gumowych.

5.1. Metody naprawy powłoki gumowej lin stalowo-gumowych

Do naprawy powłoki gumowej lin stalowo-gumowych w górniczych wyciągach szybowych można stosować metody:

a) **wulkanizacji na zimno** poprzez zastosowanie gumy samowulkanizującej – jednak wymogi odnośnie przygotowania powierzchni, czasu, wilgotności przy warunkach panujących w większości szybów i czasie jaki się ma do dyspozycji, eliminują tę metodę jako użyteczną.

b) **klejenia** poprzez zastosowanie klejów trudnopalnych; na dzień dzisiejszy na rynku funkcjonuje głównie klej SC-2000 (klej ten przed wejściem do UE kiedy, było wymagane dopuszczenie do stosowania w podziemnych zakładach górniczych – posiadał takie dopuszczenie), powszechnie stosowany również do klejenia taśm przenośnikowych pracujących w warunkach dołowych.

c) **wulkanizacji na gorąco** poprzez zastosowanie prasy wulkanizacyjnej w obudowie ognioszczelnej, dopuszczonej do stosowania w podziemnych zakładach górniczych, co warunkowane jest posiadaniem aktualnego protokołu z odbioru technicznego urządzeń budowy przeciwwybuchowej (odbiór nie rzadziej niż co 3 miesiące).

5.2. Wybór metody naprawy: klejenie czy wulkanizacja na gorąco

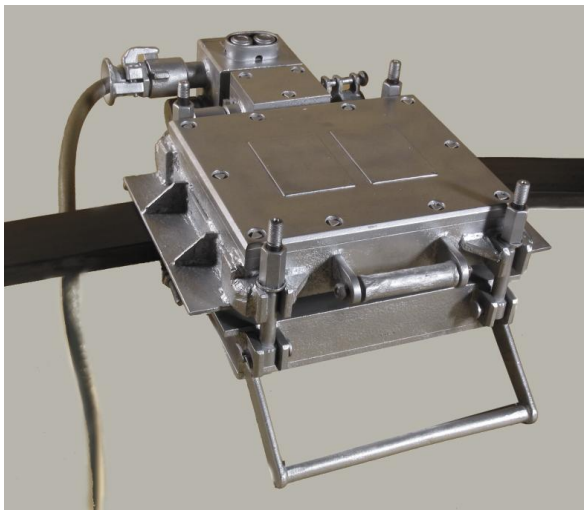
Zarówno klejenie jak i wulkanizacja wymagają wyczyszczenia i wysuszenia powierzchni klejonej:

a) uszkodzenie powłoki gumowej nie dochodzące do lin stalowych: można zastosować klejenie po uprzednim wyczyszczeniu i wysuszeniu powierzchni poprzez odparowanie (przetarcie spirytusem),

b) uszkodzenie powłoki gumowej sięgające do lin stalowych: w tym przypadku nie ma możliwości odparowania wody, która ewentualnie dostała się do lin stalowych bez zastosowania nagrzania:
   - metoda klejenia – chcąc zastosować klejenie należałoby wcześniej odparować wodę z lin stalowych, w przeciwnym razie klejąc powłokę zamyka się wodę w linie stalowej; do odparowania wody można zastosować tzw. opalarkę, ale nie jest to sprzęt budowy ognioszczelnej,

a więc jej ewentualne zastosowanie wymagałoby uzyskania pozwolenia (podobnie jak w przypadku robót spawalniczych),

– metoda wulkanizacji na gorąco przy użyciu prasy ognioszczelnej (rys. 4) pozwala na odparowanie ewentualnej wody z lin stalowych, zachowanie jednolitej pod względem własności (antyelektrostatyczność, wytrzymałość, współczynnik tarcia) i ciągłości powłoki gumowej, a co za tym idzie jest z punktu technicznego właściwą metodą naprawy powłoki gumowej w przypadkach uszkodzeń sięgających do lin stalowych.



Rys.4. Prasa wulkanizacyjna SAG w obudowie ognioszczelnej

6. Serwis lin SAG

Zgodnie z dopuszczeniami Wyższego Urzędu Górniczego do eksploatacji płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG l.dz. EM-619/ 4004/1/94/Zt z 15.04.1994 r. (dla lin dostarczonych do 31.05.2004 r.) i l.dz. GEM/4704/001/04/05413/AZ z 23.04.2004 r. (dla lin dostarczonych do 21.03.2007 r.) oraz DTR-SAG-2007 stanowiącą załącznik do Certyfikatu Bezpieczeństwa „B" dla lin wyprodukowanych po 20.03.2007 r. (liny wyrównawcze zgodnie z obowiązującymi aktualnie przepisami nie podlegają obowiązkowi dopuszczenia do stosowania przez Wyższy Urząd Górniczy), jak i udzieloną przez producenta gwarancją na te liny, uprawnioną jednostką do wykonania naprawy powłoki gumowej jest Serwis producenta lin – SAG Wytwórni Lin Stalowo-Gumowych sp. z o.o. Na dzień dzisiejszy producent lin SAG nie udzielił żadnej innej jednostce autoryzacji na naprawy powłoki gumowej płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG.

W punkcie 3 niniejszego opracowania podano średnią liczbę napraw przypadającą na linę SAG, znajdującą się w eksploatacji a mianowicie, że jest to około 1 naprawa na rok. Stąd chcąc zapewnić pełną obsługę użytkowników lin

SAG producent powinien zabezpieczyć zdolność serwisu do wykonania, co najmniej tylu napraw, ile w danym roku jest eksploatowanych lin.

Na dzień dzisiejszy Serwis Lin SAG zapewnia wykonanie w same tylko dni wolne od wydobycia (soboty, niedziele) około 300 napraw.

7. Podsumowanie

Zastosowanie w górniczych wyciągach szybowych płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG, co najmniej 3-krotnie zwiększyło żywotność przedmiotowych lin w stosunku do wcześniej stosowanych lin stalowych (w niektórych przypadkach nawet 7-krotnie).

Warunkiem utrzymania długiej żywotności lin stalowo-gumowych jest w dużym stopniu szybka reakcja na wszelkie uszkodzenia ciągłości powłoki gumowej liny, jak i wykonanie naprawy metodą odpowiednią dla danego rodzaju uszkodzenia.

Literatura

1. CBiDGP sp. z o.o. i SAG Sp. z o.o.: Protokoły z naprawy i badań nadzwyczajnych uszkodzonych miejsc liny wyrównawczej stalowo-gumowej typu SAG za okres 1994-2009.
2. Martyna R., Pypłacz J., Szulc P., Milcarz T.: Badanie stanu technicznego linek uszkodzonych lin płaskich stalowo-gumowych. Materiały konferencyjne – I Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie", 2005.
3. Dokumentacja techniczna płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG „DT-SAG-2007". SAG Wytwórnia Lin Stalowo-Gumowych SAG sp. z o.o. – marzec 2007.

Przyczyny krótkiej trwałości lin trójkątnosplotkowych ø 62,0 mm stosowanych w jednolinowym górniczym wyciągu szybowym

Zbigniew Fundalewicz, Stefan Mateja – Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego sp. z o.o.

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono wyniki badań liny trójkątnosplotkowej ø 62,0 mm eksploatowanej przez 16 miesięcy w jednolinowym górniczym wyciągu szybowym. Omówiono przyczyny krótkiej trwałości liny oraz przedstawiono propozycje zastosowania innych konstrukcji lin, mogących w istniejących warunkach pracy, prowadzić do przedłużenia czasy użytkowania.

1. Podstawowe dane liny oraz warunków pracy w wyciągu górniczym

1.1. Dane dotyczące liny [1]

- Wytwórca – „CZG-Stal" sp. z o.o. w Sosnowcu.
- Średnica i typ konstrukcyjny liny – ø 62 mm, trójkątnosplotkowa.
- Oznaczenie – ø 62,0-6(6+12+14+20)+Ao-Z/z-I-g-1670 według PN-66/G-46602.
- Konstrukcja – 6(20×2,94+14×2,91+12×2,13+3×1,00+6×1,92)+FC.
- Przekrój nośny – $F_n = 1733{,}0$ mm^2.
- Sumaryczna siła zrywająca druty liny $P_w = 3018{,}16$ kN.
- Rzeczywista siła zrywająca linę w całości $P_c = 2630$ kN.
- Środek konserwujący – Elaskon II Star.
- Rodzaj rdzenia liny – włóknisty.
- Masa jednostkowa liny – q = 16,5 kg/m.

1.2. Wybrane dane z charakterystyki górniczego wyciągu szybowego [3]

Linę stosowano w szybie wdechowym, wydobywczo-zjazdowym, z jednolinową zrębową maszyną wyciągową „Koepe" o napędzie elektrycznym.

Wyciąg górniczy miał następujące podstawowe cechy charakterystyczne:

- droga ciągnienia $H_1 = 717$ m
- całkowita długość liny pomiędzy zawieszeniami $L_o = 872$ m
- średnica bębna pędnego D = 6500 mm
- średnica kół linowych usytuowanych w wieży obok siebie $D_1 = 6000$ mm
- stosunek średnicy koła linowego do średnicy liny $\frac{D_1}{d} = \frac{6000}{62} = 96{,}8$
- rodzaj wykładziny organu pędnego Modar R3/Mz
- rodzaj wykładziny kół linowych bez wykładzin
- średni nacisk jednostkowy liny na rowek linowy organu pędnego 1,94 MPa

– prędkość ciągnienia:
  - przy wydobyciu - V_u = 15,0 m/s ; podczas jazdy ludzi V_l = 10 m/s
– rodzaj naczyń wyciągowych 2 skipoklatki o Q_u = 11,6 Mg = 113,8 kN
– sposób prowadzenia naczyń wyciągowych prowadnice toczne, prowadniki stalowe, czołowe
– środowisko w szybie: szyb wilgotny
– natężenie pracy > 500 wyciągniętych skipów/dobę
– obciążenie statyczne liny nośnej:
  - przy ciągnieniu urobku Q_u = 39069,1 daN
  - podczas jazdy ludzi Q_l = 28884,2 daN

1.3. Dane dotyczące pracy liny

– Data założenia liny – 08.10.2005 r.
– Data zdjęcia liny – 18.02.2007 r.
– Czas pracy – 16 miesięcy
– Liczba wyciągniętych skipów – około 195000
– Wskaźnik pracy liny – 4 617,2 MNm/kg liny
– Wyniki badań wytrzymałościowych drutów z liny przed założeniem:
  - P_w = 301 816 daN (według karty badań technologicznych drutów liny).

Współczynniki bezpieczeństwa pracy liny odniesione do rzeczywistej siły zrywającej linę w całości P_c = 263000 daN po założeniu wynosiły:

- przy wydobyciu: $n_u = \frac{P_c}{Q_u} = \frac{263000daN}{39069,1daN} = 6,73 > n_{min} = 6,13$
- podczas jazdy ludzi: $n_l = \frac{P_c}{Q_l} = \frac{263000daN}{28884,2daN} = 9,10 > n_{min} = 7,13$

Podczas badań liny w czasie pracy stwierdzono:

– Szereg pojedynczych pęknięć drutów warstwy zewnętrznej tworzących skupiska pęknięć do 7 drutów/40d i do 3 drutów/3d, szczególnie na odcinkach liny 130-270 m i 600-730 m od zawieszenia skipu wschodniego (odcinki rozruchu i hamowania). Do dnia badania lina posiadała 744 pęknięte druty. W chwili zdejmowania liny z urządzenia wyciągowego (18.02.2007 r.) liczba pękniętych drutów wynosiła 968.
– Na odcinku liny współpracującym z kołem linowym starcia pojedynczych drutów warstwy zewnętrznej o maksymalnej cięciwie starcia do 2,0 mm, co stanowiło około 1,5% ubytku przekroju nośnego liny.
– Lina nie posiadała deformacji, ani nie uległa zużyciu korozyjnemu, przy czym w sąsiedztwie wyłamanych drutów 2÷3 druty wykazywały nieznaczne poluzowania.
– Parametry geometryczne liny wynosiły:
  - średnica – 60-61,1 mm,
  - skok – 490-510 mm,

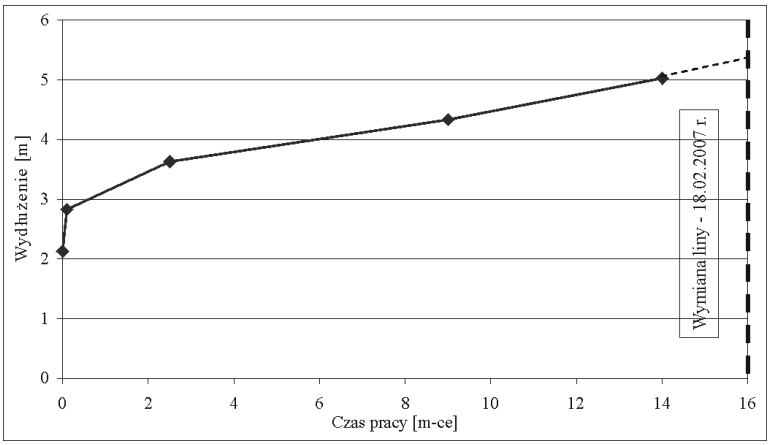
– badania magnetyczne potwierdziły istniejący stan pękniętych drutów i zużycia liny na skutek starć.

1.4. Wydłużenie liny

W czasie eksploatacji lina wydłużyła się łącznie o 5,03 m, a obliczone względne wydłużenie wynosiło:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{L_o} \cdot 100\% = \frac{5{,}03m}{872m} \cdot 100\% = 0{,}58\%$$

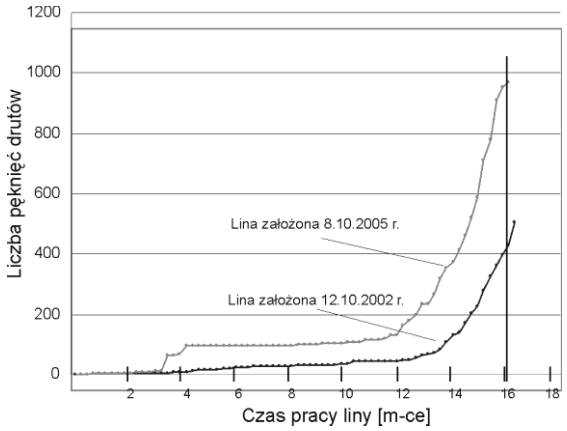
Przebieg wydłużenia się liny ujmuje wykres na rysunku 1.



Rys.1. Przebieg wydłużenia liny ø 62 mm trójkątnosplotkowej w czasie 14 miesięcy pracy

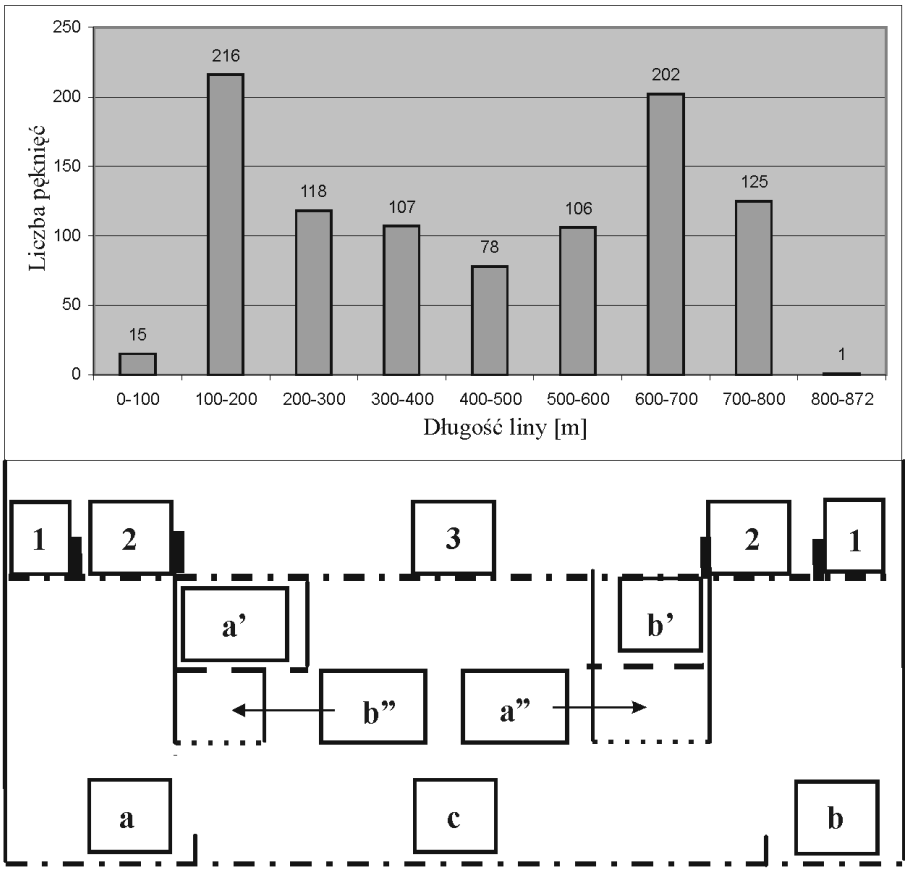
1.5. Pęknięcia drutów w linie na podstawie zapisów w „Arkuszu rozkładu pęknięć drutów" i uszkodzeń liny nośnej według użytkownika

1.5.1. Narastanie pęknięć drutów w linie w okresie od 08.10.2005 do 13.02.2007 r.



Rys.2. Wykres narastania pęknięć drutów

1.5.2. Rozkład pękniętych drutów wzdłuż liny w postaci diagramu słupkowego z zobrazowaniem odcinków poddanych jednokierunkowym i dwukierunkowym przeginaniem z uwzględnieniem odcinków przechodzących przez koła w czasie rozruchu i hamowania maszyny wyciągowej



Rys.3. Rozkład pęknięć drutów wzdłuż liny

1 – odcinek nie podlegający przeginaniu – 12 m, 2 – odcinek podlegający jednokierunkowemu przeginaniu – 61 m, 3 – odcinek podlegający dwukierunkowemu przeginaniu – 726 m, a' – odcinek liny z dwukierunkowym przeginaniem podlegający rozruchowi, b' – odcinek liny z dwukierunkowym przeginaniem podlegający hamowaniu, a'', b'' – jazda w przeciwnym kierunku, a – odcinek rozruchu – 112,5 m, b – odcinek hamowania – 93,75 m, c – odcinek jazdy ustalonej – 665,75 m

1.5.3. Liczba pęknięć drutów na dobę w ostatnim miesiącu pracy liny od 15.01.2007 r. do 13.02.2007 r.

W ciągu ostatniego miesiąca pracy liny przyrost pękniętych drutów wynosił 405 i suma pękniętych drutów osiągnęła 968. Liczba pęknięć drutów na

dobę wahała się od 3 do 34, średnio około 14 pęknięć drutów na dobę. Według publikacji [4] graniczna szybkość narastania pęknięć dla liny o dowolnej średnicy i konstrukcji wynosi:

$$V_{ngran} = \frac{l_r \cdot i_z}{K \cdot d} \cdot V_{kgran}$$

gdzie:

l_r [m] – odcinek liny najbardziej zmęczony, na którym skupia się największa liczba pęknięć drutów,

i_z – liczba zewnętrznych drutów w linie,

K – współczynnik krotności zwicia liny,

d [m] – średnica liny,

$V_{k\ gean}$ – graniczna wartość wskaźnika zmęczenia dla danej konstrukcji liny wyznaczona doświadczalnie.

Dla analizowanej liny:

– l_r = 726 m (odcinek liny dwukierunkowo przeginany),

– $i_z = 6 \times 20 = 120$ drutów zewnętrznych w linie,

– $k \times d = h$ – skok liny = 0,465 m,

– $V_{k\ gean}$ dla liny trójkątnosplotkowej jest równy:

$$65{,}0 \times 10^{-6} \frac{pęknięć}{dzień \times skok \times drut - zewnętrzny}$$

Wobec tego:

$$V_{ngran} = \frac{120 \cdot 726}{0{,}465} \cdot 65{,}0 \cdot 10^{-6} = 12{,}17 \cong 12 \frac{pęknięć}{dzień}$$

Średni czas pracy lin użytkowanych w latach 1988-2008 r.

Z analizy czasu pracy 15 lin eksploatowanych w ostatnich 20. latach wynika, że średni czas pracy danej liny wynosił około 16 miesięcy, co można uznać, że trwałość lin jest stosunkowo mała.

2. Podsumowanie

2.1. Parametry górniczego wyciągu szybowego, tj. mały stosunek $\frac{D}{d} < 100$ i duże naciski jednostkowe pomiędzy liną a rowkiem koła linowego oraz duże natężenie ruchu przyczyniają się do stosunkowo małej trwałości stosowanych lin trójkątnosplotowych.

2.2. Z analizowanego wykresu na rysunku 3 wynika, że największa liczba pęknięć występuje na odcinkach liny dwukierunkowo przeginanych podlegających rozruchowi i hamowaniu.

2.3. Z wykresu wydłużenia liny podczas eksploatacji na rysunku 1 można stwierdzić, że w końcowym stadium pracy liny nastąpiło nieznaczne przegięcie krzywej, co świadczy o postępującym zmęczeniu liny. Potwierdza to też obliczony wskaźnik pracy liny $A = 4617{,}2\frac{MNm}{kg\ /\ liny}$ [7].

2.4. Narastające zmęczenie liny objawiało się znacznymi przyrostami pęknięty drutów, szczególnie w ostatnim miesiącu eksploatacji, co uwidacznia wykres na rys. 2 oraz, że rzeczywista średnia prędkość narastania pęknięć wynosząca 14 pęknięć/dzień była większa od obliczonej granicznej szybkości narastania pęknięć wynoszącej 12 pęknięć/dzień.

2.5. W celu zwiększenia trwałości lin należałoby:

- w przyszłości zastosować wykładziny w kołach linowych,
- zmienić konstrukcję liny tzn. zastosować liny z liniowym, bądź liniowo-punktowym,
- stykiem drutów pomiędzy warstwami w splotkach lub też liny bardziej odporne na naciski jednostkowe.

Literatura

1. Fundalewicz Z.: Ekspertyza Nr 80/LN/Rz/07 z ostatniego badania liny przed odłożeniem.
2. Hankus J.: Ekspertyza przyczyn niskiej trwałości lin wyciągowych nośnych - SITG nr 416/79.
3. Schemat olinowania dla ciągnienia urobku. Biuro Projektów – Kraków.
4. Hankus J.: Wskaźnik zużycia górniczej liny wyciągowej. Cuprum 1-2/89.
5. Arkusz rozkładu pęknięć drutów i uszkodzeń liny nośnej założonej 08.10.2005 r. według użytkownika.
6. Świadectwo liny nr 3/S/04 – „CZG-Stal" sp. z o.o. Sosnowiec.
7. Kryteria wymiany lin wyciągowych. Główny Instytut Górnictwa w Katowicach, 1983.

Szczegółowy rozkład zużycia zmęczeniowego liny nośnej wzdłuż jej długości, na przykładzie liny eksploatowanej w górniczym wyciągu skipowym z maszyną zrębową

Michał Nowak, **Andrzej Kaczmarczyk** – Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego sp. z o.o.

Streszczenie. Praca nawiązuje do problematyki zużycia zmęczeniowego lin nośnych górniczych urządzeń wyciągowych o dużym natężeniu ruchu. Przedstawiono w nim krzywą „Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny" wykreślony na podstawie liczby złomów zmęczeniowych liny nośnej trójkątnosplotkowej ø = 65 mm. Omówiono szczegółowo przedstawioną krzywą, w szczególności proces rozruchu i hamowania. Przedstawiono, w którym momencie pracy liny następuje szybsze jej zużycie. Opisano propozycje wartości przyspieszeń i opóźnień w czasie jazdy naczyń, jakie należałoby przyjmować, aby czas pracy liny nośnej był dłuższy.

1. Wstęp

Zużycie zmęczeniowe lin stalowych związane jest z ich ograniczoną trwałością zmęczeniową. Jest parametrem, który można zdefiniować na kilka sposobów. Najczęściej jako liczbę cykli, którą dana lina może przepracować w określonych warunkach środowiskowych obciążeniowych. Parametr ten znakomicie nadaje się do porównywania różnych konstrukcji lin między sobą, pracujących w podobnych miejscach. Niestety jest bardzo trudny do liczbowego określenia. Popularne są dwie metody: poprzez obliczenie dopuszczalnej liczby cykli według mniej lub bardziej złożonej formuły matematycznej lub na podstawie badań wytrzymałościowych na maszynach wytrzymałościowych [1].

Metoda pierwsza jest mało precyzyjna, wzory zawierają wiele współczynników i z natury rzeczy nie uwzględniają czynników losowych. Metoda ta jest jednak popularna w krajach zachodniej Europy do szacowania trwałości zmęczeniowej lin w nowych zastosowaniach.

Metoda druga wymaga kosztownych, czasochłonnych i nieporównywalnych badań zmęczeniowych na maszynach różnych konstrukcji. Wyniki te są miarodajne, ale mają poważne ograniczenia, w wyniku jednostkowego charakteru i nie mogą być uogólniane, występują też problemy ze standaryzacją. Długi czas trwania badań i ograniczenia wynikające z konstrukcji maszyn wytrzymałościowych znacznie ogranicza zakres badań i liczbę analizowanych czynników.

Określenie trwałości zmęczeniowej lin stalowych przysparza wielu problemów interpretacyjnych, zwłaszcza dla lin stalowych będących w eksploatacji. W niniejszej pracy przedstawiono wyniki uzyskane w okresie eksploatacji liny wyciągowej nośnej konstrukcji trójkątnosplotkowej o średnicy 65 mm. Do badań wybrano linę starej konstrukcji, o punktowym styku drutów między sobą, według normy PN-66/G-46602. Liny takie mają wpisaną w konstrukcję skłonność do wcześniejszego zużycia zmęczeniowego. Zużycie takiej liny objawia

się w łatwy do obserwacji sposób: notowania liczby pękniętych drutów. Krzywą rozkładu pęknięć zmęczeniowych wykreślono na podstawie zliczania liczby widocznych złomów na odcinkach o długości 10 metrów.

2. Podstawowe dane dotyczące liny nośnej oraz warunków pracy w górniczym wyciągu szybowym

Podstawową cechą lin trójkątnosplotkowych jest punktowy styk drutów w splotkach. Fakt ten powoduje, że liny takie mają wpisaną w konstrukcję skłonność do wcześniejszego zużycia zmęczeniowego. Po pierwsze w punktach na stykach drutów następuje koncentracja naprężeń, które mają charakter naprężeń Hertza i zależą nie tylko od sił poprzecznych, ale także od krzywizny kontaktujących się powierzchni. Po drugie w trakcie przeginania takiej liny na kołach i pędniach następuje dodatkowe przeginanie drutów wewnątrz splotki, gdyż druty zachowują się jak belki podparte w wielu punktach i obciążone skupionymi siłami pochodzącymi od kontaktu z kolejną warstwą. Zjawisko to w odróżnieniu od zginania lin na kołach nazywanego zginaniem pierwotnym określa się jako zginanie wtórne [2].

Ponadto do produkcji przedmiotowej liny zastosowano druty o dużej klasie wytrzymałości. Wyższa wytrzymałość drutów powoduje obniżenie ich trwałości zmęczeniowej.

2.1. Dane dotyczące liny według świadectwa wytwórcy

–	Wytwórca	„CZG-Stal” sp. z o.o. w Sosnowcu
–	Nr świadectwa	104/S/05
–	Oznaczenie	65 ZBB 6 V 6(20+14+12+6)+FC 1770 ZZ według PN-66/G-46602
–	Konstrukcja	6(6x2,00+3×1,00+12×2,23+14x3,06+20x3,09)
–	Rodzaj liny	stalowa ocynkowana
–	Budowa	współzwita prawa
–	Klasa wytrzymałości drutów R_m	1770 MPa
–	Nominalna masa jednostkowa liny nośnej	18,2 kg/m
–	Przekrój nośny	1910 mm^2
–	Długość skoku zwicia	500 mm
–	Materiał rdzenia	sizal
–	Typ smaru	Nyrosten N 113
–	Nominalne obciążenie niszczące linę	P_o = 3380,70 kN
–	Sumaryczna sił zrywająca druty liny	P_w = 3496,92 kN
–	Siła zrywająca linę w całości	P_c = 2979 kN
–	Sprawność wytrzymałościowa	$n = P_c/P_w$ = 0,856

2.2. Wybrane dane z charakterystyki górniczego wyciągu szybowego

Szyb „Leon II" KWK „Rydułtowy-Anna" jest szybem wdechowym, wilgotnym, wydobywczo-zjazdowo-materiałowym, dwuprzedziałowym, z dwoma usytuowanymi obok siebie maszynami jednolinowymi na zrębie, o napędzie elektrycznym. W przedziale północnym zastosowano skipowe urządzenie wyciągowe o parametrach pracy, takich jak: udźwig, przyspieszenie, prędkość jazdy i opóźnienie.

Górniczy wyciąg szybowy „Leon II" w przedziale północnym ma następujące dane techniczne:

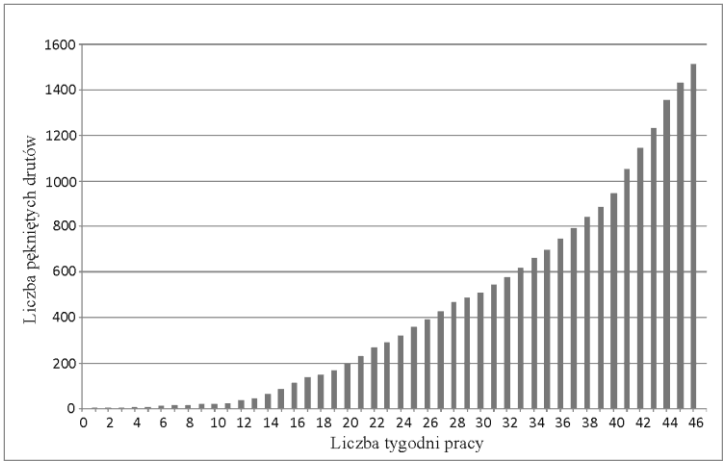
- Droga ciągnienia $H = 800$ m
- Średnica bębna pędnego $D = 7000$ mm
- Średnica kół linowych $D = 6300$ mm
- Średnica liny nośnej $d = 65$ mm
- Długość liny od koła linowego do zawieszenia w podszybiu $H_l = 820$ m
- Długość liny pomiędzy zawieszeniami $H_z = 996$ m
- Przyśpieszenie ruchowe przy wydobyciu $a = 1$ m/s^2
- Opóźnienie ruchowe przy wydobyciu $b = 1{,}2$ m/s^2
- Opóźnienie w czasie wyzwalania hamulca bezpieczeństwa $b_1 = 2{,}0$ m/s^2
- Czas załadunku urobku $t_z = 12$ s
- Czas wyładunku urobku $t_w = 8$ s
- Czas przejazdu skipu $t_p = 85$ s
- Rodzaj naczyń wyciągowych 2 skipy 15,5 Mg
- Rodzaj zawieszeń liny nośnej - zawieszeń 1-linowego wlk. 6 ø = 61-65 mm
- Prędkość jazdy 15,5 m/s
- Zdolność wydobywcza wyciągu 819 wyc/dobę

2.3. Dane dotyczące pracy liny

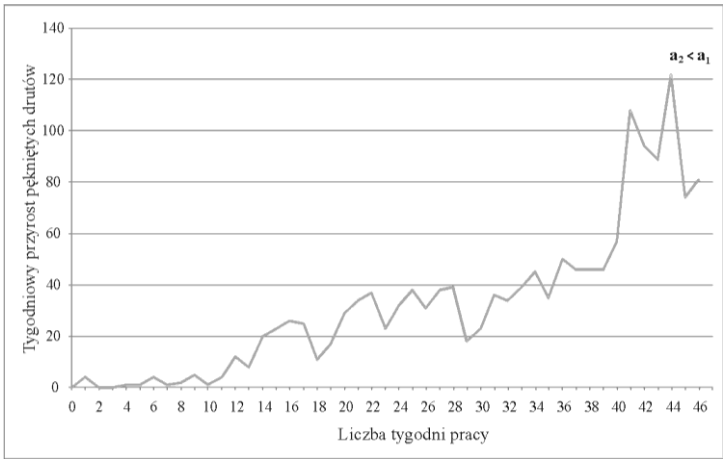
Data założenia – 17.12.2005 r.
Data wybudowania – 4.11.2006 r.
Łączny czas pracy – 321 dni = 10 miesięcy i 17 dni.

Wyniki badań wytrzymałościowych drutów z liny przed jej zabudowaniem:

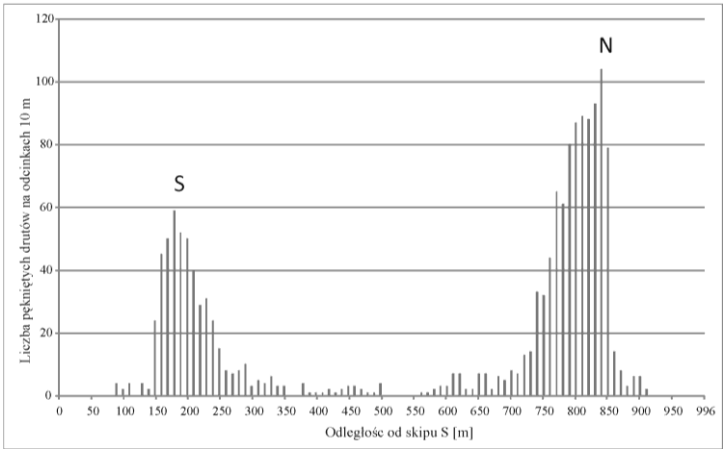
- Sumaryczna siła zrywająca druty liny $P_w = 3496{,}92$ kN
- Siła zrywająca linę w całości $P_c = 2979$ kN
- Maksymalne statyczne obciążenie liny nośnej przy wydobyciu urobku $Q_u = 451$ kN
- Obliczony współczynnik bezpieczeństwa $> n_w = 6{,}1$
- Lina brała udział w wyciągnięciu 99077 skipów. Przyjmując tygodniowe wykorzystanie urządzenia jako 5,25 otrzymano średnią liczbę wyciągów na dobę *i = 412*,



Rys.1. Zużycie liny jako funkcja czasu pracy



Rys.2. Tygodniowy przyrost liczby pękniętych drutów



Rys.3. Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny

3. Analiza rozkładu pęknięć zmęczeniowych wzdłuż długości liny nośnej trójkątnosplotkowej (rys. 3)

Z analizy wyżej wymienionego rysunku wynika, że proces zużycia zmęczeniowego w omawianym przypadku to głównie moment rozruchu i hamowania naczynia. Na odcinku w którym naczynia poruszają się ze stałą prędkością, mimo przeginania liny na kole pędnym i kołach kierujących, liczba złomów jest znacząco mniejsza.

Odcinek liny, który odpowiada rozruchowi i hamowaniu nad skipem południowym nazwano odcinkiem „S", a odcinek liny, który odpowiada rozruchowi i hamowaniu nad skipem północnym nazwano odcinkiem „N". Odcinki te wyznaczono tak, że odpowiadają współpracy liny z kołem napędowym i kołami kierującymi w czasie przyspieszania naczyń. Wyraźnie widać, że liczba pękniętych drutów na odcinku „N" jest znacząco większa niż liczba pękniętych drutów na odcinku „S".

Odcinek „S" jest odcinkiem 90-330 m od skipu południowego.

Odcinek „N" jest odcinkiem 670-910 m od skipu południowego (90-330 m od skipu północnego).

Długość wyżej wymienionych odcinków wynosi 2 x 240 m

Suma pękniętych drutów na całej długości liny L = 1509

Suma pękniętych drutów na odcinku „S" $L_s = 486$

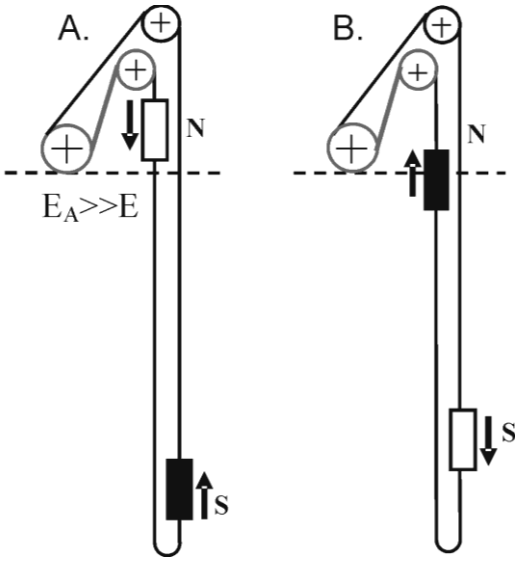
Suma pękniętych drutów na odcinku „N" $L_n = 949$

$$\frac{Ls + Ln}{L} \times 100\% = 95\%$$

$$\frac{Ls}{L} \times 100\% = 32\% \qquad \frac{Ln}{L} \times 100\% = 63\%$$

$$\frac{Ln}{Ls} = 1{,}95$$

Suma pękniętych drutów na odcinkach rozruchu i hamowania nad skipem „S" i nad skipem „N" odpowiada 95% wszystkich pękniętych drutów na całej długości liny. Rozkład pęknięć drutów na całej długości liny (rys. 3) jest wyraźnie niesymetryczny. Stosunek liczby pękniętych drutów na odcinku N do liczby pękniętych drutów na odcinku S wynosi 1,95. Odcinek „N" odpowiada współpracy liny z kołem pędnym w momencie rozruchu pełnego skipu południowego z podszybia oraz hamowaniu pełnego skipu północnego na nadszybiu. W wyżej wymienionych fazach pracy liny stwierdzono znacząco większe zużycie liny (większe o 95% niż w momencie rozruchu pełnego skipu północnego z podszybia oraz hamowaniu pełnego skipu południowego na nadszybiu).



Rys.4. Schematy urządzenia wyciągowego jednolinowego z maszyną wyciągową usytuowaną na zrębie: A) rozpędzanie pustego skipu północnego (N) z nadszybia od strony podsiębiernej, B) hamowanie załadowanego skipu północnego (N) na nadszybiu od strony podsiębiernej

4. Przyczyny niesymetrycznego zużycia zmęczeniowego liny wzdłuż jej długości

W celu określenia zużycia zmęczeniowego lin wyciągowych nośnych, w szczególności lin pracujących górniczych wyciągach skipowych, możemy posłużyć się opracowanym przez Główny Instytut Górnictwa [3] wskaźnikiem czasu pracy liny A. Na podstawie zebranych doświadczeń określono wartości wskaźnika dla poszczególnych typów urządzeń wyciągowych i różnych konstrukcji lin.

Wskaźnik czasu pracy liny wyrażany jest w $\frac{MNm}{kg\ liny}$. Dla pracy liny trójkatnosplotkowej w urządzeniu wyciągowym bębnowym wskaźnik A osiąga następujące wartości:

– lina nasiębierna $A_n = 4600\ \frac{MNm}{kg\ liny}$

– lina podsiębierna $A_p = 4100\ \frac{MNm}{kg\ liny}$

$$\frac{An}{Ap} = 1{,}12$$

Z powyższych danych wynika, że czas pracy liny nasiębiernej w urządzeniu bębnowym jest o 12% dłuższy niż czas pracy liny podsiębiernej. Większe zużycie liny nośnej następuje przy pracy liny od strony podsiębiernej (nachodzenie liny na bęben pędny następuje od dołu) niż od strony nasiębiernej. Wynika to z tego, że lina przy nachodzeniu na bęben od strony podsiębiernej

zostaje przeginana w przeciwnym kierunku niż na kole kierującym. Przy nachodzeniu liny na bęben od strony nasiębiernej lina zostaje przeginana w tym samym kierunku. Przeginanie liny w przeciwnych kierunkach powoduje większe zużycie zmęczeniowe liny. W wyciągu bębnowym podczas każdego cyklu pracy lina nasiębierna wykonuje 1½ przegięcia, a lina podsiębierna 2½ przegięcia. Należy to mieć na uwadze przy ocenie postępującego osłabienia liny, ponieważ przeginanie przy zbliżonych wartościach obciążeń ma decydujący wpływ na postępujące zmęczenie liny.

Omawiany wyciąg posiada maszynę jednolinową posadowioną na zrębie. Koła kierujące usytuowane są na wieży jedno obok drugiego. Jest to rozwiązanie mniej korzystne niż posadowienie kół jedno nad drugim. Do napędu wyciągu zastosowano koło pędne typu Koepe o średnicy 7000 mm. W przytoczonej wyżej literaturze [3] stwierdzono że większe zużycie liny następuje w momencie współpracy liny **koło kierujące – koło pędne od strony podsiębiernej** (zmiana kierunku przeginania liny). W wyżej wymienionym odcinku następuje zmniejszenie siły w linie w wyniku przyspieszania pełnego skipu południowego na podszybiu. W omawianym odcinku następuje również zmniejszenie siły w linie w momencie hamowania pełnego skipu północnego na nadszybiu. Wymienione odcinki odpowiadają odcinkowi N, gdzie stwierdzono większe zużycie liny. Z przedstawionej tutaj analizy można wysunąć wniosek, że większe zużycie liny następuje w momencie zmniejszenia siły w linie, w stosunku do średniej siły w linie, w czasie całego cyklu. Zmniejszenie siły w linie związane jest z dynamiką całego układu.

5. Optymalny dobór wielkości przyspieszeń i opóźnień jazdy naczyń wyciągowych w celu wydłużenia czasu pracy lin nośnych

W związku z pogłębianiem istniejących oraz budową coraz głębszych szybów jesteśmy zmuszeni do stosowania coraz dłuższych lin nośnych. W celu zapewnienia wymaganych wydajności urządzeń wyciągowych stosujemy wysokie wartości przyspieszeń, opóźnień i prędkości jazdy. Wyżej wymienione czynniki wpływają na czas pracy lin nośnych, który ulega wyraźnemu skróceniu. W wielu przypadkach jesteśmy zmuszeni do stosowania lin najwyższej jakości renomowanych światowych producentów. Nawet liny renomowanych producentów nie są w stanie zapewnić oczekiwanej długości czasu pracy. Co skutkuje przestojami urządzeń i zwiększonymi wydatkami na wymiany lin. Zatem każde działanie polegające na optymalizacji wartości przyspieszeń i opóźnień wpływające na wydłużenie czasu pracy lin jest wskazane.

W omawianym przypadku wydłużenie czasu pracy liny możemy osiągnąć poprzez zmniejszenie wartości przyspieszenia rozruchu liny od strony nasiębiernej (załadowany skip południowy rusza z podszybia). Wartość przyspieszenia rozruchu od strony podsiębiernej liny oraz wartości opóźnienia w czasie hamowania od strony podsiębiernej i nasiębiernej możemy pozostawić takie same. Takie postępowanie powinno doprowadzić do równomiernego zużycia liny po obu stronach oraz wydłużyć czas pracy liny nośnej.

6. Wnioski

6.1. Zużycie zmęczeniowe liny nośnej skupia się głównie w momencie współpracy liny z kołami w czasie rozruchu i hamowania całego układu. Na odcinku w którym układ porusza się ze stałą prędkością , mimo przeginania liny na kole pędnym i kołach kierujących, liczba złomów jest znacząco mniejsza. Suma pękniętych drutów na odcinkach rozruchu i hamowania w omawianym urządzeniu odpowiada **95%** wszystkich pękniętych drutów na całej długości liny.

6.2. W przedstawionym przykładzie stwierdzono większe zużycie zmęczeniowe liny nośnej w momencie rozruchu od strony nasiębiernej (załadowany skip „S" rusza z podszybia) oraz hamowania od strony podsiębiernej (załadowany skip „N" dojeżdża do nadszybia). Stosunek liczby pękniętych drutów na odcinku nad skipem „N" do liczby pękniętych drutów na symetrycznym odcinku nad skipem „S" wynosi **1,95**.

6.3. Większe zużycie liny nośnej w urządzeniu zrębowym następuję w czasie rozruchu układu (przyspieszaniu) i zejściu liny z koła pędnego od strony podsiębiernej i nabiegu „lekko poluźnionej" liny na koło kierujące, gdzie następuje niekorzystna zmiana kierunku przeginania liny.

6.4. W celu wydłużenia czasu pracy liny nośnej należałoby zmniejszyć wartość przyspieszenia rozruchu liny od strony nasiębiernej (załadowane naczynie rusza z podszybia). Pozostałe wartości przyspieszenia i opóźnienia możemy pozostawić takie same.

Literatura

1. Hankus J.: Budowa i własności mechaniczne lin stalowych. Wydanie drugie rozszerzone. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2000.
2. Tytko A.: Eksploatacja lin stalowych. Wyd. Śląsk, Katowice 2003.
3. Główny Instytut Górnictwa, Instytut Nowych Technik Górniczych i Atestacji w Katowicach, TN-IV-4/1170/83 z dnia 29.06.1983r. Kryteria wymiany lin wyciągowych.
4. Dłubis P., Nowak M., Tytko A.: Krzywe zużycia zmęczeniowego lin wyciągowych – przebiegi rzeczywiste i ich komputerowe modelowanie. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Komag, Zakopane 2005.
5. Nowak M., Bulenda P.: Przyczyny szybkiego zużywania się lin nośnych trójkątnosplotkowych, stosowanych w górniczym wyciągu szybowym z maszyną zrębową w szybu o głębokości 800 m, CBiDGP Ustroń 2008.
6. Nowak M.: Reasons for premature of head ropes used In pit-bank skip-tipe shaft hoist in a shaft with the depth of 800 m. MAISK Odessa 2009.
7. Ekspertyzy Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego dotyczące badań liny nośnej z lat 2005 i 2006.
8. Świadectwo liny nośnej nr 104/S/05.
9. Badania drutów z liny wyciągowej po zdjęciu na zrywanie, przeginanie i skręcanie (trzy splotki); Wynik nr 11/L/08 CBiDGP.

O pamięci liny w procesie jej eksploatacji – badania w oparciu o dane eksploatacyjne

Jacek M. Czaplicki – Politechnika Śląska

Streszczenie. Praca traktuje o szczególnej właściwości procesu zużywania się liny nośnej wyciągu szybowego. Jak wykazały badania w oparciu o dane empiryczne, stan liny w danej chwili zależy od tego, jaki był stan liny w poprzednim badaniu. Szukając odpowiedzi na pytania, jak mierzyć tą zależność oraz czy zależność ta jest stała w czasie, przeprowadzono badania teoretyczne z wykorzystaniem danych kopalnianych. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że po początkowym okresie, gdy zużywanie się liny jest bez wizualnych oznak, następuje okres jak-gdyby „wykluwania się" tej zależności. W dalszym okresie eksploatacji liny siła zależności jest w przybliżeniu stała. Jak wykazały badania, stan liny w danym momencie w przybliżeniu w 80% zależy od tego, jaki był stan liny w poprzednim badaniu, a w około 20% zależy od tego, jaki był stan liny dwa okresy wcześniej. Stwierdzono również, że może zdarzyć się, iż nagle siła tej zależności zmienia się i wyraźnie ważniejsze staje się to, co było tuż w poprzednim badaniu. Przyczyna fizyczna tej zmiany nie jest znana, jednakże można przypuszczać, że w procesie zużywania się liny pojawia się nowa składowa tego procesu – miejscowa kumulacja liczby pęknięć drutów.

1. Wprowadzenie

Truizmem jest stwierdzenie, że proces zużywania się liny nośnej wyciągu szybowego jest tak skomplikowany, że od przeszło pół wieku różni badacze czyniąc starania, aby zidentyfikować i dobrze opisać w sensie formalnym ten proces, nie osiągnęli spektakularnych wyników. Nadal daleko jest do takiego opisu tego procesu, aby móc *dobrze* prognozować stan liny w przyszłości. Chociaż czynniki powodujące, że proces jest tak skomplikowany są dobrze znane, to już na przykład wielkość ich wpływu na sam przebieg tego procesu w danym, konkretnym przypadku jest na ogół trudna do jednoznacznej identyfikacji. W świecie inżynierskim, w przypadku tak trudnych zagadnień problemy na ogół upraszcza się, odrzucając wszystko to, co ma nieduży wpływ bądź wpływ trudny do jego identyfikacji, skupiając się na tym, co najważniejsze. I tak też zrobiono w zakresie badania stanu lin nośnych urządzeń wyciągowych w procesie ich użytkowania, przyczyniając się przy tym wydatnie do rozwoju defektoskopii magnetycznej lin stalowych.

Badania magnetyczne tych cięgien sprowadzają się *de facto* do identyfikacji najsłabszego odcinka liny, takiego, dla którego ubytek przekroju nośnego jest największy. Graniczna wielkość tego ubytku jest podana w odnośnych przepisach górniczych. A zatem w trakcie eksploatacyjnego badania liny najważniejsze są odpowiedzi na dwa pytania:

1) Czy ubytek przekroju metalicznego liny dla najsłabszego jej odcinka nie przekracza wartości granicznej?

i – w przypadku pomyślnej odpowiedzi na to pytanie – szukanie odpowiedzi na drugie:

2) Czy ubytek przekroju metalicznego liny dla najsłabszego jej odcinka w następnym badaniu nie będzie istotnie przekraczał wartości granicznej? (w domyśle: co może być groźne dla bezpiecznej eksploatacji wyciągu).

Odnotujmy, że *de facto* prawie nie istnieje zagadnienie, że do czasu następnego badania pojawi się inny odcinek, który będzie charakteryzował się jeszcze większym ubytkiem przekroju nośnego aniżeli ten, wykryty w ostatnim badaniu.

Zauważmy, że choć odpowiedzi na te pytania są ogromnie ważne, to w badaniu magnetycznym skupiamy się na ogół na jednym tylko odcinku liny i interesuje nas jego stan obecny; może i stan tego odcinka w poprzednim badaniu. Jest to znaczne uproszczenie zagadnienia osłabienia liny, gdyż proces zużywania się liny rozpoczyna się w momencie założenia tego cięgna w wyciągu i biegnie nieprzerwanie do momentu jego wycofania z dalszej eksploatacji. Sam proces może być o wielowymiarowym charakterze. Oprócz bowiem zużywania się zmęczeniowego liny, co zawsze ma miejsce, może występować korozja, mogą mieć miejsce lokalne starcia drutów. Poza tym, może następować wydłużanie się liny, nie tylko w początkowym okresie jej użytkowania, co skutkuje lokalną redukcją średnicy niektórych drutów. Sam proces zużywania się zmęczeniowego liny bywa niekiedy dość złożony, w którym równolegle biegną różne procesy jednostkowe.

Procesem, który jest dobrze widoczny w czasie eksploatacji liny jest proces pękania jej drutów. Proces ten – po pierwszym okresie zużywania się liny bez widocznych oznak – towarzyszy użytkowaniu liny aż do końca. I to obojętne, czy linę w pewnym momencie wycofamy z dalszej eksploatacji i będzie to wspomniany koniec, czy – hipotetyczne – eksploatowalibyśmy linę aż do jej zerwania się. W przebiegu tego procesu zawartych jest dużo istotnych informacji, chociaż wiele z nich nie jesteśmy w stanie – miejmy nadzieję, że tylko do pewnego czasu – odczytać. Warto odnotować, że pojawiają się co pewien czas prace wskazujące na postęp w tej dziedzinie. Wydaje się, że i tę pracę można do tego kręgu zakwalifikować.

Celem niniejszego opracowania jest zaprezentowanie najnowszych wyników badań nad tzw. „pamięcią liny", która występuje w procesie kumulowania się pęknięć drutów w linie w trakcie jej użytkowania w wyciągu szybowym.

2. Stosowane funkcje aproksymacyjne

Zagadnienie wyboru najwłaściwszej funkcji aproksymacyjnej opisującej proces narastania liczby złomów zmęczeniowych drutów liny było przedmiotem licznych prac [1, 2, 3 8, 9, 10, 11]. Przypomnijmy, iż proponowane funkcje aproksymacyjne, to:

a) funkcja potęgowa,
b) funkcja wykładnicza,
c) funkcja liniowa,
d) zmodyfikowana funkcja autoregresji.

Postacie analityczne tych funkcji są dobrze znane; przypomnijmy jedynie zapis ostatniej funkcji, gdyż będzie to użyteczne w dalszej części rozważań:

$$\hat{N}_t = \mu n_{t-1} + \lambda n_{t-2} + \gamma t + \chi_t \qquad (1)$$

gdzie:

$\hat{N}_t$ – skumulowana (teoretyczna) liczba pęknięć drutów w linie w chwili t,
μ, λ, γ – parametry strukturalne funkcji,
n_{t-1}, n_{t-2} – skumulowana liczba pęknięć drutów w linie w poprzednim badaniu *t-1* i we wcześniejszym badaniu *t-2*,
χ_t – składnik losowy funkcji.

Jak to zostało stwierdzone w pracy [4], do różnych celów mogą być stosowane różne funkcje aproksymacyjne ponieważ funkcje te charakteryzują się różnymi właściwościami. Własności te mogą być przydatne do pewnych analiz czy rodzajów modelowania; mogą być niekorzystne dla innych celów i z tego względu nie powinny być aplikowane. Na dokonującym badanie spoczywa pełna odpowiedzialność za to, jaką funkcję wybierze i to on ponosi „konsekwencje" w sferze poprawności merytorycznej dokonanego wyboru.

Zauważmy, że trzy pierwsze z wymienionych funkcji są klasycznymi modelami tendencji rozwojowej, jak to określa się w teorii ekonometrii. W pewnym sensie funkcje te lepiej lub gorzej opisują funkcję wartości oczekiwanej procesu. Czwarta z wymienionych funkcji ma zupełnie inny charakter. Ponieważ w trakcie badań stwierdzono [1, 2, 3], że stosowane funkcje tendencji rozwojowej charakteryzują się słabymi właściwościami statystycznymi, więc zaistniała potrzeba znalezienia takiego opisu analitycznego, który by tych wad nie posiadał. Wskazówką do tego, jaką funkcję zastosować był fakt wykrycia autokorelacji w szeregach reszt, które są miarą rozrzutu danych teoretycznych i danych empirycznych. I tak powstała idea opisu kształtowania się sumarycznej liczby pęknięć drutów liny w procesie jej użytkowania funkcją autoregresyjną. W trakcie poszukiwania najwłaściwszego przepisu matematycznego na tą funkcję – przyjmując za kryterium *dobroci* najlepsze dopasowanie krzywej teoretycznej do danych kopalnianych – stwierdzono, że najwierniej opisuje to funkcja zmodyfikowanej autoregresji. Funkcja ta nie opisuje wartości przeciętnej; dobrze opisuje przebiegi rzeczywistych wartości procesu mając na uwadze współzależność pojawiających się wartości. Jak wykazały badania Czaplickiego i Dłubały [1, 2, 3, 6] zmodyfikowana funkcja autoregresji, spośród dotychczas stosowanych funkcji, najwierniej oddaje charakter zachodzących zmian w skumulowanej liczbie złomów. Z tego względu funkcja ta jest świetnym narzędziem do prognozowania tej zmiennej mając na uwadze niedaleki horyzont predykcji. Według ostatnich badań prowadzonych przez autora niniejszej pracy, zmodyfikowana funkcja autoregresji *dobrze* opisuje kształtowanie się sumarycznej liczby pęknięć drutów w czasie także i wtedy, gdy pojawia się nowy składnik w procesie zużywania się liny w postaci miejscowej kumulacji liczby pęknięć, np. takiej o jakiej pisze Tytko i Nowacki [12].

Prawdziwym stwierdzeniem jest, że stan liny za chwilę zależy od tego, jaki był stan liny przed tą chwilą. W trakcie badań nad procesem zużywania się lin wprowadzono pojęcie *pamięci* liny [3] dla odnotowania tego faktu[1].

W nauce stwierdzenie współzależności pewnych zjawisk stanowi na ogół impuls, punkt wyjściowy do dalszych badań nad tą współzależnością. Formułuje się z reguły takie pytania, jak:

- Jak mierzyć wykrytą współzależność?
- Czy ta współzależność jest stała, czy zmienia się z czasem?
- Jeżeli jest ona zmienna z czasem, to jaki charakter mają te zmiany?

Próba odpowiedzi na powyższe pytania doprowadziła do konstrukcji nowej funkcji aproksymacyjnej.

3. Funkcja autoregresyjna

Mimo, że funkcja (1) ma, jako jedyna ze stosowanych funkcji aproksymacyjnych, zgodność wymiarów, to badając właściwości tej funkcji stwierdzono, że jest ona niejednorodna. Z tego względu możliwości jej analizy są ograniczone.

Wiadomo z teorii procesów losowych, że dowolny proces stochastyczny ma co najmniej jeden parametr, według którego ten proces realizuje się. W przypadku procesu zużywania się liny tym parametrem może być czas, choć na ogół lepszym parametrem jest liczba wykonanych cykli pracy przez linę. W zależności od tego, jaki parametr procesu będzie wzięty pod uwagę otrzymamy istotnie różne oceny nieznanych wartości parametrów strukturalnych funkcji (1). I to właśnie oznacza niejednorodność tej funkcji. A zatem w celu otrzymania funkcji jednorodnej, która może być podstawą analiz interesujących z punktu widzenia prowadzonego badania, zdecydowano się na wyeliminowanie ostatniego składnika sumy prawej strony równania (1), otrzymując:

$$N_t = \mu n_{t-1} + \lambda n_{t-2} + \xi_t \tag{2}$$

gdzie: ξ_t jest składnikiem losowym nowej funkcji.

Jest to tzw. „czysta" funkcja autoregresji. Funkcja ta jest jednorodna, ma sens wymiarowy i choć jej dopasowanie do danych empirycznych jest nieco gorsze od funkcji (1) z tego powodu, iż funkcja (2) ma tylko dwa parametry strukturalne a nie trzy jak funkcja (1), to – jak wykazały badania przeprowadzone przez autora niniejszej pracy – *pogorszenie się dobroci* dopasowania jest na ogół niewielkie.

Można zatem przystąpić do badania wielkości wpływu poszczególnych składników sumy prawej strony równania (2) na skumulowaną liczbę pęknięć w danej chwili i badania, czy wpływ ten zmienia się z czasem.

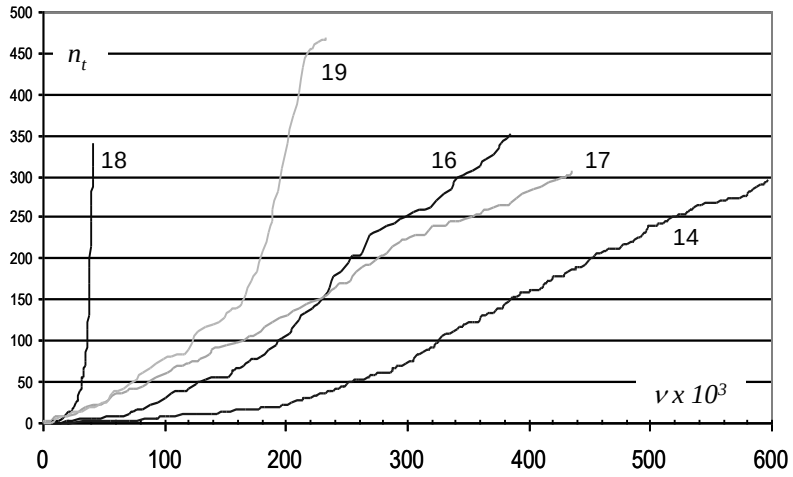
[1] Pojęcie pamięci procesu losowego – a proces zużywania się liny jest takim procesem – jest znane od lat (patrz np. [7]).

4. Badanie pamięci lin

Rozpatrzmy pięć przykładowych przebiegów zużywania się takich samych lin nośnych ϕ 60 mm eksploatowanych w tym samym szybie kopalnianym. Dane empiryczne przedstawione zostały na rysunku 1. Miarą osi pionowej jest skumulowana liczba pęknięć drutów n_t, natomiast miarą osi odciętych jest liczba wykonanych cykli pracy przez linę ν x 10^3. Mimo, iż intensywność wydobycia dla wszystkich badanych lin była w przybliżeniu taka sama, to przebiegi kumulacji pęknięć są bardzo różne. Dane te są fragmentem szerszych badań i numery lin zachowano w oryginale.

Dokonano najpierw estymacji parametrów strukturalnych funkcji autoregresji dla kompletnych danych eksploatacyjnych, otrzymując:

Lina 14: $\mu = 1.387$ $\lambda = -0.381$
Lina 16: $\mu = 1.499$ $\lambda = -0.485$
Lina 17: $\mu = 1.611$ $\lambda = -0.604$
Lina 18: $\mu = 1.125$ $\lambda = -0.037$
Lina 19: $\mu = 1.889$ $\lambda = -0.886$.

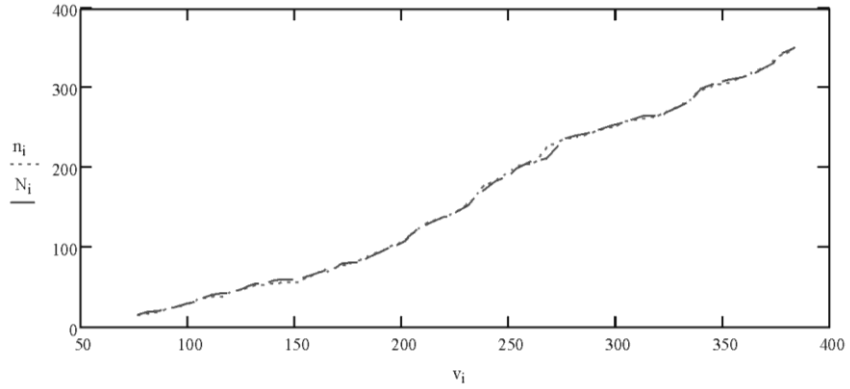


Rys.1. Przebiegi kumulacji pęknięć drutów lin ϕ 60 mm w funkcji liczby cykli pracy lin ν x 10^3 dla tego samego szybu kopalnianego

We wszystkich przypadkach otrzymano dobre dopasowanie danych teoretycznych do danych empirycznych i przykładowa realizacja obydwu zestawu danych dla liny 16 przedstawiona jest na rysunku 2.

Zauważmy, że:

– wartości pierwszego parametru strukturalnego będącego współczynnikiem proporcjonalności przy skumulowanej liczbie złomów zmęczeniowych zanotowanej w poprzednim badaniu są zawsze dodatnie i bliskie jedności (ta prawidłowość została potwierdzona na znacznie większej próbce statystycznej),



Rys.2. Przebieg skumulowanej liczby złomów zmęczeniowych w funkcji liczby cykli pracy wykonanej przez linę 16: dane empiryczne n_i, dane teoretyczne (funkcja autoregresji) N_i

– wartości drugiego parametru strukturalnego będącego współczynnikiem proporcjonalności przy skumulowanej liczbie złomów zmęczeniowych zanotowanej dwa okresy badania wstecz są z reguły dużo mniejsze od wartości pierwszego parametru; często są one ujemne zwłaszcza, gdy wartość pierwszego składnika jest większa od jedności.

Można zatem sformułować wniosek, iż stan liny w danej chwili zależy silnie od tego co było przed chwilą, słabiej zależy od tego co było dawniej. Dowodzi to, iż w procesie zużywania się liny istnieje pamięć.

W celu zbadania czy zaobserwowana pamięć w procesie jest stała bądź zmienna wraz z liczbą wykonanych cykli pracy przez linę wyznaczono wartości następującego wyrażenia:

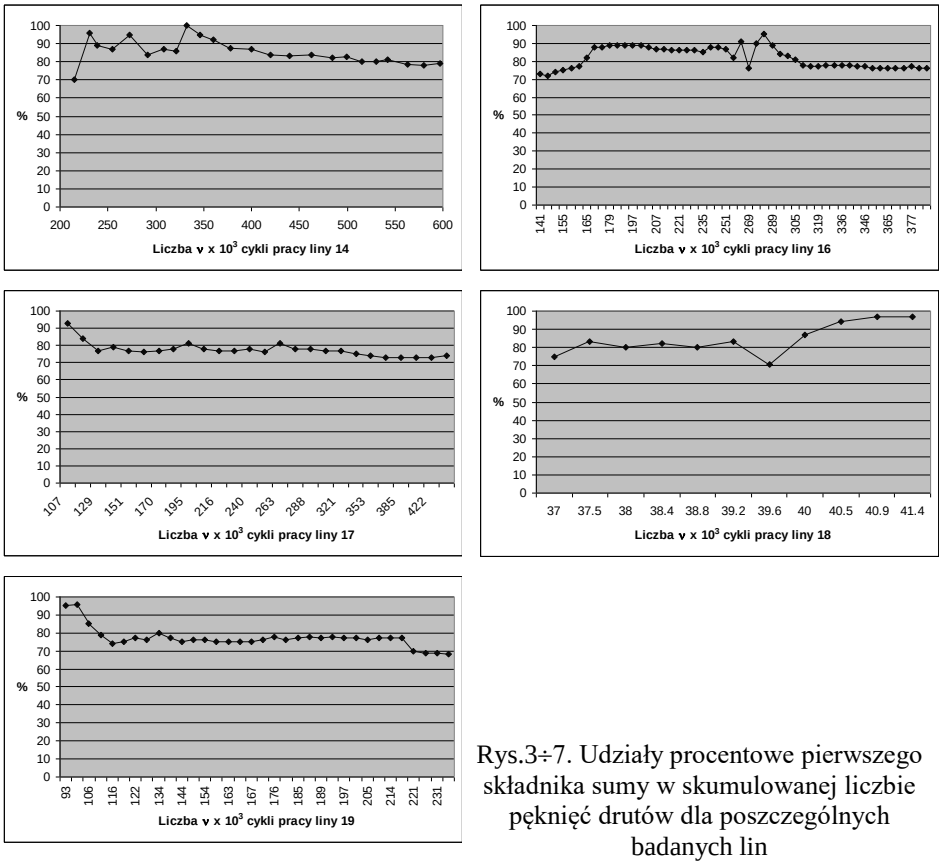
$$\frac{100\mu(\nu)n_{\nu-1}}{\mu(\nu)n_{\nu-1}+|\lambda(\nu)|n_{\nu-2}}\ \% \tag{3}$$

dla szeregu wartości liczby wykonanych cykli pracy ν x 10^3 dla każdej liny. Iloraz ten podaje informację, jaki jest udział procentowy pierwszego parametru w sumarycznej liczbie pęknięć drutów w następnej chwili badania. Rezultaty obliczeń przedstawione w postaci wykresów przedstawione są na rysunkach 3 do 7.

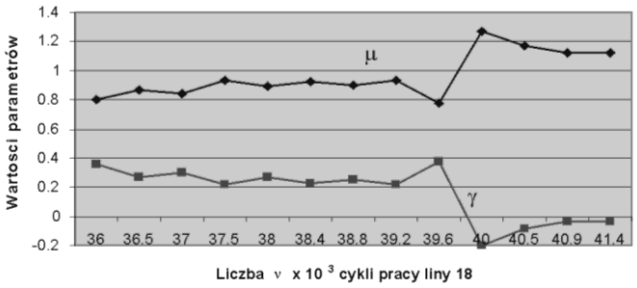
Skomentujmy zaprezentowane wykresy.

1. Okres początkowy, mimo, iż pierwsze obliczenia dotyczą już okresu z pewną liczbą pęknięć, charakteryzuje się sporym rozrzutem; wydaje się, iż można sformułować przypuszczenie, że następuje okres jak gdyby *stabilizowania się* poziomu, siły zależności.
2. Po okresie wstępnej stabilizacji siła wpływu pierwszego składnika sumy jest w przybliżeniu stała; siła pamięci jest na stałym poziomie.
3. We wszystkich analizowanych przypadkach wpływ tego, co dzieje się z liną w danej, chwili w sensie stopnia zużycia liny, ma decydujący wpływ na to, co będzie za chwilę; wpływ ten jest szacowany na około *80*%.

4. Pozostałe *20*% wpływu związane jest z tym, co było w poprzednim badaniu, przy czym znak przy drugim parametrze strukturalnym jest na ogół ujemny w dokonanym badaniu.
5. Sformułowane tu uwagi odnoszą się tylko do okresu objętego badaniem.



Rys.3÷7. Udziały procentowe pierwszego składnika sumy w skumulowanej liczbie pęknięć drutów dla poszczególnych badanych lin



Rys.8. Udziały procentowe pierwszego i drugiego składnika sumy w skumulowanej liczbie pęknięć drutów dla liny 18

Interesujący przebieg związany jest z procesem zużywania się liny 18, dla której notuje się najszybszy wzrost liczby pęknięć drutów; badanie wykazało, iż są podstawy do odrzucenia hipotezy głoszącej, iż pamięć liny jest stała wobec hipotezy alternatywnej głoszącej, iż siła pamięci procesu rośnie wraz z liczbą wykonanych cykli pracy.

Wydaje się, że w związku z prawidłowościami zaobserwowanymi w analizie procesu zużywania się liny 18 warto dokonać głębszej analizy procesu jej zużywania się.

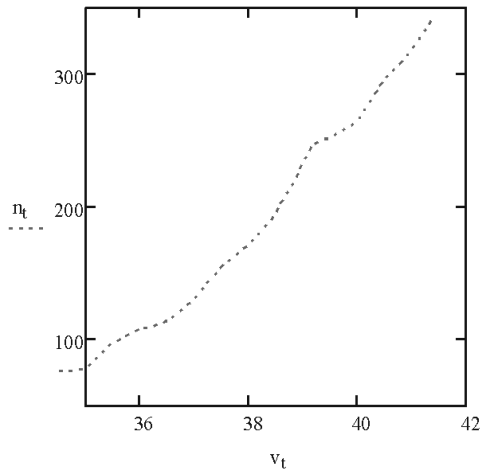
Dokonano obliczeń wyznaczając oceny parametrów strukturalnych funkcji autoregresji μ oraz λ dla kolejnych inspekcji liny. Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 8.

Otrzymany wykres niesie ze sobą interesujące informacje.

Siła pamięci liny do około 40×10^3 cykli pracy była w przybliżeniu stała. Po wykonaniu następnych cykli w procesie zużywania się zaszła ważna zmiana – istotność składnika pierwszego wzrosła (przez co drugiego zmalała) i znak drugiego składnika sumy zmienił się na przeciwny. Uzyskane wyniki badań upoważniają do wysunięcia hipotezy, że w procesie zużywania się liny zaszła przypuszczalnie jakaś zmiana jakościowa; być może pojawił się nowy składnik w tym procesie.

Odnotujmy, że na wykresie obrazującym narastanie liczby pęknięć drutów tej prawidłowości nie obserwuje się. Rysunek 9 przedstawia przebieg tego narastania dla analizowanej liny (18). Skale wykresu zostały tak dobrane, aby dokładniej aniżeli na rysunku 1 przedstawić kumulację liczby pęknięć.

Warto zwrócić także uwagę na fakt, że badanie dotyczy nie hipotetycznych wielkości lecz rzeczywistych danych przedstawiających zużywanie się liny wyciągu a ponadto, iż krótko po zajściu tego zdarzenia kopalnia zdecydowała o wycofaniu tej liny z dalszego użytkowania mimo, że czas jej pracy był stosunkowo krótki.



Rys.9. Przebieg skumulowanej liczby złomów zmęczeniowych w funkcji liczby $\nu_t \times 10^3$ cykli pracy wykonanej przez linę 16: dane empiryczne n_i

5. Podsumowanie

Kontynuując badania nad pamięcią istniejącą w procesie zużywania się lin nośnych urządzeń wyciągowych stwierdzono, że funkcją, która nadaje się do podjęcia takich badań jest funkcja autoregresji. Opisuje ona w znakomitej więk-

szości przypadków *dobrze* dane empiryczne przedstawiające przebieg skumulowanej liczby pęknięć drutów liny w czasie, bądź w funkcji liczby wykonanych cykli pracy przez linę.

Jak wykazały badania, w czasie narastania liczby złomów zmęczeniowych w drutach liny istnieje pamięć polegająca na tym, że stan liny za chwilę silnie zależy od tego, jaki był stan liny przed chwilą, słabiej zależy od tego jaki był stan liny we wcześniejszym badaniu. Wpływ ten oceniono – w wyniku badań, analizując dane kopalniane – na około 80%, siła wcześniejszego stanu liny – na około 20%.

W niektórych przebiegach procesów zużywania się lin obserwuje się, iż siła tego wpływu istotnie zmienia się. Wpływ stanu liny w ostatnim badaniu jest szacowany na blisko 100-procentowy na to, co będzie za chwilę. Znaczenie drugiego składnika sumy spada, i składnik ten zmienia znak na przeciwny. Fizyczny sens tej zmiany jakościowej nie jest jeszcze znany, chociaż biorąc pod uwagę model procesu zużywania się liny zaprezentowany w pracy [4] można sformułować przypuszczenie, że ma miejsce przejście z fazy równomiernego, w sensie stochastycznym, rozmieszczenia liczby złomów zmęczeniowych na prawie całej długości liny do fazy miejscowej kumulacji liczby pęknięć. Idąc dalej tym tropem myślenia można wysunąć hipotezę, że inne liny (poza liną 18) wycofano z dalszego użytkowania zanim zaszła zmiana w sile zależności – pamięci w procesie zużywania się liny. Wydaje się, że podjęcie dalszych badań w tym zakresie może przynieść nowe interesujące informacje o procesie zużywania się lin.

Na koniec zauważymy, że – niestety – w odniesieniu do procesów zużywania się lin, stale prawdziwe są dwa stwierdzenia:

- dla *dobrego* zbadania takiego procesu najkorzystniejsze byłoby użytkowanie liny aż do momentu jej zerwania,
- przeprowadzenie badania odcinka liny na maszynie zmęczeniowej nawet do momentu jego zerwania się daje informacje, które w pewnym tylko stopniu są użyteczne; rzeczywisty przebieg procesu zużywania się liny jest właściwie nie do odtworzenia w warunkach laboratoryjnych.

Literatura

1. Czaplicki J.M.: Nowy opis analityczny krzywej narastania liczby pęknięć drutów kopalnianych lin nośnych. Przegląd Górniczy 5, 2006, s. 25-28.
2. Czaplicki J.M.: O właściwościach, formach opisu i prognozowaniu procesu zużycia zmęczeniowego liny nośnej. II Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie". Ustroń, 08-10 listopad 2006. s. 137-144.
3. Czaplicki J.M.: Opis funkcji narastania liczby pęknięć drutów lin nośnych urządzeń wyciągowych przy pomocy zmodyfikowanej funkcji autoregresji. X Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Jakość, niezawod-

ność oraz bezpieczeństwo lin i urządzeń transportu linowego – 60 lat rozwoju polskiej metody badań magnetycznych lin stalowych". Kraków 25-26 września 2006, s. 69-84.

4. Czaplicki J.M.: Model zużycia zmęczeniowego liny nośnej wyciągu szybowego i jej niezawodność w przypadku procesu zużycia I rodzaju. Przegląd Górniczy 4, 2007, s. 44-49.
5. Czaplicki J.M.: Pewne uwagi o aproksymacji stochastycznej krzywych narastania liczby pęknięć drutów lin nośnych wyciągów szybowych. Konferencja Naukowa. „Górnictwo Zrównoważonego Rozwoju". Gliwice 28-11-2007. Zeszyt Naukowy Pol. Śl. z. 280, s. 241-254.
6. Dłubała M.: Eksploatacyjne badanie procesów zużycia lin nośnych urządzeń wyciągowych. Praca magisterska. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009.
7. Гнеденко, Б. В., and Коваленко, И. Н., 1966. Введение в теорию массового обслуживания. Изд. Наука. Москва.
8. Kowalczyk J.: Wskaźnik zmęczenia kopalnianych lin wyciągowych. Komunikat GIG 187, Katowice 1957.
9. Kowalczyk J.: Zagadnienie trwałości górniczych lin wyciągowych na tle konstrukcji i warunków pracy ze szczególnym uwzględnieniem zmęczenia materiału. Rozprawa doktorska. Wydział Górniczy Politechniki Śląskiej, Gliwice 1964.
10. Kowalczyk J., Hankus J.: Trwałość zmęczeniowa górniczych lin wyciągowych d 20-44 mm. Komunikat GIG 399, 1966.
11. Kowalczyk J., Hankus J.: Wskaźniki stanu bezpieczeństwa górniczej liny wyciągowej. Komunikat GIG 390, 1966.
12. Tytko A., Nowacki J.: Kręcenie się lin nośnych wokół własnych osi obserwowane w wyciągach szybowych – model zjawiska. II Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie". Ustroń 8-10 listopad 2006, s. 116-124.

Zagadnienie poślizgu lin wyciągowych na kołach linowych górniczych urządzeń wyciągowych

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz – Politechnika Śląska

Streszczenie. W monografii w oparciu o przegląd tematycznej literatury, przedstawiono zagadnienie poślizgu lin na kołach linowych. Omówiono konstrukcje kół linowych produkcji krajowej i wpływ momentu bezwładności koła linowego na poślizg liny.

1. Wstęp

W górniczych wyciągach szybowych jednym z istotnych elementów wpływających na trwałość nośnych lin wyciągowych są koła linowe kierujące linę wyciągową do szybu. Rozróżniamy dwa rodzaje kół linowych kierujących: w wyciągach z maszyną wyciągową na zrębie koła kierujące linowe usytuowane są na wieży i te koła określono umowną nazwą KLK (kąt opasania koła przez linę wynosi $120 \div 160^{o}$), w wyciągach szybowych z maszyną wyciągową na wieży stosowane są koła kierujące linowe odciskowe, które oznaczono nazwą KLO (kąt opasania koła przez linę wynosi $8 \div 18^{o}$). Zadaniem tych kół jest nie tylko naprowadzanie lin do szybu, ale i zapewnienie wymaganego rozstawu osi lin nośnych w szybie.

Koło linowe oddziaływuje na linę wyciągową poprzez wiele czynników, takich jak: naprężenia zginające w drutach liny, naprężenia stykowe, tarcie, poślizgi i ścieranie itd. Uszkodzenia liny objawiają się w postaci pęknięć drutów, zgniotów drutów, a głównie ich ścierania. Ogólnie można stwierdzić, że jednym z czynników decydujących o trwałości nośnych lin wyciągowych jest stan i zachowanie się lin w parze ciernej: nośna lina wyciągowa – rowek koła linowego, co wpływa zarówno na trwałość liny, jak i wieńca koła linowego [1, 4, 6, 11, 14, 16]. W praktyce stosowane są dwa sposoby służące do zwiększenia trwałości pary ciernej lina stalowa – koła linowe.

W pierwszym sposobie stosuje się koła linowe z wieńcami wykonanymi z twardej stali, np. stopowej, których rowki mają minimalną chropowatość. Drugi sposób polega na zastosowaniu wieńców kół linowych z wykładzinami (drewno, metal, taśma przenośnikowa, guma i obecnie tworzywa sztuczne). Sposób ten jest bardzo popularny za granicą, a od 1971 r. wykładziny w rowkach kół linowych zaczęto stosować w kraju [10]. Płaszczyzna styku liny z wykładziną w porównaniu z powierzchnią metalową wielokrotnie wzrasta, w wyniku czego wielkość siły normalnej w styku znacznie maleje. Należy zaznaczyć, że istotne zwiększenie trwałości pary ciernej KLK - lina stalowa, uzyskuje się przez zastosowania odpowiednich wykładzin antyściernych z tworzyw sztucznych [1, 3, 4, 5, 15].

Podsumowując można stwierdzić, że na trwałość liny wyciągowej i rowka wieńca koła linowego wpływ mają następujące czynniki:

– nacisk liny na rowek wieńca koła linowego,

- kąt opasania koła przez linę,
- stosunek średnicy koła linowego D do średnicy liny d (naprężenia zginające w drutach liny),
- materiał rowka koła linowego, wieniec koła bez lub z wykładziną,
- poślizgi liny w wieńcu koła linowego (poślizgi sprężyste i niesprężyste),
- moment bezwładności koła linowego,
- kręcenie się nośnej liny wyciągowej (obroty liny, zużycie boczne rowka wieńca),
- kąty nabiegania lin na koła linowe (kąty dewiacji),
- kąty odchylenia lin w wieży i szybie od pionu w dwu płaszczyznach,
- biczowanie lin w szybie i strun linowych (w przypadku wyciągów wielolinowych na biczowanie wpływ ma nierównomierność naciągów lin),
- przekroczenie dopuszczalnego bicia osiowego kół linowych,
- nieosiowość koła (kół) linowych względem osi wału maszyny wyciągowej.

Należy zaznaczyć, że w niektórych publikacjach proponuje się sprawdzenie poślizgu lin na kołach linowych z uwagi na występujące przyspieszenia i opóźnienia ruchu maszyny wyciągowej [2, 12].

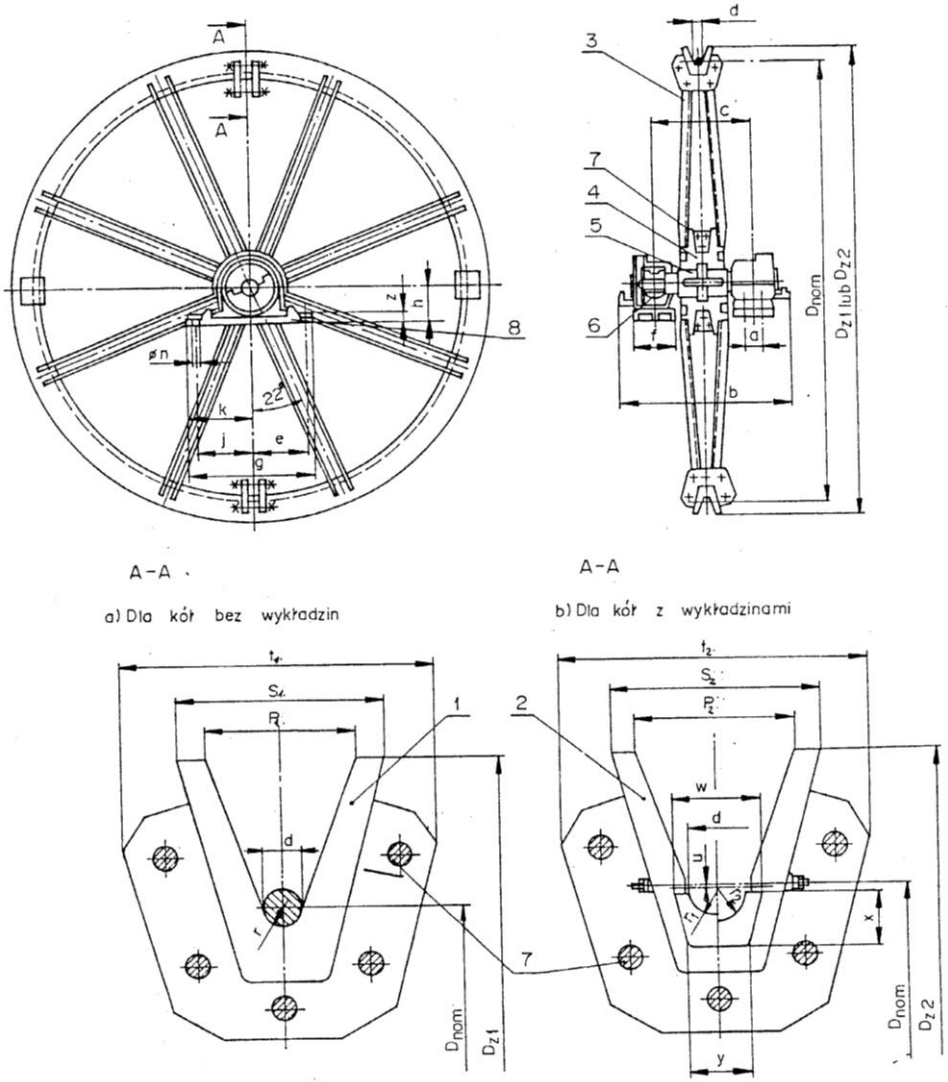
2. Konstrukcje kół linowych

Pierwszą normą w kraju, której przedmiotem były podstawowe dane techniczne kół linowych, to norma obowiązująca od 1953 roku. Norma oznaczona symbolem RN-53/MG-62201 była normą resortową Ministerstwa Górnictwa i obejmowała ona typoszereg kół o średnicach nominalnych od 1÷7 m. Zakres powyższych średnic wynikał z tego, iż wiele urządzeń wyciągowych było zbudowanych przed, oraz podczas drugiej wojny światowej. Koła według tej normy były kołami stalowymi dwudzielnymi bez wykładzin. Wieniec i piasta wykonane były ze staliwa, a ramiona ze stali konstrukcyjnej. Ramiona były przyspawane jednym końcem do wieńca, drugim do piasty koła linowego.

Kolejną normą wprowadzoną do obowiązkowego stosowania była norma oznaczona symbolem BN-67/0421-04 z 1967 r. Ustaliła ona średnice kół linowych 1,25÷6,3 m, obowiązujące do dnia dzisiejszego. W 1973 roku, w Polsce ukazała się kolejna norma, która oznaczona była symbolem BN-73/0459-01. Przedmiotem wyżej wymienionej normy były koła linowe z wykładzinami, oraz bez wykładzin o średnicach 1,25÷6,3 m stosowane w górniczych urządzeniach wyciągowych jednolinowych. W 1990 roku została opublikowana kolejna norma obowiązująca do 1994 roku, a opracowana przez Główne Biuro Studiów i Projektów Górniczych w Katowicach. Norma ta oznaczona symbolem BN-90/1727-28 zawierała wiele ważnych i dotąd niespotykanych informacji, wadą jej był brak zamieszczenia głównych danych technicznych i szczegółowych wymiarów poszczególnych kół linowych.

Aktualnie w kraju obowiązuje norma PN-G-46202 z 1994 r. pt: „Koła jednolinowe kierujące" i norma PN-G-46203 z 1996 r. pt: „Koła linowe kierujące. Wymagania i badania". W ostatniej normie podano klasyfikację kół linowych i ich parametry techniczne.

Ogólnie koła linowe dzielimy na żeliwne o średnicy do 2 m i lanospawane o średnicy od 2,5÷6,3 m. Koła mogą być bez lub z wykładzinami, z łożyskami ślizgowymi lub tocznymi. Schemat koła linowego konstrukcji i produkcji krajowej przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Koło linowe konstrukcji krajowej

1 − wieniec bez wykładziny, 2 − wieniec z wykładzinami, 3 − ramiona, 4 − piasta, 5 − oś, 6 − łożyska ślizgowe, 7 − części złączne, 8 − podstawa łożyska

3. Poślizg lin na kołach linowych

Podczas eksploatacji kół linowych w parze ciernej lina stalowa – rowek wieńca koła linowego występują dwa rodzaje poślizgów, a mianowicie: poślizg sprężysty i poślizg niesprężysty. Poślizg sprężysty dotyczy poślizgu liny po kole, a poślizg niesprężysty dotyczy poślizgu koła linowego względem liny. W literaturze technicznej dotyczącej górniczych wyciągów szybowych używa się powszechnie pojęcia poślizg liny na kole linowym, bez rozróżnienia tego jaki element pary ciernej wykonuje ruch względem drugiego elementu. Ponieważ istotniejszy, z uwagi na ścieranie drutów liny i rowka wieńca koła linowego, jest poślizg niesprężysty, należałoby używać pojęcia poślizg koła linowego względem liny. W opracowaniu pozostano przy określeniu poślizg liny.

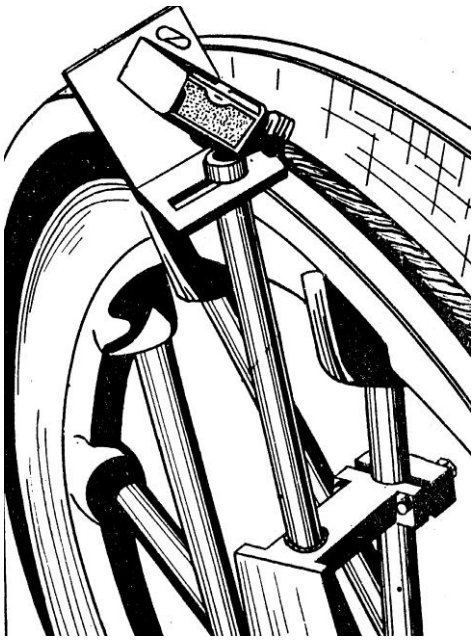
Poślizg sprężysty wynika z różnicy naciągów w gałęziach liny opasującej koło linowe oraz wydłużania się liny i drgań liny wywołanych obciążeniem końca liny, przechodzących z odcinka prostoliniowego na odcinek zginany na kole linowym. Poślizg sprężysty zależy więc głównie od dynamiki układu wyciągu i jego parametrów geometrycznych, co oznacza występowanie różnych wielkości poślizgu (małych i dużych). Tego poślizgu uniknąć nie można, jest to stały czynnik działający w mechanizmie zużycia pary ciernej koło – lina. Z powyższego wynika, że sugerowany przez niektórych autorów całkowity brak występowania jakiegokolwiek poślizgu liny w rowku koła i związanego z tym brakiem wzajemnego ścierania jest błędny. Poślizg sprężysty występuje również wtedy, kiedy w wyniku zużycia w rowku koła powstają punktowe ślady odbicia splotek liny (rowek jest rowkowany). Występuje on podczas normalnej pracy urządzenia wyciągowego.

Poślizg niesprężysty (buksowanie liny) w odróżnieniu od poślizgu sprężystego nie występuje przy normalnej pracy wyciągu. Przez normalną pracę wyciągu przyjmuje się jego pracę według dokumentacji koncesyjnej. Poślizg niesprężysty wpływa na zużycie powierzchni rowka wieńca koła w kierunku promieniowym na określoną wielkość oraz w kierunku bocznym. Podczas pracy koła linowego wiele czynników (drgania własne liny w płaszczyźnie równoległej do osi koła, wpływ kątów dewiacji liny, nieprawidłowy montaż urządzenia wyciągowego itp.) wpływa na ciągły docisk liny do ścieranego rowka wieńca obracającego się koła.

W dostępnej literaturze, informacji o pomierzonych wielkościach poślizgów niesprężystych jest niewiele. W pracy [13] podano pomiary rowków wieńców kół linowych i ich poślizgów. Badania przeprowadzono w wyciągu jednolinowym z kołem pędnym. Długość zwisającej liny wynosiła 470 m, średnica kół linowych 6,5 m, wyciąg skipowy. Pomiary poślizgów każdego koła linowego wykonywano przy ciągnieniu załadowanego skipu do góry i przy opuszczaniu niezaładowanego skipu w dół. Stwierdzono, że po zatrzymaniu skipu z urobkiem w położeniu do wyładowania na nadszybiu, kreska na kole linowym wyprzedzała w kierunku jazdy odpowiednią kreskę na linie – co oznaczono znakiem (+), na kole linowym górnym średnio o 270 mm i na dolnym o 320 mm.

Po zatrzymaniu pustego skipu na podszybiu kreska na linie w kierunku jazdy wyprzedzała kreskę na kole linowym, co oznaczono znakiem – (−), na kole linowym górnym średnio o 275 mm, a na dolnym średnio o 323 mm. Pomiary powtarzano dwadzieścia razy. Otrzymane wielkości są znaczne. Mogą one być obarczone pewnym błędem wynikającym z zastosowanej metody badawczej (znaki na wieńcu koła i linie), która nie jest dokładnie opisana.

W innych pracach podawane są wielkości poślizgu średnio od 15 do 120 mm w czasie jednego wyciągu. Z dokonanego przeglądu literatury wynika, że najlepiej przeprowadzono badania poślizgu lin na kołach linowych opisane w pracy Ivanov B.A. i Pietrina V.N [6, 8]. Metoda badań polegała na wykorzystaniu dwu kamer filmowych przymocowanych do koła linowego. Kamery, (rys. 2), umieszczono w dwu przeciwnych punktach boków koła tak, aby zawsze w polu widzenia każdej z nich podczas obracania się koła był widoczny odcinek liny i część wieńca z naniesionymi znakami.



Rys.2. Schemat rozmieszczenia kamer filmowych na wieńcu koła linowego

1 – kamera (drugiej kamery nie widać), 2 – wieniec koła [10]

Metoda badań i parametry techniczne urządzeń wyciągowych, na których przeprowadzono badania, przedstawiono w pracach [6, 8]. Badania przeprowadzono na kołach linowych o średnicy 3, 4 i 5 m. Z badań wynika, że poślizgi lin występowały tylko podczas hamowania bezpieczeństwa pustego naczynia na kole o średnicy 3 m przy opóźnieniu 3,3 m/s^2 oraz na kole o średnicy 5 m przy opóźnieniu hamowania 5,93 m/s^2. Na kole linowym o średnicy 4 m poślizgu liny podczas hamowania nie zarejestrowano zarówno przy pustym jak i załadowanym naczyniu, mimo, że zarejestrowane opóźnienia ruchu liny dochodziły do 4,86 m/s^2. Zarejestrowane poślizgi na kole linowym o średnicy 3 m były krótkotrwałe.

Z badań wynika, że w zależności od rodzaju pracy wyciągu podczas poślizgu współczynniki tarcia pomiędzy liną a rowkiem koła linowego wynosiły $\mu = 0{,}06 \div 0{,}27$. Dla skrajnych wartości współczynnika tarcia określono graniczne przyspieszenia. Przykładowo dla koła linowego o średnicy 5 m poślizg liny wystąpił przy $\mu = 0{,}06$ i opóźnieniu 3,63 m/s^2, a przy $\mu = 0{,}27$ przy opóźnieniu 6,67 m/s^2 oraz dla koła o średnicy 6 m odpowiednio przy opóźnieniu 3,84 m/s^2 i 6,87 m/s^2. Obliczone przyspieszenia (opóźnienia) znacznie przekraczają maksymalne chwilowe występujące podczas normalnej pracy wyciągu (wykres jazdy), co świadczy o tym, że poślizg liny nie wystąpi.

4. Wpływ momentu bezwładności koła kierującego na poślizg liny

Zagadnienie określenia granicznych wielkości momentów bezwładności kół linowych związane jest z nie występowaniem poślizgu niesprężystego. W odróżnieniu od poślizgu sprężystego, wynikającego ze sprężystego wydłużenia się liny pod wpływem zmieniającego się obciążenia końca liny, na poślizg niesprężysty wpływa zbiór takich czynników, jak: moment bezwładności, przyspieszenie (opóźnienie) poruszającej się liny, kąt opasania koła przez linę, różnica naciągów w nabiegającej i zbiegającej gałęzi liny z koła, współczynnik tarcia liny w rowku koła. Poniżej przedstawiono niektóre wyniki analizy poślizgu koła względem liny.

Teoretycznie poślizg koła linowego względem liny jest możliwy w przypadku kół linowych o dużym momencie bezwładności, przy znacznych przyspieszeniach (opóźnieniach) maszyny wyciągowej, a prawdopodobieństwo wystąpienia poślizgu przy małych przyspieszeniach jest tym większe im większy jest moment bezwładności koła linowego. Teoretycznie, najbardziej prawdopodobnie poślizg liny może wystąpić w przypadku hamowania wyciągu podczas podnoszenia naczynia wyciągowego. Pomijając opory ruchu w łożyskach koła linowego warunek nie wystąpienia poślizgu koła linowego względem liny można określić za pomocą wzoru F.V.Florinskiego [6, 8]:

$$GD^2 \le D^2\left(Q + ql\right) \cdot \frac{\left(g - a\right)\left(e^{\mu\alpha} - a\right)}{a e^{\mu\alpha}} \tag{1}$$

gdzie:

GD^2 − moment zamachowy koła kierującego, kNm^2,
D − średnica koła kierującego, m,
Q − obciążenie końca liny, kN,
q − ciężar metra bieżącego liny, kN/m,
l − długość zwisającej gałęzi liny od koła kierującego do naczynia, m,
g − przyśpieszenie ziemskie, m/s^2,
a − największe rzeczywiste przyśpieszenie lub opóźnienie, m/s^2,
μ − współczynnik tarcia pomiędzy liną, a rowkiem koła kierującego,
α − kąt opasania koła kierującego przez linę, rad.

po wykorzystaniu zależności:

$$GD^2 = 4g \cdot Iz$$

gdzie:

Iz − moment bezwładności koła kierującego, kNm^2,

otrzymamy:

$$Iz \le \frac{1}{4g} D^2 (Q + ql) \cdot \frac{(g-a)}{a} \cdot \frac{(e^{\mu\alpha} - a)}{ae^{\mu\alpha}} \tag{2}$$

Dla praktycznego zastosowania wzór (1) można zapisać w postaci:

$$K = \frac{D^2 (Q + ql) \cdot c \cdot b}{GD_S^2} \tag{3}$$

gdzie:

K – współczynnik pewności przed poślizgiem,

D − średnica koła wg świadectwa producenta,

współczynniki: $c = \frac{(g-a)}{a}$, $b = \frac{(e^{\mu\alpha} - a)}{e^{\mu\alpha}}$.

Jeżeli K > 1 to poślizg na kole nie wystąpi, jeżeli K<1 to poślizg wystąpi. Drugą część równania oznaczono przez *x*:

$$x = \frac{(g-a)(e^{\mu\alpha} - a)}{ae^{\mu\alpha}} \tag{4}$$

Zakładając w równaniu (3) różne głębokości szybu l = 700, 800, 900 i 1000 m i uwzględniając zależność współczynnika bezpieczeństwa liny i głębokości szybu otrzymamy średnice lin nośnych spełniających ten współczynnik i tak dla:

- l = 700 i 800 m − otrzymamy linę nośną trójkątnosplotkową o średnicy 62 mm,
- l = 900 i 1000 m − otrzymamy linę nośną trójkątnosplotkową o średnicy 65 mm.

Dla lin nośnych o takiej średnicy można zastosować koło kierujące o średnicy D_K = 6,3 m, którego moment zamachowy GD^2 = 1,196 MNm^2.

Wyrażenie we wzorze (3) *Q* + *ql* zasąpiono:

$$Q_C = Q_U + Q_m + q \cdot l \tag{5}$$

gdzie:

Q_U − średnica największy ciężar użyteczny zawieszony na jednym końcu liny, do obliczeń przyjęto Q_U = 98 kN,

Q_m − średnica największy ciężar martwy zawieszony na jednym końcu liny, do obliczeń przyjęto Q_m = 98 kN,

l − odległość od osi kół linowych do nawrotu liny wyrównawczej w rząpiu,

q − ciężar 1 m liny nośnej i wyrównawczej,

reasumując:

$$K = \frac{D^2 Q_C \cdot x}{GD^2} \tag{6}$$

gdzie:

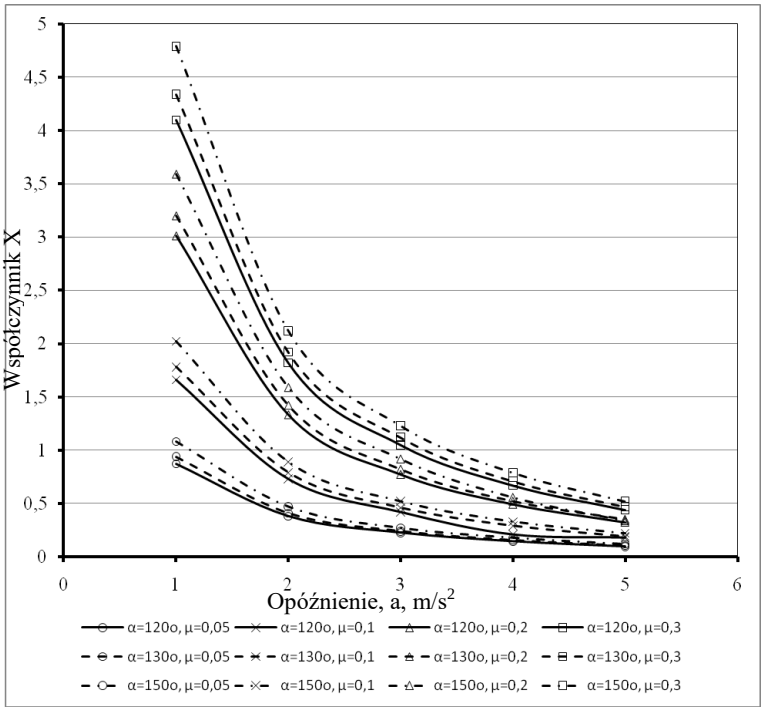
x − iloczyn współczynników c i b obliczony dla różnych przypadków μ i α przedstawionych w tabeli 1.

W oparciu o powyższe wzory obliczono współczynnik pewności przed poślizgiem K dla krajowego koła linowego o średnicy 6,3 m, dla kątów opasania koła przez linę $\alpha = 120^o$, 130^o i 150^o. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabelach 1 i 2 oraz na rysunku 3.

Wartości *x* obliczone ze wzoru (4) dla różnych kątów opasania i współczynnika tarcia

Tabela 1

a	α = 120°				α = 130°				α = 150°			
	μ				μ				μ			
m/s²	0,050	0,10	0,20	0,30	0,050	0,10	0,20	0,30	0,050	0,10	0,20	0,30
1	0,870	1,66	3,01	4,10	0,940	1,78	3,20	4,34	1,080	2,02	3,59	4,79
2	0,380	0,73	1,33	1,82	0,410	0,79	1,42	1,92	0,470	0,89	1,59	2,12
3	0,225	0,42	0,77	1,05	0,240	0,46	0,82	1,12	0,270	0,52	0,92	1,23
4	0,144	0,21	0,49	0,67	0,155	0,29	0,52	0,71	0,178	0,33	0,56	0,79
5	0,095	0,18	0,32	0,44	0,103	0,19	0,35	0,47	0,118	0,22	0,34	0,52



Rys.3. Wykres określający wartości *x* obliczone ze wzoru (4)

Wartości współczynnika *K* występowania poślizgu liny na kole kierującym dla naczynia wyciągowego załadowanego (z Q_u) i niezaładowanego (bez Q_u)

Tabela 2

μ	α	a m/s^2		l, m			
				700	800	900	1000
0,05	120	4	bez Q_U	1,01	1,08	1,23	1,32
			z Q_U	1,47	1,55	1,70	1,78
		5	bez Q_U	0,66	0,71	0,81	0,87
			z Q_U	0,97	1,02	1,12	1,18
	130	5	bez Q_U	0,72	0,77	0,88	0,94
			z Q_U	1,05	1,07	1,21	1,28
	150	5	bez Q_U	0,82	0,89	1,01	1,08
			z Q_U	1,21	1,27	1,39	1,46
0,1	120	4	bez Q_U	1.94	2.09	2.38	2.55
			z Q_U	2.84	2.99	3.28	3.44
		5	bez Q_U	1.29	1.39	1.58	1.69
			z Q_U	1.88	1.98	2.17	2.28
	130	5	bez Q_U	1.38	1.49	1.7	1.81
			z Q_U	2.02	2.13	2.33	2.45
	150	5	bez Q_U	1.57	1.69	1.93	2.06
			z Q_U	2.29	2.41	2.65	2.78
0,2	120	4	bez Q_U	3.52	3.79	4.32	4.62
			z Q_U	5.14	5.41	5.94	6.24
		5	bez Q_U	2.33	2.51	2.86	3.06
			z Q_U	3.4	3.58	3.93	4.13
	130	5	bez Q_U	2.49	2.68	3.05	3.26
			z Q_U	3.63	3.82	4.19	4.4
	150	5	bez Q_U	2.78	2.99	3.41	3.64
			z Q_U	4.05	4.27	4.68	4.92
0,3	120	4	bez Q_U	4.8	5.17	5.89	6.3
			z Q_U	7.0	7.38	8.09	8.5
		5	bez Q_U	3.18	3.43	3.9	4.17
			z Q_U	4.64	4.88	5.36	5.63
	130	5	bez Q_U	3.37	3.63	4.13	4.41
			z Q_U	4.91	5.17	5.67	5.96
	150	5	bez Q_U	3.71	3.99	4.55	4.86
			z Q_U	5.41	5.7	6.25	6.57

Z tabeli 2 i rysunku 3 wynika, że poślizg liny nośnej na kołach kierujących może wystąpić przy niskim współczynniku tarcia, przy małym kącie opasania przez linę oraz przy dużych opóźnieniach wywołanych hamowaniem bezpieczeństwa.

5. Zakończenie

Z dokonanego przeglądu literatury wynika, że poślizg niesprężysty kół linowych względem liny występuje i zależy od wielu czynników, których

jednym z nich jest moment zamachowy (moment bezwładności) koła. Z tego powodu w literaturze proponuje się różne konstrukcje tzw. kół linowych lekkich, np. tarczowych z odpowiedniego materiału.

Zagadnienie ścierania się lin i wieńców kół linowych zostało w znacznej mierze wyeliminowane przez stosowanie wieńców kół linowych z wykładzinami, a także nowoczesne układy sterowania maszyn wyciągowych, które pozwalają na utrzymanie odpowiednich wartości przyspieszeń i opóźnień. W kraju pierwsze koła linowe z wykładzinami zastosowano w 1971 roku (kopalnia „Dębieńsko" i „Czerwone Zagłębie").

Tempo stosowania wykładzin na kołach w kraju było bardzo powolne, dopiero w ostatnich 20 latach widać coraz szersze ich stosowanie. Korzyści ze stosowania kół linowych z wykładzinami podane są w literaturze [1, 3, 4, 5, 8, 9, 15].

Literatura

1. Carbogno A.: Badania wpływu wykładzin kół linowych na trwałość zmęczeniową liny stalowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria Górnictwo z. 72. Gliwice 1976.
2. Chatterjee P. K., Wetherall P. J.: Winding engine calculations for the mining engineer. Published E and F. N. Spon Ltd. London – New York 1982.
3. Hansel J., Blecharz M.: Wykładziny kół i bębnów pędnych maszyn wyciągowych oraz wykładziny kół odciskowych wykonane z tworzywa o nazwie Modar R3/Mz. Zeszyty Naukowo-Techniczne KTL Nr 5. AGH, Kraków 1995.
4. Hansel J.: Nowe wykładziny kół kierujących górniczych wyciągów szybowych. Transport Szybowy 2005. CMG-KOMAG Gliwice. Konferencja Naukowo-Techniczna, Zakopane, 21÷23.09.2005.
5. Hansel J.: Wykładziny kół i bębnów linowych. Maszyny górnicze nr 3, 2006.
6. Ivanov V.A., Kuzniecova T.A.: Skolženije kanata na koprovych škivach. Ugol Ukrainy Nr 11 1980.
7. Ivanov V.A., Pietrina V.N., Gavryliv Ju.L.:Vostanovlenije iznošennych obodgiev šachtnych koprowych škivov. Ugol Ukrainy Nr 10 1988.
8. Ivanov V.A., Pietrina V.N.: Povyšenije dołgoviečnosti napravljajuščich škivov i kanatov. Izd. Niedra, Moskva 1989.
9. Jemlich G.: Anwendung und Überwachung von Drahtseilen. VEB Verlag Technik. Berlin 1985.
10. Kędziora A.: Eksploatacja szybowych urządzeń wyciągowych. Wydawnictwo „Śląsk", Katowice 1976.
11. Kovalienko N. I.: Uvieličenije stoikosti stalnych kanatov. Izd. Metalurgizdat. Moskva 1964.

12. Najdienko I. S., Biełyj V. D.: Šachtnye mnogokanatnye pod'emnye ustanovki. Izd. Niedra. Moskva 1966 wydanie 1 i 1979 wydanie 2.
13. Ostrzecha J.: Analiza warunków pracy liny nośnej urządzenia wyciągowego szybu skipowego kopalni Powstańców Śląskich. Praca dyplomowa. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Gliwice 1977.
14. Popowicz O.: Transport kopalniany cz. 4. Wyciągi szybowe. Wydawnictwo WGH, Katowice 1957.
15. Strickle E., Tietz J.: Erfahrungen mit Seilrollenfutter aus Polyamiden. Deutsche hebe und fördertechnik. Teil I – Nr 2 1971, Teil II – Nr3 1971.
16. Ropeman's Handbook. NCB, Edinburgh 1980, Great Britain.

Pomiar długości skoku lin nośnych wyciągów szybowych

Józef Nowacki – Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego sp. z o.o., **Andrzej Tytko –** Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie. Pomiary długości skoku lin są wykonywane obligatoryjnie i są wykorzystywane w diagnostyce lin nośnych górniczych urządzeń wyciągowych, gdyż ich zmiana może służyć jako dogodne kryterium odkładania. W tym zagadnieniu są dwa dotychczas nierozwiązane problemy. Brak kryteriów ilościowych dopuszczalnej zmiany długości skoku i brak jednolitego sposobu (instrukcji) pomiaru długości skoku. W opracowaniu uzasadniono konieczność opracowania instrukcji wykonywania pomiarów długości skoków w warunkach ruchowych. Przedstawiono propozycję takiej instrukcji, przykłady pomiarów długości skoków dla wyciągów wieżowych i zrębowych oraz sposób dokumentowania takich pomiarów. Uzasadniono też celowość skonstruowania urządzenia pozwalającego na ciągły pomiar średnicy i długości skoku liny oraz rejestrację tych parametrów. Opisano koncepcję rozwiązania technicznego takiego urządzenia.

1. Wstęp

Podstawowymi parametrami geometrycznymi liny są: jej średnica i długość skoku. W przypadku lin nośnych górniczych wyciągów szybowych pomiary obydwu parametrów wykonywane są obligatoryjnie i dokumentowane w formie tabel [1]. Celem wykonywania pomiarów długości skoku i średnicy jest określenie stanu technicznego liny, poprzez porównanie aktualnych wyników pomiarów, z wynikami pomiarów liny nowej. Niestety w przypadku lin nośnych wyciągów szybowych zmiana obu parametrów (długości skoku i średnicy) nie zależy wyłącznie od poziomu zużycia liny. W przypadku tych lin występuje bowiem zjawisko kręcenia się lin wokół ich osi. Skutkiem tego obserwowana jest naturalna zmiana długości skoku i średnicy liny wzdłuż całej długości. Przepisy dotyczące eksploatacji lin wyciągowych nie precyzują ilościowych zmian tych parametrów dla lin eksploatowanych, a zatem są to parametry jakościowe i ich interpretacja zależy od uznania rzeczoznawcy. Również istotne znaczenie ma tutaj sposób wykonywania samych pomiarów tych parametrów. Przepisy tego też nie określają. W związku z tym nie ma jednakowego sposobu wykonywania tych pomiarów, a osoby odpowiedzialne robią to w różny sposób.

Reasumując wnioskowanie o stanie technicznym lin na podstawie zmian ich średnic i długości skoków ma obecnie niewielką wartość dla ich diagnostyki. W opinii autorów niedogodności te można poprawić stosunkowo niewielkim nakładem pracy, co jest zasadniczym tematem prezentowanym w niniejszym opracowaniu.

2. Zmiana długości skoku lin nośnych w trakcie ich pracy w wyciągach szybowych

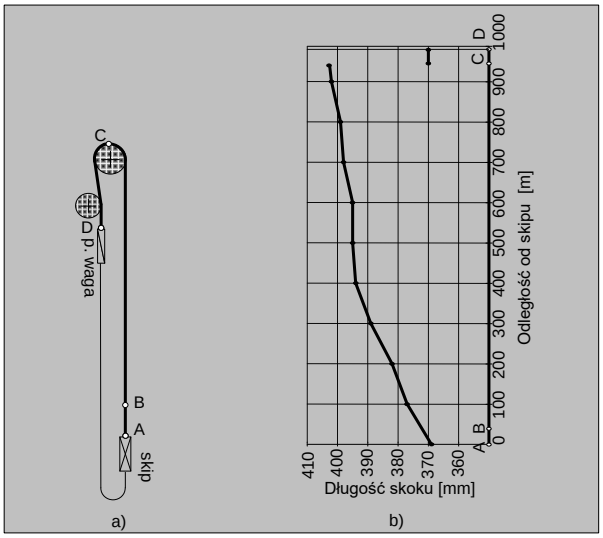
Po zabudowaniu w dowolnym urządzeniu wyciągowym nowej liny nośnej, mającej tendencję do kręcenia się, od samego początku eksploatacji stwierdza się znaczne zróżnicowanie długości skoku na różnych odcinkach liny. Długość

skoku liny zmienia się wzdłuż jej długości, co można obserwować w czasie postoju urządzenia. Skok tego samego odcinka liny zmienia się także każdorazowo w ciągu pełnego cyklu jazdy. Jest to zjawisko naturalne nie związane ze stanem technicznym określonym poziomem zużycia liny. Jest to bowiem fizyczny skutek zmian geometrycznych wywołanych kręceniem się lin. Wpływu tego czynnika na wyniki pomiarów nie można wyeliminować. Śledzenie zmiany długości skoku można zrealizować poprzez okresowe wykonywanie pomiarów w takich samych warunkach w określonych fazach cyklu pracy urządzenia. Wówczas zjawisko kręcenia nie będzie miało dużego wpływu na różnicę wyników kolejnych pomiarów. Do opracowania takiej procedury konieczna jest zatem wiedza, jak zmienia się długość skoku liny w różnych fazach pracy wyciągu szybowego.

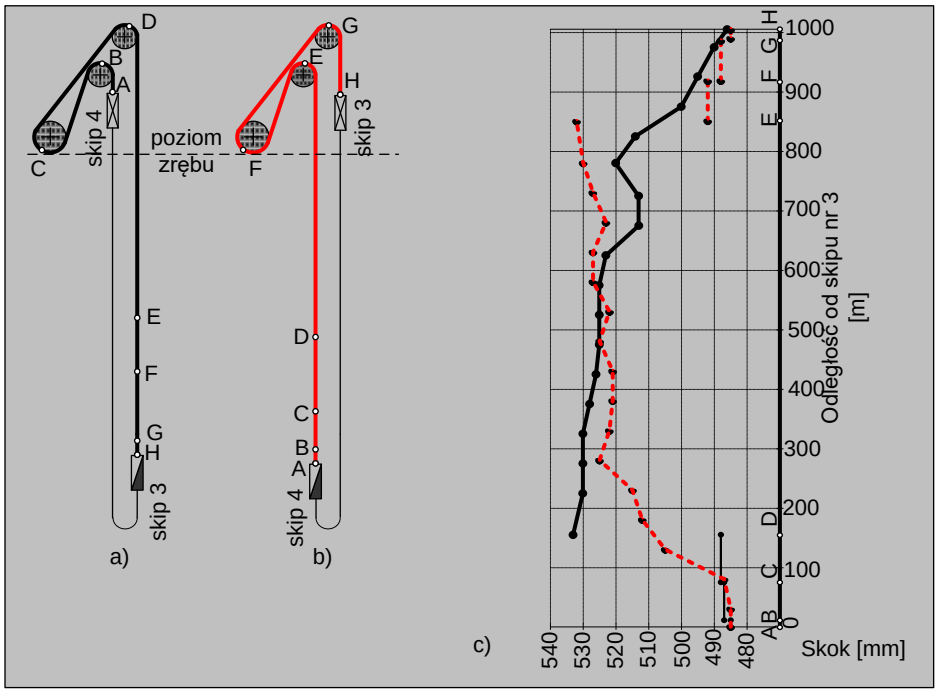
2.1. Zmiana skoku wzdłuż długości liny

Uzasadnione jest, aby pomiary rozkładów długości skoków były wykonywane w fazach skrajnego położenia naczyń, ponieważ wtedy zróżnicowanie długości skoków po długości liny jest największe (wiadomo to z praktyki ruchowej). Przykładowo w położeniu mijania się naczyń wyciągowych rozkład długości skoków jest inny a ich zróżnicowanie jest mniejsze.

Przykłady rozkładów długości skoku w funkcji długości liny przedstawiono na rysunkach 1 i 2. Rysunki te wykonano na podstawie rzeczywistych pomiarów wykonanych w skrajnych położeniach naczyń, punktowo. Problemem technicznym jest fakt, że pomiary długości skoków liny w czasie postoju wyciągu można fizycznie wykonać tylko na kilku odcinkach liny, z powodu braku do niej dostępu. Ten problem można pokonać wykorzystując fakt, że rozkład długości skoków pionowych odcinków liny przy przemieszczaniu się tych odcinków liny do góry praktycznie nie zmienia się (pionowa gałąź liny, ta która przemieszcza się do góry nie kręci się).



Rys.1. Rozkład skoku wzdłuż długości liny wyciągu wieżowego (lina d = 50 mm trójkątnosplotkowa, KWK „Szczygłowice", szyb III, przedział zachodni), lina wyciągu wieżowego znajduje się w skrajnym położeniu naczyń z zaznaczonymi punktami mocowania i kontaktu z pędnią, rozkład długości skoku w funkcji długości liny w położeniu naczyń pokazanym na rysunku 1a



Rys.2. Rozkład skoku wzdłuż długości liny wyciągu zrębowego (lina d = 65 mm trójkątnosplotkowa, KWK „Marcel" szyb III przedział zachodni), gdzie: a) lina wyciągu wieżowego w skrajnym położeniu naczyń (skip 4 u góry) z zaznaczonymi punktami mocowania i kontaktu z pędnią, b) lina wyciągu wieżowego w skrajnym położeniu naczyń (skip 4 na dole) z zaznaczonymi punktami mocowania i kontaktu z pędnią, c) rozkład długości skoku w funkcji długości liny dla skrajnych położeń naczyń: linia ciągła w położeniu naczyń jak na rysunku 2a, linia przerywana w położeniu naczyń jak na rysunku 2b

Zatem wykonując pomiar długości skoku określonego miejsca liny na zrębie przy przemieszczaniu liny do góry otrzymamy praktycznie taki sam wynik, jak dla skrajnego położenia naczyń (w fazie postoju).

Na podstawie pomiarów i obserwacji sformułować można następujące wnioski:

- rozkład skoku w funkcji długości liny zależy od aktualnego położenia naczyń (fazy ruchu wyciągu),
- długość skoku zmienia się odcinkami monotonicznie,
- dla diagnostyki szczególnie interesująca jest zmiana długości skoku długiej, pionowej gałęzi liny, co przedstawiono na rysunku 1b i 2c,
- wykres zmiany skoku tego odcinka jest charakterystyczny i jak widać długości skoków długich, pionowych gałęzi lin zmieniają się monotonicznie: najdłuższy skok jest w górnym odcinku i maleje monotonicznie wzdłuż długości do wartości minimalnej przy końcu liny, dla drugiego skrajnego położenia naczyń skok zmienia się analogicznie,

– rozkład skoku w funkcji długości liny zależy od sposobu ruchu wyciągu np. przy jeździe pełnym cyklem i przy połowicznym cyklu.

2.2. Zmiana skoku na tym samym odcinku liny

Zmiana długości skoku na tym samym odcinku liny występuje cyklicznie i każdorazowo w ciągu pełnego cyklu jazdy (przykład przedstawiono na rysunku 2c.) Z zestawienia obydwu rozkładów długości skoków wynika, że w czasie pełnego cyklu pracy liny nośnej występuje zmiana długości skoku obserwowana na tym samym odcinku liny. Zmianę długości skoku liny obserwowaną na tym samym odcinku liny, określa równanie (1):

$$\Delta_S = s_{\max} - s_{\min}[mm] \tag{1}$$

gdzie:

s_{max} [mm] – największa długość skoku obserwowana w trakcie pełnego cyklu w tym samym miejscu liny,

s_{min} [mm] – najmniejsza długość skoku obserwowana w trakcie pełnego cyklu w tym samym miejscu liny.

Największe wartości względnej zmiany długości skoku Δs występują na odcinkach lin, które w skrajnych położeniach znajdują się pod pędnią linową (maszyna usytuowana na wieży – punkty B, C zaznaczone na rysunku 1) i pod kołami linowymi (maszyna usytuowana na zrębie – punkty D, E zaznaczone na rysunku 2). Zmiana wartości średnicy liny zachodzi odwrotnie: skrócenie długości skoku powoduje nieznaczne zwiększenie średnicy liny, natomiast wydłużenie skoku powoduje niewielkie zmniejszenie jej średnicy. Należy zaznaczyć, że na zmianę średnicy ogromny wpływ ma rodzaj rdzenia.

3. Propozycja procedury (instrukcji) pomiaru skoku lin nośnych wyciągów szybowych

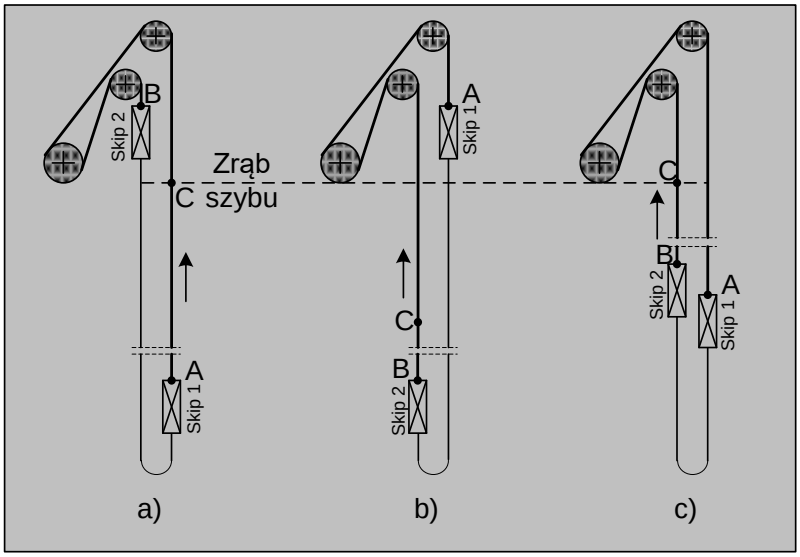
Na podstawie informacji przedstawionych w punkcie 2 można sformułować elementarne zasady, które należy przestrzegać i zastosować je w procedurze pomiaru długości skoku liny dla konkretnego wyciągu szybowego.

Zasady te to:

– pomiary należy wykonywać **zawsze przy jeździe liną do góry**,
– pomiary należy wykonywać przy **pełnych cyklach** jazdy (od jednego do drugiego skrajnego położenia naczyń), **bez cofania**,
– pomiary należy wykonywać na zrębie, pod kołami linowymi na wieży lub pod bębnem pędnym na wieży.

W przypadku lin nośnych maszyn zrębowych proponuje się, aby pomiary były wykonywane w sposób przedstawiony na rysunku 3.

W przypadku lin maszyn wieżowych analogicznie pomiary należy wykonywać przy jeździe liną do góry, zaczynając od skrajnego położenia naczyń.



Rys.3. Proponowane miejsca pomiaru długości skoku i średnicy liny maszyny zrębowej, gdzie: a) pomiar na odcinku liny od A do C ze zrębu po stronie skipu nr 1 (początek pomiarów w skrajnym położeniu naczyń, ruch naczynia 1 do góry), b) ustawienie naczyń do pomiaru na odcinku liny od C do B wykonywanego ze zrębu po stronie skipu nr 2, c) pomiar na odcinku liny od C do B ze zrębu po stronie skipu nr 2 (początek pomiarów od miejsca C w kierunku jazda skipu nr 2 do góry)

Proponuje się aby obydwa parametry (średnica i długość skoku liny) dokumentowane były w formie elektronicznej i w postaci wydruku (jak np. na rysunkach 1b i 2c). Wizualizacja obydwu parametrów w funkcji długości liny, dla kolejnych pomiarów, daje możliwość analizy porównawczej zachodzących zmian. Zmiana przebiegu rozkładu długości skoku w funkcji długości liny może być wartościowym sygnałem diagnostycznym. Może na przykład wskazywać na znaczny wzrost wewnętrznych oporów liny (*zatarcie*). Zebranie dużej liczby pomiarów obu parametrów może być podstawą opracowania kryteriów ilościowych (np. minimalna dopuszczalna średnica liny, maksymalna zmiana długości skoku liny).

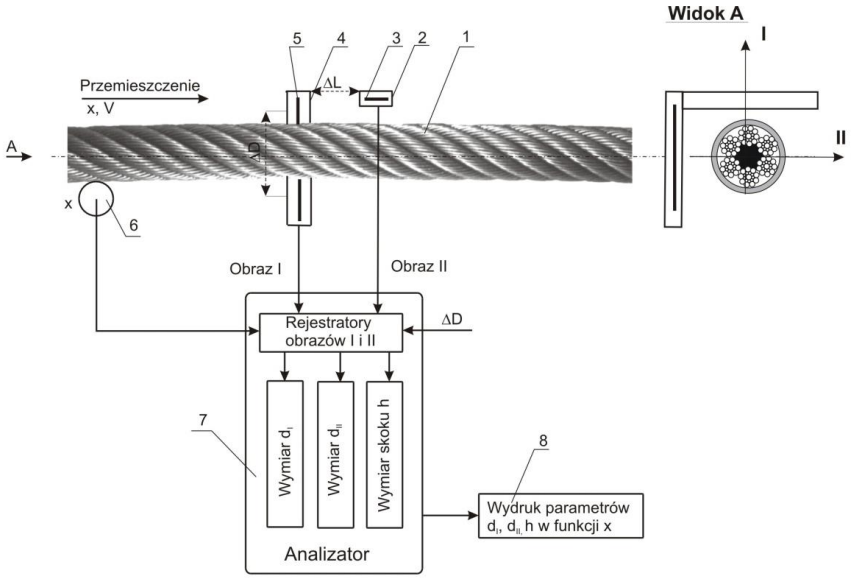
4. Tradycyjne metody pomiaru cech geometrycznych liny i nowe możliwości

Tradycyjne metody pomiaru skoku i średnicy liny mają swoje ograniczenia. Przede wszystkim pomiary wykonuje się punktowo, w wybranych miejscach. Jest to pracochłonne a dokładność pomiaru, szczególnie długości skoku, jest obarczona stosunkowo dużą niepewnością pomiaru. Dokładny i ciągły (wzdłuż całej długości liny) pomiar długości skoku i średnicy liny może być cennym dodatkowym i oryginalnym sygnałem diagnostycznym. Również badanie wizualne poprzez zobrazowanie obu parametrów (średnica i skok) na całej długości liny zyskałoby zupełnie nową jakość. Aby było to możliwe konieczne

jest skonstruowanie urządzenia pozwalającego na ciągły pomiar średnicy i długości skoku liny.

Proponowanym rozwiązaniem urządzenia do ciągłego pomiaru parametrów geometrycznych jest urządzenie optyczne do ciągłego pomiaru średnicy liny i długości skoku pracujących lin stalowych przedstawione na rysunku 4 [2]. Posiada ono dwa lasery skanujące (2, 4) ustawione pod takim kątem do siebie, aby spełnić wymagania normowe dotyczące pomiaru średnicy liny w dwóch kierunkach przekroju poprzecznego oraz czujnik przemieszczenia liny (6). Mocowane jest w ten sposób, że lina (1) przemieszcza się względem układów skanujących (2, 4) lub układy skanujące przemieszczają się względem niej. Może więc również służyć do oceny lin nieruchomych lub poruszających się z bardzo małymi prędkościami. Płaszczyzny, w których pracują skanujące lasery powinny być ustawione najlepiej prostopadle do siebie. Z uwagi na splotkową budowę i heliakalny układ większości konstrukcji lin stalowych powinny być one przesunięte względem siebie o wartość ΔL, przy czym wielkość ta jest regulowana poprzez znane mechanizmy nastawcze.

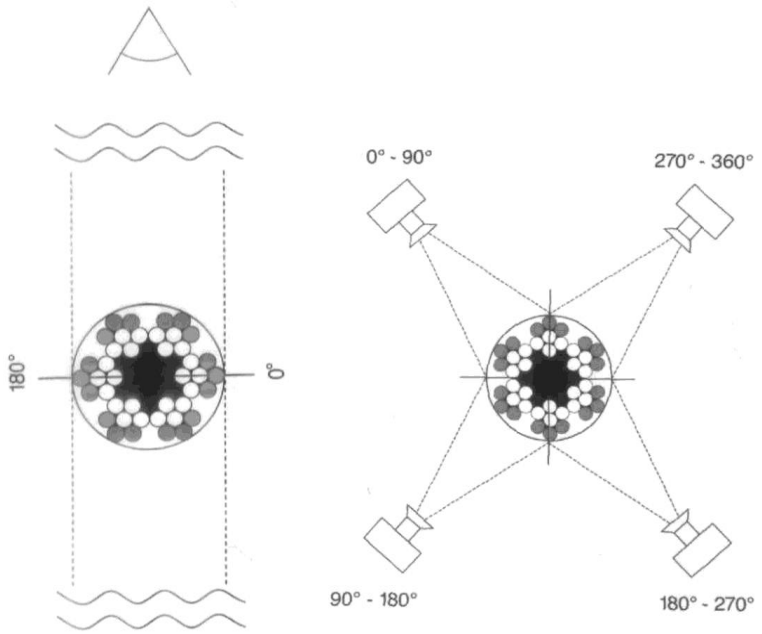
Układy skanujące są połączone w taki sposób z czujnikiem przemieszczenia, że skanowane obrazy są rejestrowane w sposób ciągły. Zaimplementowany w komputerze algorytm przetwarza rozpoznane obrazy rozpoznając jej krawędzie górną i dolną, dzięki czemu pozwala to wyznaczyć średnicę liny. Pomiar długości skoku odbywa się w wyniku ciągłej rejestracji obrazu w funkcji długości (x), który poprzez odpowiedni algorytm komputerowy przetwarza go na wymiar skoku liny na całej mierzonej jej długości.



Rys.4. Schemat urządzenia do ciągłego pomiaru średnicy liny i długości skoku

1 – lina, 2 – skaner pracujący w kierunku II, 3 – układ optyczny skanera II, 4 – skaner pracujący w kierunku I, 5 – układ optyczny skanera I, 6 – czujnik przemieszczenia liny, 7 – analizator komputerowy, 8 - drukarka

Innym rozwiązaniem jest propozycja opracowana przez Uniwersytet w Stuttgarcie w oparciu o obraz czterech kamer [3]. Przedstawiono to na rysunku 5.



Rys.5. Wizualna ocena stanu liny (po lewej) i układ optyczny z kamerami cyfrowymi (po prawej) do obrazowania powierzchni liny [3]

5. Podsumowanie

Doskonalenie istniejących metod pomiarowych jest naturalnym procesem wynikającym z postępu naukowego i technicznego. Propozycja, aby pomiary długości skoków i średnic były wykonywane w jednakowy sposób na różnych obiektach jest w opinii autorów uzasadniona. Również zasadne jest skonstruowanie urządzenia do ciągłego pomiaru średnicy liny i długości skoku (na całej długości liny). Oba parametry (średnica i długość skoku) byłyby podczas okresowych badań rejestrowane i dokumentowane w formie wykreślnej lub elektronicznej. Spodziewane korzyści z zastosowania urządzenia do ciągłego pomiaru średnicy liny i długości skoku liny są następujące:

- wyeliminowanie ręcznego sposobu pomiarów obu parametrów, co jest uciążliwe i czasochłonne,
- zwiększenie dokładności pomiarów obu parametrów,
- zwiększenie wykrywalności uszkodzeń zewnętrznych liny poprzez analizę obu parametrów łącznie na całej jej długości,
- dokumentowanie obu parametrów wzdłuż całej długości liny podczas kolejnych badań stwarza możliwość analizy porównawczej zmiany średnicy

i długości skoku w funkcji czasu (postępującego zużycia), co może być podstawą opracowania kryteriów ilościowych (dopuszczalna minimalna średnica liny, maksymalna zmiana długości skoku liny),

- możliwe jest opracowanie nowej, pomocniczej metody diagnostycznej opartej o analizę zmiany rozkładu długości skoku w funkcji długości liny i w funkcji czasu jej pracy (zużycia),
- możliwe jest uzupełnienie powszechnie stosowanej metody magnetycznej o przedstawioną powyżej metodę wizualną i wykonywanie obydwu badań łącznie.

Literatura

1. Załącznik Nr 4 do Rozporządzenia w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 139, poz. 1169 wraz z póź.zm.).
2. Kowalski J., Nowacki J., Tytko A.: Database metod for supporting the condition assessment of modern wire ropes. OIPEEC Conference 2009, Stuttgart.
3. IFL University of Stuttgart: Video DVD - Technical support of the visual rope inspection, IFL, University of Stuttgart 2007 and visit in IFL laboratory in 2008.

Zamocowania na wieży wyciągowej prowadników linowych za pomocą zacisków klinowych

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz – Politechnika Śląska

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono sposoby zamocowania prowadników linowych na wieżach wyciągowych za pomocą zacisków klinowych ciernych samozaciskających się oraz zacisków klinowo-dźwigniowych. Podano podstawowe wymagania dotyczące projektowania tych zacisków. Omówiono wyniki badań pewności mocowania lin w tych zaciskach oraz podano podstawowe wymagania dotyczące ich projektowania, montażu i obsługi w szybach.

1. Wstęp

W ostatnich latach widać wyraźny rozwój górniczych wyciągów szybowych z linowym prowadzeniem naczyń i to zarówno za granicą jak i w kraju. W kraju eksploatowane są trzy wyciągi szybowe z prowadzeniem linowym w górnictwie węglowym i trzynaście w górnictwie rud miedzi. Z informacji uzyskanych w kraju, jak i z literatury zagranicznej wynika, że zdarzały się przypadki przesuwania się prowadników linowych w ich umocowaniach na wieży (zaciskach klinowych) lub całkowitego ich wysunięcia się z zamocowania.

Sposoby zamocowania prowadników linowych w wieży wyciągowej oraz ich zamocowania do urządzeń napinających umieszczonych w rząpiu lub na odwrót mocowania na stałe w rząpiu a napinania na wieży są bardzo ważnym czynnikiem wpływającym na bezpieczną eksploatację. Do zamocowania prowadników linowych w wieży oraz do ich połączenia z ciężarami napinającymi itd. służą różnego rodzaju zaciski, które można ogólnie podzielić na:

- zaciski sercówkowe z zaciskami płaskimi śrubowymi (zanikające, szyby płytkie),
- zaciski klinowe w odmianie zwykłej i z przegubem kulistym (bardzo popularne),
- zaciski stożkowe zalewane (popularne),
- zaciski stożkowe z klinami rozdzielającymi (rzadko stosowane),
- zaciski klinowo-dźwigniowe (Rosja, Ukraina).

Za granicą osprzęt dla prowadników linowych (zaciski klinowe, stożkowe, napinanie ciężarowe, śrubowe, sprężynowo-śrubowe lub hydrauliczne) projektowane są przez renomowane firmy z długoletnim doświadczeniem, takie jak: Reliance i Barker-Davies (Anglia), Bellambie Mining and Industrial i Becker Mining Africa (RPA) i inne [11].

W Polsce zaciski i wyżej wymienione elementy są specjalnie projektowane i produkowane indywidualnie dla konkretnych rozwiązań wyciągów z prowadnikami linowymi [10].

Na bezpieczeństwo zamocowania prowadników linowych w zaciskach klinowych wpływ mają następujące czynniki:

- kąt zbieżności klinów,
- zapewnienie współbieżności ruchu klinów w obudowie zacisku,
- stan powierzchni materiału klinów i obudowy (obróbka metalograficzna i skrawanie),
- współczynnik tarcia między liną i klinami oraz pomiędzy skośną powierzchnią klinów a obudową,
- sposób montażu zacisków na linie,
- wstępny docisk klinów do liny,
- czystość liny i powierzchni klinów stykających się z liną,
- smarowanie skośnej powierzchni klinów współpracujących z obudową tzw. zaciski śrubowe bezpieczeństwa,
- sposób obliczenia pewności trzymania liny w zacisku.

Z wymienionych czynników omówiono tylko niektóre.

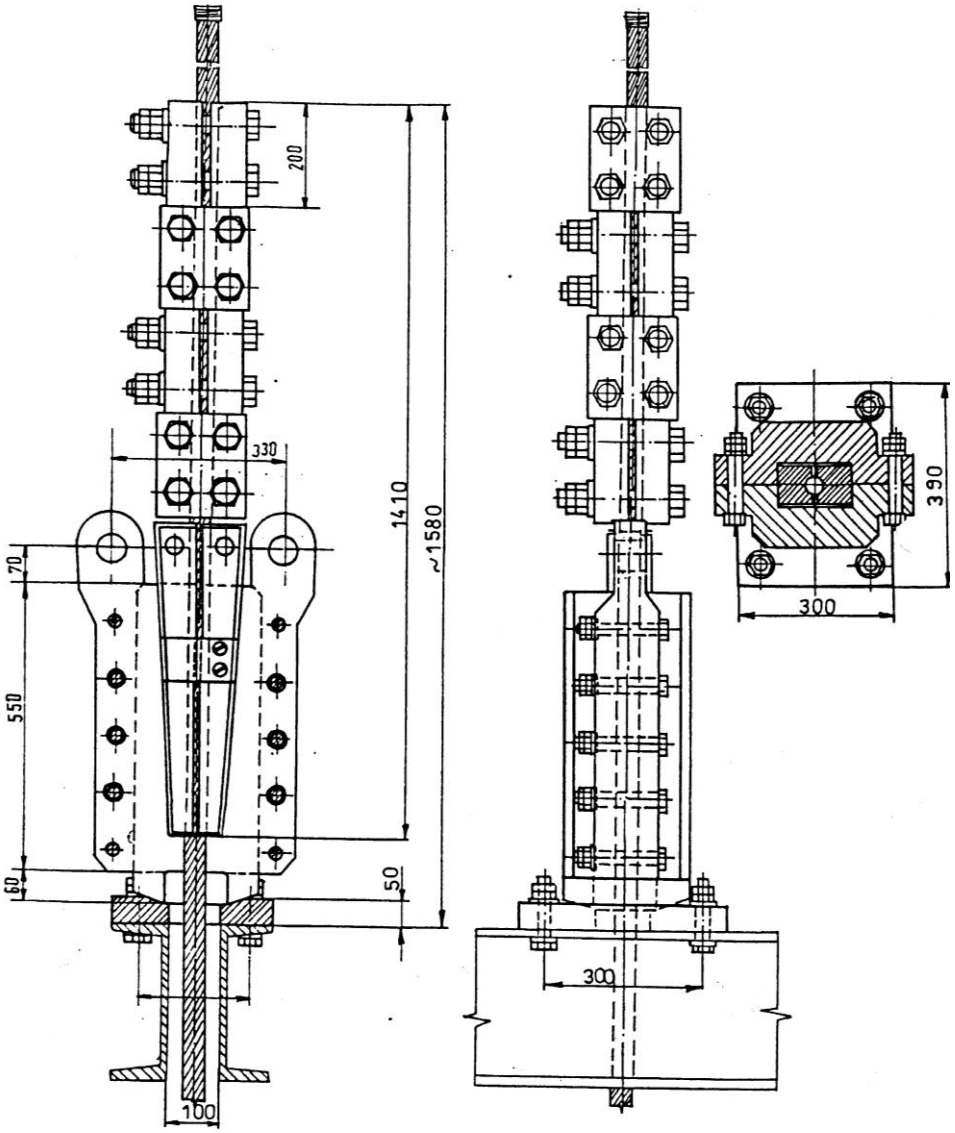
2. Mocowanie prowadników linowych

W kraju, w wyciągach szybowych kopalń węgla stosowane są wyłącznie zaciski klinowe, a w kopalniach rud miedzi zaciski klinowe i zaciski w postaci stożków zalewanych białym metalem i w postaci stożków zaciskowych [9].

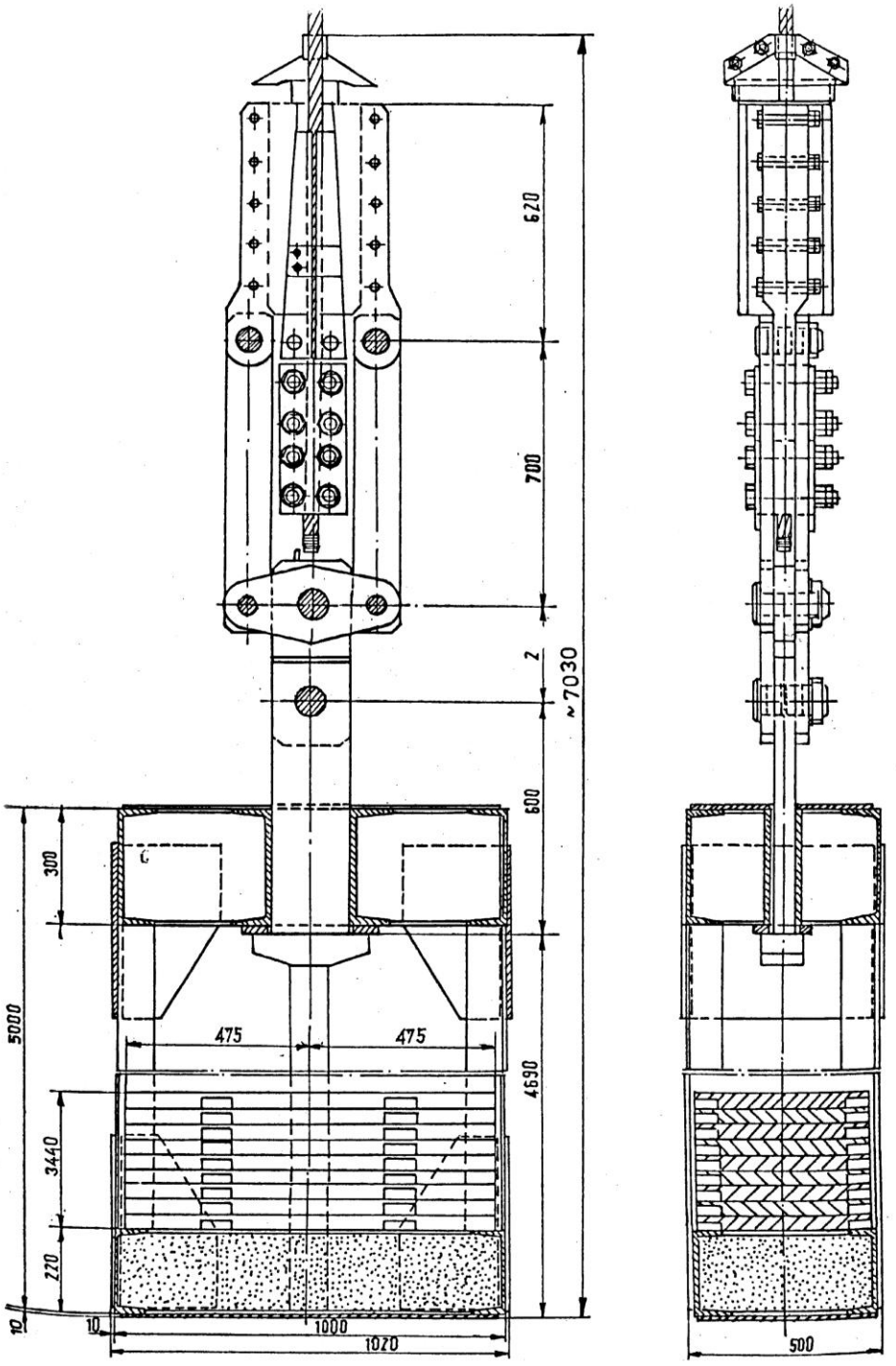
Typowe zamocowanie prowadników linowych w wieży i rząpiu w polskich kopalniach węgla kamiennego przedstawiono na rysunkach 1 i 2.

Schemat zamocowania prowadników linowych w wieży (kopalnia Wujek-Ruch Śląsk, Bielszowice, Rydułtowy) przedstawia rysunek 1 (wymiary geometryczne dla poszczególnych wyciągów są różne). Zacisk klinowy opiera się o dźwigary w wieży poprzez przegub w postaci czaszy kulistej. Kliny o kącie zbieżności $\alpha = 3^{o}30'$ każdy, umieszczone są w obudowie zacisku. Obudowa zacisku składa się z dwóch części i jest skręcana śrubami. Nad klinami zamocowane są na linie cztery dodatkowe czterośrubowe zaciski płaskie. Pomiędzy górną krawędzią klinów a pierwszym zaciskiem śrubowym jest 10 mm przerwa, która jest wskaźnikiem ruchu liny. Po zaniku przerwy zaciski płaskie śrubowe dociskają kliny, zwiększając pewność trzymania liny. Zaciski płaskie śrubowe są określane mianem zacisków bezpieczeństwa. Sposób napinania prowadników linowych w rząpiu przedstawiono na rysunku 2.

Na linie zamocowany jest identyczny zacisk klinowy jak w wieży, ale tylko z dwoma zaciskami płaskimi śrubowymi wraz z obciążnikiem, wieszakiem, łącznikiem, jarzmem i cięgłami tworzy on urządzenie do napinania liny. Obciążenie składa się z kosza, w którym umieszczone są w dwóch rzędach kwadratowe obciążniki. Kosz może być lub nie, prowadzony dodatkowo w rząpiu. Nad zaciskiem jest daszek ochrony zabezpieczający przed wodą.



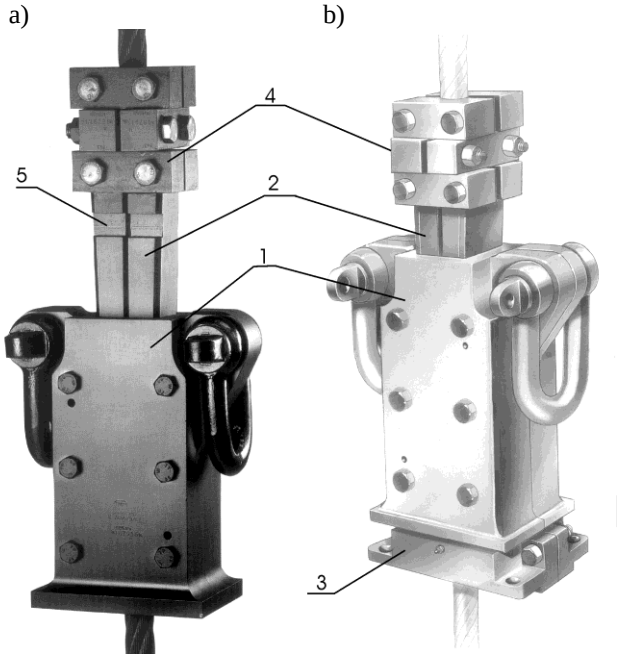
Rys.1. Typowe w kraju mocowanie prowadników linowych na wieży



Rys.2. Typowy w kraju sposób napinania i mocowania prowadników linowych w rząpiu

3. Zaciski klinowe

Do znanych producentów zagranicznych różnej konstrukcji zacisków klinowych, należą firmy Reliance, Barker-Davies (Anglia), Bellambie, Becker Mining Africa (RPA). Produkowane przez te firmy zaciski są podobnej konstrukcji, dlatego omówiono dwie ich podstawowe konstrukcje na przykładzie firmy Bellambie Rope Attachments.

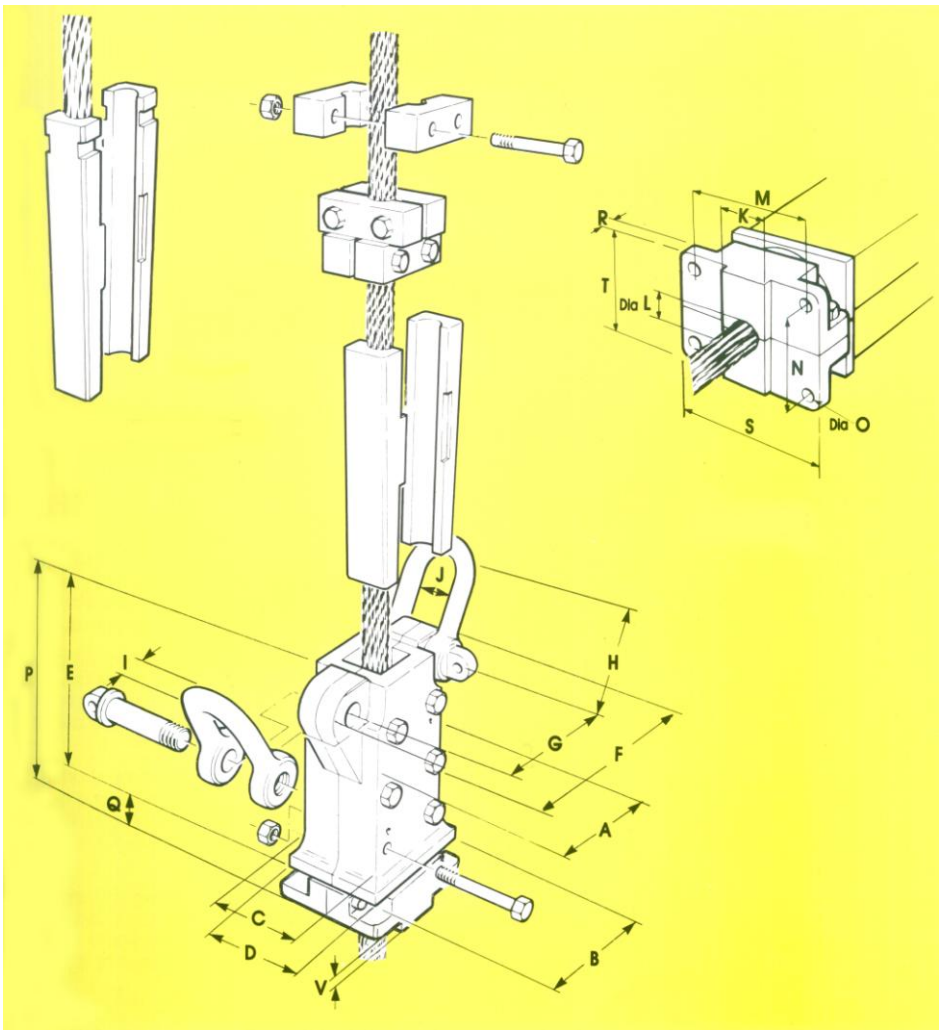


Rys.3. Widoki zacisków firmy Bellambie: a – zaciski zwykłe, b – zacisk klinowy przegubowy

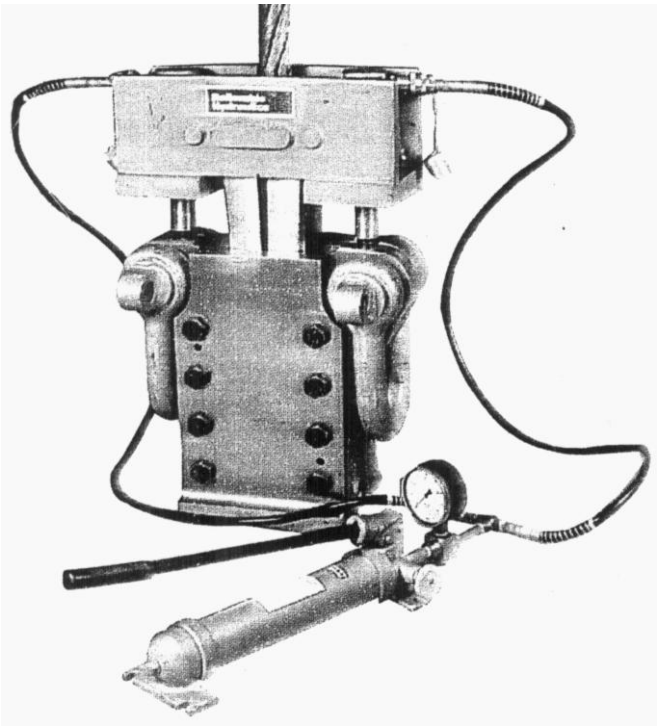
1 – obudowa, 2 – kliny, 3 – podstawa z przegubem kulistym, 4 – zaciski śrubowe, 5 – wycięcia do zamocowania urządzenia do wciskania lub wyciągania klinów

Zaciski klinowe produkowane są w dwóch podstawowych wariantach. Zacisk klinowy zwykły (bez przegubu kulistego) przedstawiono na rysunku 3a. Zacisk składa się z dwudzielnej obudowy, pary klinów i zacisków śrubowych. Zacisk klinowy z przegubem kulistym przedstawiony na rysunku 3b jest identyczny z zaciskiem przedstawionym na rysunku 3a, z tym że ma on dodatkową podstawę w postaci płyty dzielonej z czaszą kulistą, która z obudową zacisku tworzy przegub kulisty. W obu zaciskach klinowych stosować można dwa rodzaje klinów. Kliny z wycięciami w górnej części (rys. 3a), które służą do zamocowania urządzenia hydraulicznego do wstępnego wciskania lub wyciągania klinów z obudowy zacisku i kliny zwykłe bez tych wycięć (rys.3b i 4).

W obu typach zacisków współczynnik pewności utrzymywania liny w zaciskach wynosi 3,5 w stosunku do obciążenia zacisku. Zaciski są projektowane na obciążenia statyczne. Elementy zacisków muszą spełniać pod względem wytrzymałościowym współczynnik bezpieczeństwa n = 6. Wykonane są one ze stali manganowej o zawartości 1,5% manganu. Docisk wstępny klinów uzyskuje się przez ich pobijanie specjalnymi młotami lub za pomocą specjalnych urządzeń hydraulicznych (rys. 5), jednocześnie służących do płynnego wyciągania klinów z obudowy, a które wyposażone są w wycięcia w swojej górnej części. Każdy zacisk jest poddawany po wyprodukowaniu badaniom nieniszczącym, a wybrane zaciski badaniom na obciążenia niszczące. Zaciski dwuśrubowe na linie bezpośrednio dotykają klinów.



Rys.4. Konstrukcja zacisku klinowego z przegubem w podstawie produkcji firmy Bellambie Mining and Industrial [11]



Rys.5. Urządzenie hydrauliczne do wstępnego wciskania lub wyciągania klinów z obudowy zacisku firmy Becker Mining Africa [11]

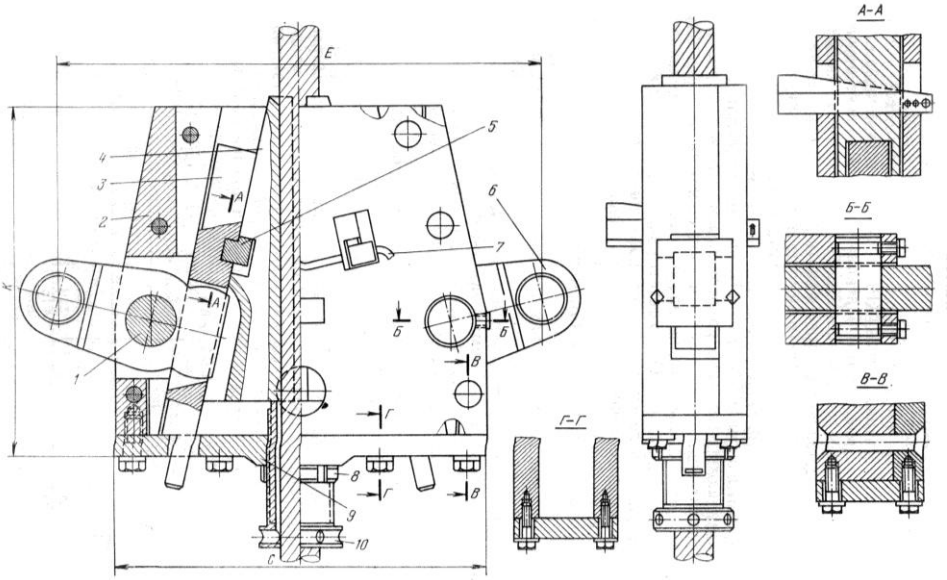
4. Zaciski klinowo-dźwignicowe

W takich krajach jak Rosja i Ukraina, zarówno do zamocowania prowadników linowych oraz lin odbojowych na wieży, jak i do połączenia liny z obciążeniem napinającym w rząpiu stosowane są zaciski klinowo-dźwignicowe typu KRG (rys. 6) lub typu KRZ (rys. 7).

Zacisk KRG przeznaczony jest do mocowania prowadników wykonanych z lin splotkowych, a KRZ dla prowadników z lin konstrukcji zamkniętej. Dźwignie mimośrodowe są elementem łączącym zacisk z jego podporą usytuowaną na dźwigarach pomostu (rys. 8).

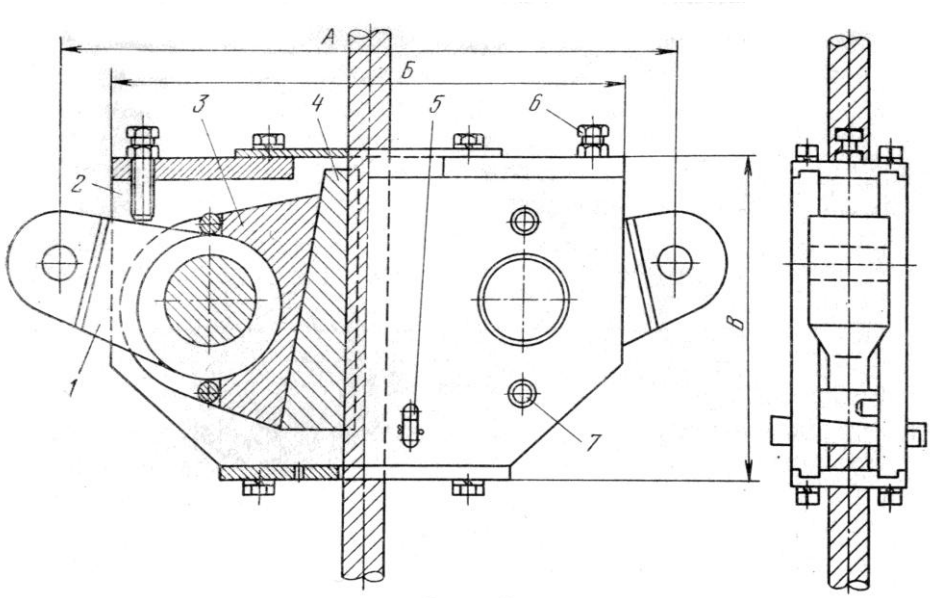
Typoszereg zacisków KRG (5 wielkości) jest przeznaczony dla lin o średnicy 25÷60 mm. Dopuszczalne maksymalne obciążenie zacisków wynosi 45 do 294 kN, a ich masa 66 do 4664 kg [17].

Kliny pionowe 4 (rys. 6) wykonane ze stali 20 nawęglanej, stykają się z klinami odwrotnymi, które z kolei stykają się z korpusem. Powierzchnie klinów przylegające do liny nie są poddane obróbce termicznej przez co zwiększa się współczynnik tarcia z liną, a także chronią druty lub splotki lin splotkowych przed przecięciem.



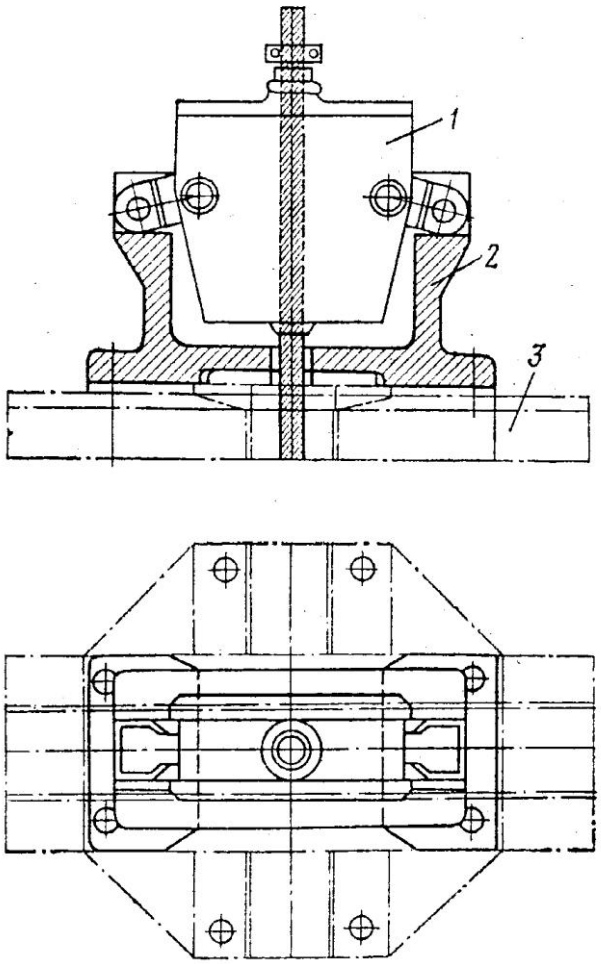
Rys.6. Zacisk klinowo-dźwigniowy typu KRG

1 – oś dźwigni mimośrodowej, 2 – korpus, 3 – klin odwrotny, 4 – klin pionowy, 5 – klin poprzeczny, 6 – dźwignia mimośrodowa, 7 – zawleczka, 8 – nakrętka, 9 – płyta oporowa, 10 – tuleja płyty oporowej



Rys.7. Zacisk klinowo-dźwigniowy typu KRZ

1 – dźwignia mimośrodowa, 2 – korpus, 3 – szczęki, 5 – klin poziomy, 6 – śruby, 7 - kołek



Rys.8. Zamocowanie prowadnika linowego na wieży za pomocą zacisku typu KRG lub KRZ

1 – zacisk, 2 – cylinder podporowy, 3 – rama na wieży

Kliny poziome służą do wstępnego docisku klinów pionowych do liny. Kliny odwrotne do pionowych przeznaczone są dla przeniesienia sił od dźwigni mimośrodowych na kliny pionowe zaciskające linę. Tuleja oporowa służy dla podnoszenia lub opuszczania klinów pionowych podczas wymiany lin lub ich przesunięcia ze strefy niebezpiecznej w przypadku stosowania okresowego przesuwania prowadnika linowego w zacisku.

W zaciskach KRZ (rys. 7) szczęki przeznaczone są do przeniesienia sił od dźwigni mimośrodowych na kliny pionowe. Kliny poziome służą do wstępnego docisku klinów pionowych. Śruby 6 służą do zabezpieczenia zacisku przed rozklinowaniem. Kołki 7 służą do dokładnego ustalenia szczęki w korpusie.

Typoszereg zacisków KRZ obejmuje 7 wielkości i przeznaczony jest dla lin konstrukcji zamkniętej o średnicy 20÷60 mm, a dla lin splotowych o średnicy od 18÷80 mm. Dopuszczalne obciążenie zacisków wynosi od 88 do 638 kN, a ich masa wynosi od 74 do 724 kg [17]. Zaciski KRG i KRZ dobrze sprawdziły się w praktyce i znalazły szerokie zastosowanie nie tylko do mocowania prowadników linowych, ale także jako zawieszenia dla nośnych lin wyciągowych.

5. Badania laboratoryjne zacisków klinowych

Badania wytrzymałościowe i pewności utrzymywania liny w zaciskach klinowych firmy Reliance przeprowadzone zagranicą przedstawiono w pracach [1, 2, 3, 4, 5, 8, 14, 15]. Badania polegały na założeniu na odcinku liny zacisków klinowych na jej końcach i obciążeniu próbek liny w poziomej maszynie wytrzymałościowej, aż do ich zerwania.

Badania prowadzono na linach splotkowych i konstrukcji zamkniętej. Z badań wynika, że aż do zerwania liny nie wystąpiło przemieszczenie liny w klinach, natomiast wystąpiło przemieszczenie klinów w obudowie zacisku, które w przypadku liny konstrukcji zamkniętej było niewielkie i wynosiło 39 mm.

Badania zacisku klinowego typu SS/WF/NU-10 firmy Relliance przeprowadzono również w Zakładzie Doświadczalnym CUPRUM [12]. Badania przeprowadzono na linie konstrukcji półzamkniętej o średnicy 45 mm. Jeden koniec liny zamocowany był w badanym zacisku, a drugi w zalewanej tulei stożkowej. Badania wykazały sumaryczne przemieszczenie liny w zacisku klinowym o wartości 1,13 mm, a klinów względem obudowy zacisku 69,2 mm w momencie zerwania liny, której druty zerwały się w pobliżu zamocowania w zacisku stożkowym. Z badań wynika, że zaciski klinowe o parametrach i konstrukcji firmy Reliance spełniają wymagania dotyczące zamocowania w nich lin.

Pewnym brakiem w tych badaniach jest brak informacji o bardzo istotnym kącie zbieżności klinów. Z innych publikacji wynika, że w konstrukcjach firmy Reliance kąt ten wynosi 2^o [1, 8]. W Polsce badania zacisków konstrukcji i produkcji krajowej przeprowadzono w GIG Katowice [6, 7]. Badania przeprowadzono pod obciążeniem 5000 kN w poziomej maszynie wytrzymałościowej. Badania przeprowadzono na linach o średnicach i kątach zbieżności klinów podanych w tabeli 1.

Z analizy przeprowadzonych w GIG badań wynikają następujące spostrzeżenia:

- Przeprowadzone badania wykazały, że liny konstrukcji zamkniętej o średnicach 45, 44 i 36 mm obciążane statycznie, wyślizgiwały się z mocujących je zacisków klinowych, w których kąty wierzchołkowe α wynosiły odpowiednio $9^o27'$, $6^o58'$ i $4^o5'$.
- Projektując zaciski klinowe przeznaczone do mocowania lin konstrukcji zamkniętej, należy szukać rezerwy współczynnika pewności w wartościach

kątów wierzchołkowych α, które powinny być mniejsze od wymienionych. Badania zacisków z klinami o kacie α = 3°30'dały najlepsze rezultaty.

- Siła zrywająca linę ø 36 mm konstrukcji zamkniętej, którą zamocowano w zacisku klinowym oraz w dwóch szczękowych zaciskach śrubowych, wynosiła S = $92{,}2 \cdot 10^4$ N, a jej sprawność wytrzymałościowa wynosiła $\eta_1 = 82{,}8\%$. Drugi odcinek tej samej liny, którego końce zalano w tulejach stożkowych, uległ zerwaniu przy obciążeniu $P_c = 100{,}55 \cdot 10^4$ N, co stanowi $\eta_2 = 90{,}29\%$ sumarycznej zmierzonej siły P_w zrywającej linę. Niższą sprawność liny zamocowanej w zaciskach klinowych i szczękowych należy tłumaczyć gorszymi warunkami pracy w miejscu zerwania, tj. u wlotu do klinów, gdzie oprócz sił rozciągających linę występują również naciski poprzeczne.
- Zaciski bezpieczeństwa poszczególnych próbek nie były skuteczne i w ewentualnych skrajnych przypadkach nie zapobiegały awariom.
- Kliny powinny być wyposażone w dokładnie wykonane, wysokie wypusty i odpowiednio głębokie „gniazda" umożliwiające pewne wzajemne zazębienie i ułatwiające montaż.
- Powinno się pokrywać smarem grafitowym wzajemnie współpracujące powierzchnie pary: klin-oprawa oraz usunąć smar i zanieczyszczenia z rowków linowych klinów oraz lin na odcinku ich mocowania.

Kąty wierzchołkowe klinów oraz dane mocowanych lin [6, 7]

Tabela 1

Lp.	Kąt wierzchołkowy α klinów	Średnica mocowanej liny mm	Konstrukcja liny	Sumaryczna zmierzona siła zrywająca linę P_w, 10^4 N
1	9°27'	45	zamknięta 19+K+Z	166,88
2	7°45'	50	trójkątnosplotkowa	184
3	7°45'	56	trójkątnosplotkowa	252
4	6°58'	44	zamknięta 37+S+Z	145,23
5	4°5'	36	zamknięta 19+Z	111,36
6	3°30'	48	trójkątnosplotkowa $6(6+12+17)+A_o$	175,26
7	3°30'	48	półzamknięta 1+6+12+18(druty X i O)	127
Uwaga: Wszystkie rowki linowe z wyjątkiem klinów o kącie wierzchołkowym α = 4°5' wylane były miękkim metalem.				

Obszernie, sposób i wyniki badań przeprowadzonych w GIG, przedstawiono w pracach [6, 7].

6. Obsługa zacisków klinowych dla lin prowadniczych i odbojowych

Instrukcje dotyczące montażu zacisków klinowych podawane są przez firmy, które je produkują. Jedną z ciekawych instrukcji jest instrukcja firmy Reliance [14, 18].

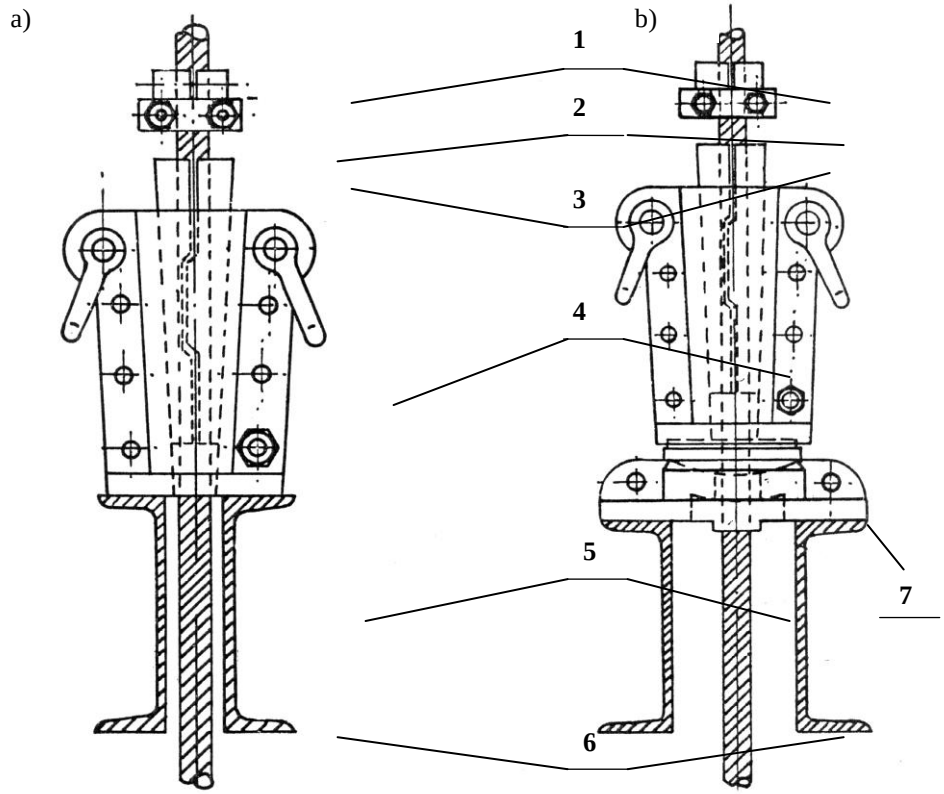
Przed zamontowaniem na linę zacisków klinowych typu WRS i NU lub UF i MG posadawianych na konstrukcji wsporczej niewahliwie należy usunąć farbę, smar itp. z obudowy zacisku oraz klinów. Należy także usunąć ślady rdzy, które pojawiły na grzbietach klinów, w ich rowkach i w miejscu wybrania korpusu pod kliny oraz wszelkie zadziory, które mogłyby utrudniać ruch klinów. Czynności powyższych należy dokonać wyłącznie za pomocą papieru ściernego. Na odcinku współpracy liny z klinami zacisku należy usunąć z niej smar oraz sprawdzić czy lina na tym odcinku jest prosta, czysta i sucha. Po tych czynnościach można założyć na linę połówki konstrukcji zacisku i skręcić je. Powierzchnia styku połówek obudowy zacisku musi być prostopadła do osi dźwigarów konstrukcji wsporczej (rys. 9a). Grzbiety klinów przed zmontowaniem zacisku należy posmarować smarem Speedwell lub Grease Medium. Również lekko należy posmarować wybrania obudowy zacisku pod kliny. Kliny należy mocno wsuwać w obudową, aby stykały się one z liną wywierając odpowiedni docisk. Nie należy stosować zbyt dużej siły do wciskania klinów. Wystarczy, że tkwią one ciasno w obudowie zacisku i jednakowo głęboko. W celu zapobiegania uszkodzeniom klinów podczas ich wciskania należy stosować odpowiednie młotki kształtowe. Następnie należy zamocować dwa kontrolne zwykłe zaciski dwuśrubowe tak, aby stykały się ze sobą, przy czym dolny zacisk styka się początkowo z tylną ścianą klinów.

Śruby zacisku klinowego powinny być dokręcone kluczem dynamometrycznym. Dla standardowych zacisków klinowych typu „gland" firma Reliance zaleca moment dokręcający 406 Nm dla śrub o średnicy 25,4 mm oraz 474 Nm dla śrub o średnicy 31,73 mm oraz odpowiednio mniej dla śrub o mniejszych średnicach. Następnie należy łagodnie linę opuścić i kliny zostaną wciągnięte w obudowę zacisku wywierając docisk do liny. Przy prawidłowym zamocowaniu liny kliny powinny wystawać nad obudowę zacisku o wartości około 1,5÷2 średnic liny. Po całkowitym dociążeniu zacisku (ustalenie się położenia klinów) dolny prosty zacisk dwuśrubowy należy odkręcić i zamocować ponownie na linie nad zaciskiem górnym w pozycji stykającej się z dotychczasowym górnym prostym zaciskiem dwuśrubowym. W ten sposób uzyskuje się wolny odcinek liny pomiędzy zaciskiem prostym a klinami, który służy do obserwacji ewentualnego ruchu liny w klinach.

Minimalna zalecana liczba zacisków prostych kontrolnych dla poszczególnych typów zacisków klinowych wynosi według [14]:

- typ WRS 98 – 2 zaciski, typ NU1 – 2 zaciski
- typ WRS 99 – 2 zaciski, typ NU2 – 2 zaciski
- typ WRS 100 – 3 zaciski, typ NU3 – 3 zaciski
- typ WRS 101 – 4 zaciski, typ NU4 – 4 zaciski
  typ NU5 – 4 zaciski

Po zamocowaniu liny w zacisku klinowym, może on być przykręcony do dźwigarów konstrukcji wsporczej lub podstawy zacisku. Istotnym jest, aby odległość pomiędzy dźwigarami lub otwór w podstawie zacisku był dostatecznie duży, tak aby kliny mogły wystawać z obudowy zacisku o ile to będzie konieczne. W zaciskach typu NU ucha służą do przestawiania zacisku.



Rys.9. Zalecane przez firmę Reliance prawidłowe zamocowanie zacisków klinowych na konstrukcji w wieży dla: a – typu UF, MG, b – typu SS/WF/NU z przegubem kulistym

1 – usytuowanie ostateczne dwu zacisków prostych, 2 – odległość do obserwacji przemieszczania się liny i klinów, 3 – usytuowanie ostateczne klinów wystających 1,5 do 2 średnic liny ponad górną powierzchnię korpusu zacisku, 4 – zacisk, 5 – konstrukcja wsporcza w wieży, 6 – lina prowadnicza, 7 – podstawa zacisku klinowego

W celu dokonania kontroli stanu liny w zacisku lub jego konserwacji itp. należy wykonać jego demontaż według następującej kolejności:

a – upewnić się, że lina i ciężary ją napinające są odpowiednio zabezpieczone oraz jest zapewnione odpowiednie poluzowanie liny pod zaciskiem,

b – należy odkręcić zaciski proste dwuśrubowe,

c – podnieść zacisk klinowy na około 75 mm nad konstrukcję wsporczą,

d – zluzować śruby mocujące połówki obudowy zacisku,

e – uderzyć w obudowę, zacisku w kierunku ku dołowi (unikać uderzenia w kliny), aby wybić kliny z obudowy,

f – wyjąć kliny,

g – odkręcić śruby obudowy zacisku i rozłączyć obie jej połówki.

Po demontażu zacisku klinowego wykonuje się jego konserwację w następującej kolejności:

a – wyczyścić obudowę zacisku, kliny i zaciski proste z smaru, brudu itp.,

b – usunąć rdzę i zadziory oraz zapewnić dopasowanie powierzchni obrobionych,

c – w przypadku odłożenia zacisku klinowego do rezerwy należy nasmarować wszystkie jego elementy lub zakonserwować przed rdzą.

Bezpieczeństwo i niezawodność zacisków klinowych zależy od ich okresowych przeglądów i konserwacji.

W przypadku zacisków klinowych „gland" firmy Reliance dla lin prowadniczych i odbojowych typu SS/WF/NU posadawianych na konstrukcji wsporczej wahliwe lub w gnieździe kulistym (rys. 9b) tok postępowania podczas ich montażu, demontażu i konserwacji jest podobny jak omówiono to w przypadku zacisków niewahliwych z następującymi dodatkowymi zaleceniami. Podczas montażu zacisku należy także smarować wklęsłą powierzchnię podstawy zacisku. Smarowanie przeprowadza się poprzez rowki w podstawie zacisku. Zalecana minimalna liczba zacisków prostych dwuśrubowych wynosi [9]:

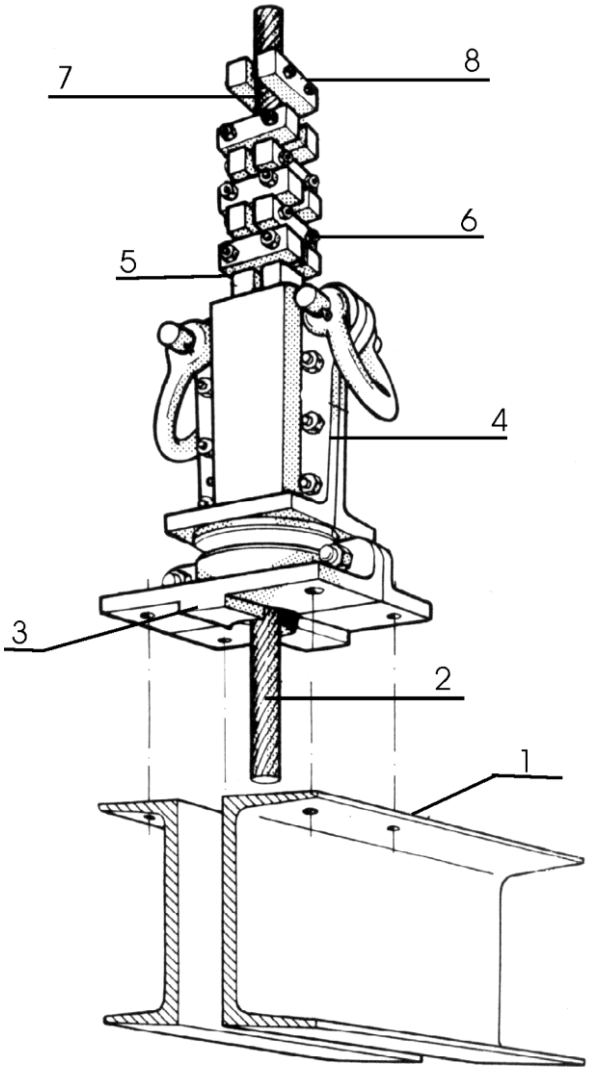
- typ SS/WF/NU.03 – 2 zaciski
- typ SS/WF/NU.09 – 2 zaciski
- typ SS/WP/NU.12 – 4 zaciski
- typ SS/WF/NU.10 – 3 zaciski
- typ SS/WF/NU.11 – 4 zaciski

Moment dokręcający śruby zacisku również zaleca się jak dla zacisków poprzednio omówionych. W przypadku konieczności obrotu liny ze względu na jej jednostronne zużycie, zacisk należy odciążyć i wtedy może on być obrócony wokół swojej osi względem kulistej podstawy.

Tok postępowania przy demontażu zacisku wahliwego jest identyczny jak zacisku niewahliwego z tym, że po pkt. c, wchodzi punkt dodatkowy jako d – obejmujący odkręcenie i usunięcie podstawy zacisku klinowego, a pozostałe punkty czynności są te same i uzyskują numerację od e do h (jedna czynność więcej). Również sposób przeprowadzenia konserwacji zacisków wahliwych jest identyczny jak to zostało omówione w przypadku zacisków niewahliwych. Należy zaznaczyć, że we wszystkich typach zacisków klinowych kliny oraz sam zacisk posiadają oznaczenia przynależne do danej konstrukcji i średnicy liny. Tylko elementy zacisku o tym samym numerze można montować razem.

Nieco inne zalecenia podawane są w wymaganiach NCB [16, 19]. Aby zapobiec zatarciu się sferycznego gniazda zacisku zaleca się stosować smarowanie podczas montażu odpowiednim smarem. Ze względu na przypadki wyśliźnięcia się rdzenia liny lub wyśliźnięcia się całej liny z zacisku klinowego

zaleca się stosować dodatkowo nad zaciskiem odpowiednią ilość zacisków dwuśrubowych. Zacisków czterośrubowych nie zaleca się jako mniej sprawnych. Zaciski te należy mocować na końcu liny nad zaciskiem klinowym w takiej ilości, aby mogły przyjąć obciążenie od ciężaru i naciągu liny, przyjmując do obliczeń obciążenie 20 kN na jeden zacisk. Zaciski te należy zakładać tak, aby opierały się jeden na drugim, natomiast zacisk najniżej położony musi opierać się na górnej krawędzi zacisku klinowego (rys. 10). Zaciski należy dobrać do średnicy liny a ich rowki muszą się kontaktować z liną na łuku 90^{o}. Poradnik [16] podaje następujące momenty dokręcania śrub w zaciskach płaskich (tabela 2).



Rys.10. Montaż zacisku klinowego z przegubem kulistym według zaleceń NCB [16, 19]

1 – dźwigary pomostu, 2 – prowadnik linowy, 3 – płyta podpory, 4 – obudowa zacisku, 5 – kliny, wystają 1,2÷2 średnic liny nad obudowę zacisku, 6 – zaciski dwuśrubowe w pozycji ostatecznej, 7 – przerwa do kontroli ruchu liny, 8 – wskaźnik ruchu liny

Momenty dokręcania śrub w zaciskach według [16]

Tabela 2

Średnica liny mm	Średnica śruby mm	Moment dokręcający Mn	Obciążenie na jeden zacisk kN
16÷44	M20	150	10
45÷64	M30	450	20

Liczba zacisków zależy od obciążenia. Nad ostatnim zaciskiem płaskim śrubowym w odległości 25 mm mocuje się kolejny zacisk. Przerwa między nimi służy do kontroli ruchu liny w zaciskach klinowych.

7. Podsumowanie

Z dokonanego przeglądu mocowania prowadników linowych i lin odbojowych wynika, że zaciski klinowe są najpowszechniej stosowane w świecie i w kraju z uwagi na ich prostą konstrukcję i obsługę. Projektując zaciski klinowe dla prowadników linowych wykonanych z lin splotowych, a szczególnie konstrukcji zamkniętej należy stosować małe kąty zbieżności klinów α, co wynika z przedstawionych badań. Kąty te nie powinny przekraczać 4^o.

Najkorzystniejszy współczynnik pewności mocowania liny w zaciskach uzyskano dla $\alpha = 3^o30'$, co zastosowano w zaciskach klinowych produkcji krajowej. Z badań zagranicznych wynika, że przy $\alpha = 2^o$ uzyskano bardzo wysoką pewność zamocowania.

Na pewność mocowania lin w zacisku bardzo istotny wpływ ma współczynnik tarcia pomiędzy liną i rowkiem klinów, który powinien być jak najwyższy, tj. około $\mu_l = 0{,}3$ oraz jak najmniejszy współczynnik tarcia pomiędzy skośną powierzchnią klinów i obudową zacisku, około $\mu_k = 0{,}1$. Współczynniki zależą od odpowiedniej obróbki klinów i zastosowanych smarów.

Literatura

1. Brodziński S., Carbogno A.: Mocowanie liny konstrukcji zamkniętej w zacisku linowym firmy Reliance. Zesz. Nauk. Pol. Śl., seria Górnictwo, z. 90. Gliwice 1978.
2. Brodziński S., Carbogno A.: Zaciski klinowe Reliance nośnych lin wyciągowych. Mechanizacja i Automatyzacje Górnictwa nr 1 cz. I, nr 2 cz. II, nr 3 cz. III, 1980.
3. Carbogno A., Drożdżak S.: Badania zacisków linowych typu Reliance. Cuprum nr 2, 1979.
4. Carbogno A.: Zaciski klinowe dla lin prowadniczych. Budownictwo Górniczo-Przemysłowe i Kopalnictwo Rud nr 4, 1981.
5. Carbogno A.: Zaciski klinowe do mocowania lin stalowych. Wyroby metalowe. Zeszyty nauk.-tech. PWM nr 5, Kraków 1981.

6. Czech J., Minch K.: Wyniki badań pewności działania zacisków klinowych. Bezpieczeństwo Pracy w Górnictwie. WUG nr 1/30, 1976.
7. Czech J.: Umocowania lin w zaciskach klinowych. Projekty - Problemy Budownictwo-Węglowe nr 6, 1977.
8. Dolan H.: Rope attachments and associated apparaturs for hoisting and guide ropes in vertical mine shafts. The Reliance Rope Attachaent Co. Limited Cardiff, 1960.
9. Glinka J., Tobys J., Wincewicz J.: Linowe prowadzenie naczyń w szybach kopalń rud miedzi KGHM. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 3-4 (212), 1987.
10. Karge A., Turczyński J., Zakszewski M.: Układ i prowadzenie naczyń górniczych wyciągów szybowych. Cz. II. Linowe prowadzenie naczyń w szybach. GBS i PG Katowice 1974.
11. Katalogi firm Reliance (Anglia), Barker-Davies (Anglia), Bellambie Mining and Industrial (RPA), Becker Mining Africa (RPA).
12. Markiewicz R.: Badania nad nowymi zawiesiami lin prowadniczych w szybach. Zakład Doświadczalny „Cuprum" Lubin, listopad 1976.
13. Popowicz O.: Transport kopalniany. cz. 4, Wyciągi szybowe. WGH, Katowice 1957.
14. Reliance suspension glans. Assembly instruction handbook. Cardiff. Anglia.
15. Report No.0150. Test of Reliance suspension glans. Swedish State Proving House. Stockholm 1960.
16. Ropeman's Handbook. NCB, Anglia 1980.
17. Šafanov N. K.: Tiechnologia arnurovanija vertikalnych stvołov šacht. Izd. Niedra. Moskva 1984.
18. The suspension and tensioning of guide and rubbing ropes for vertical mine shafts. Cardiff. Anglia.
19. Zalecane warunki ruchowe dla prowadników szybowych. NCB Anglia (tłumaczenie z języka angielskiego) 1970.

Badanie wpływu sztywności zbrojenia szybu górniczego na siły rzeczywiste oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie

Marek Płachno – Akademia Górniczo-Hutnicza, **Mariusz Kiercz** – Urząd Górniczy do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych

Streszczenie. W polskiej praktyce szybowej od wielu lat dominuje pogląd, że siły rzeczywiste oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybu zależą przede wszystkim od masy i prędkości naczynia w szybie. Ten pogląd był już niejednokrotnie kwestionowany, jednak jego efektywna weryfikacja jest możliwa dopiero obecnie, gdy istnieje obowiązek okresowego wykonywania, (nie rzadziej, niż co pięć lat) kontrolnych pomiarów sił rzeczywistych oddziaływania naczynia wyciągowego na zbrojenie szybu (p. 5.13.9.6 ppkt 3 zał. nr 4 do Rozporządzenie MG z dnia 28 czerwca 2002 r.). W monografii omówiono niektóre rezultaty tej weryfikacji, wynikające z badania wpływu sztywności zbrojenia szybu na siły rzeczywiste oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie.

1. Wprowadzenie

Użytkownicy wielu szybów ze zbrojeniem o zaawansowanym stopniu zużycia są zainteresowani możliwością znacznego obniżenia kosztów remontu tego zbrojenia poprzez zmianę jego rozwiązania technicznego w aspekcie powiększenia dopuszczalnego zużycia ścianek prowadników i dźwigarów ponad 50% pierwotnego wymiaru nominalnego.

Możliwość takiej zmiany określa § 460 ust. 1) Rozporządzenia [1], jednak jej zastosowanie wymaga zezwolenia właściwego organu nadzoru górniczego. Jak podano w [2], jednym z warunków uzyskania takiego zezwolenia jest sprawdzenie powiększenia dopuszczalnego zużycia przez właściwego rzeczoznawcę, wraz ze zweryfikowaniem tego powiększenia poprzez pomiar sił rzeczywistych oddziaływania naczynia wyciągowego na zbrojenie szybu, wykonany w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy.

Celem niniejszego opracowania jest zwrócenie uwagi, że przy przedmiotowym sprawdzaniu nie powinien być pomijany wpływ sztywności zbrojenia szybu na siły rzeczywiste zadawane na zbrojenie przez współpracujące ze zbrojeniem naczynia wyciągowe.

2. Podstawy teoretyczne wpływu sztywności zbrojenia szybu na siły rzeczywiste oddziaływania naczynia wyciągowego na zbrojenie

Wykorzystując związki matematyczne objęte metodą parametryczną obliczania sił maksymalnych oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybu [3], przedstawiono poniżej zależności algebraiczne przydatne do analizy przedmiotowego wpływu dla przypadku sił czołowych:

1. Spodziewana siła maksymalna czołowa zadana przez naczynie wyciągowe na naprzeciwległe ciągi prowadników w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy:

$$F_c = k_Z \cdot \Delta_E \cdot \varepsilon \tag{1}$$

gdzie:

k_Z – współczynnik maksymalnej sztywności czołowej naprzeciwległych ciągów prowadników odpowiadający miejscu oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej, obliczony w kN/m według zależności podanych w [3] i zweryfikowany ze względu na wynik pomiaru sił F_c,

Δ_E – nierówność toru prowadzenia naczynia wyciągowego określona jako przyrost odległości pomiędzy czołowymi płaszczyznami naprzeciwległych ciągów prowadników na odcinku pionowego odstępu sąsiednich punktów podparcia ciągów na dźwigarach, odpowiadająca miejscu oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy, obliczona w mm na podstawie operatu z kontrolnego pomiaru wykonanego według p.5.13.9.6 ppkt 1) załącznik nr 4 do Rozporządzenia [1],

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

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

przy czym:

m – największa masa zastępcza naczynia wyciągowego z dopuszczalnym ładunkiem zredukowana do prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej, obliczona w Mg według zależności podanych w [3] i zweryfikowana ze względu na wynik pomiaru sił F_c,

L – pionowy odstęp sąsiednich punktów podparcia naprzeciwległych ciągów prowadników na dźwigarach, m,

v – dopuszczalna prędkość naczynia wyciągowego w szybie, m/s,

s – iloraz sztywności czołowej naprzeciwległych ciągów prowadników naczynia wyciągowego, obliczony według zależności podanych w [3] i zweryfikowany ze względu na wynik pomiaru sił F_c,

w – wykładnik potęgowy obliczany ze wzoru:

$$w = 0{,}4769 + 0{,}0234s - 0{,}0003s \tag{3}$$

Przedstawione wzory (1), (2) i (3) pokazują, że wpływ sztywności zbrojenia szybu na siły rzeczywiste czołowe zadane na zbrojenie przez naczynie wyciągowe w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy, realizuje się poprzez dwa parametry tej sztywności, tj. przez współczynnik k_Z sztywności maksymalnej naprzeciwległych ciągów prowadników naczynia oraz przez iloraz $\boldsymbol{s}$ sztywności tych ciągów.

Wynika stąd, że w przypadku rzeczywistego szybu górniczego, przedmiotowy wpływ należy analizować indywidualnie dla każdego układu „naczynie-zbrojenie" w szybie, a uzyskane rezultaty należy zweryfikować ze względu na wynik pomiaru sił F_c wykonany w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy.

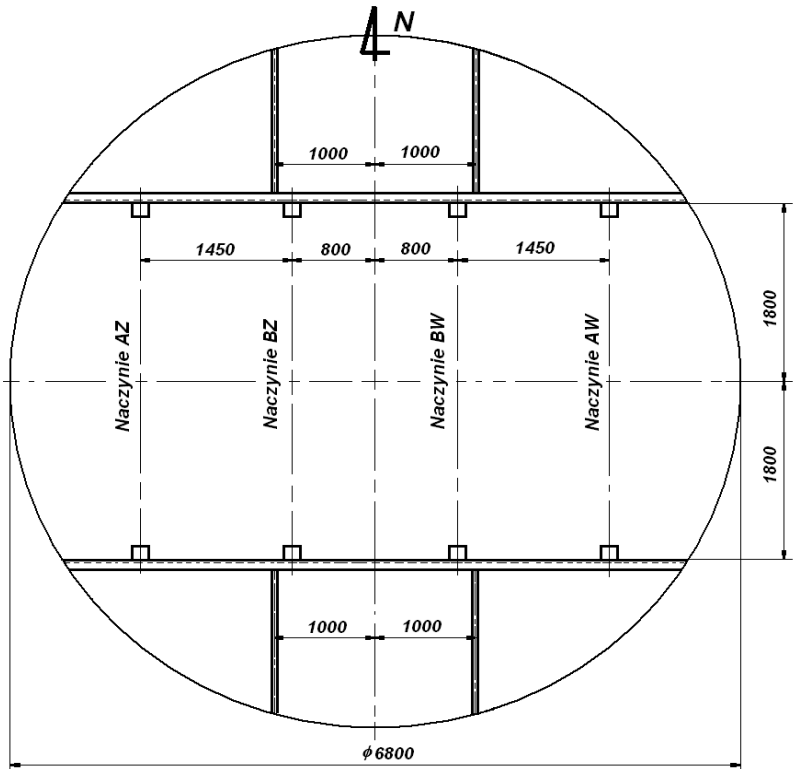
Uzyskane już doświadczenia [4] wskazują, że obliczeniowe parametry sztywności naprzeciwległych ciągów prowadników mogą różnić się względem parametrów tej sztywności odpowiadających zmierzonym siłom F_c. Istnieje bowiem obiektywna przyczyna występowania takich różnic, którą stanowią losowe składniki stanu zużycia poszczególnych elementów zbrojenia w szybie oraz stanu połączeń prowadników z dźwigarami oraz dźwigarów z obudową szybu.

3. Charakterystyka obiektu badania

Przedmiotowe badanie przeprowadzono dla zbrojenia szybu, które ma układ konstrukcji w tarczy szybowej pokazany na schemacie z rysunku 1.

Omawiany układ dotyczy szybu dwuprzedziałowego z dwoma górniczymi wyciągami dwunaczyniowymi, różniącymi się dopuszczalnym ładunkiem naczyń wyciągowych oraz dopuszczalną prędkością ich jazdy. Naczynie *AZ* oraz *BZ* pracujące w przedziale zachodnim szybu ma prędkość dopuszczalną 8 m/s oraz masę dopuszczalną wraz ładunkiem równą około 14,5 Mg.

Z kolei naczynie *AW* i *BW* (przedział wschodni) ma prędkość dopuszczalną 6 m/s oraz masę dopuszczalną wraz ładunkiem równą około 12 Mg.



Rys.1. Schemat układu zbrojenia w tarczy szybowej poddanego badaniom

W tabeli 1 podano parametry sztywności czołowej naprzeciwległych ciągów prowadników tworzących konstrukcję badanego zbrojenia szybu, obliczone dla wymiarów odczytanych z dokumentacji konstrukcyjnej tego zbrojenia oraz zweryfikowane ze względu na wynik pomiaru sił F_c wykonanego dla każdego z naczyń *AZ*, *BZ*, *AW*, *BW* w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy.

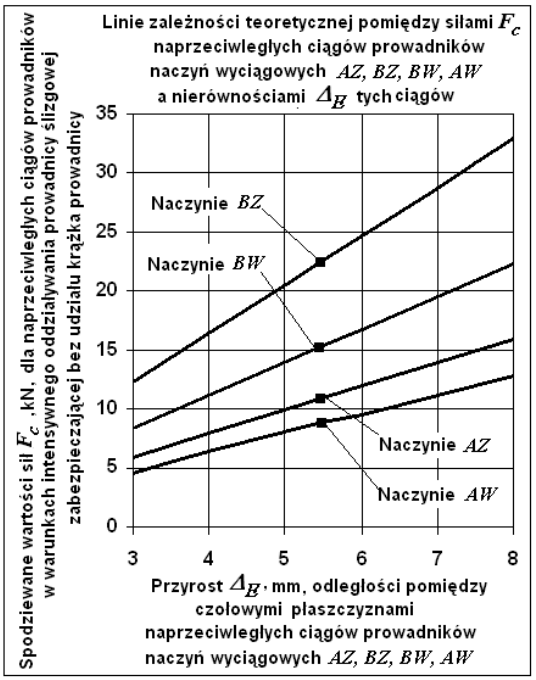
Jak wynika z tabeli 1, parametry sztywności czołowej naprzeciwległych ciągów prowadników naczynia *BZ* i *BW* są około 2 razy większe niż parametry sztywności czołowej naprzeciwległych ciągów prowadników naczynia *AZ* i *AW*. Z tego powodu spodziewano się, że siły F_c zmierzone dla naprzeciwległych ciągów prowadników tych naczyń w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy, będą wykazywać znaczące różnice.

Parametry sztywności badanego zbrojenia szybu

Tabela 1

Parametr sztywności naprzeciwległych ciągów prowadników	Naprzeciwległe ciągi prowadników naczynia *AZ*	Naprzeciwległe ciągi prowadników naczynia *BZ*	Naprzeciwległe ciągi prowadników naczynia *BW*	Naprzeciwległe ciągi prowadników naczynia *AW*
k_Z	10,4 kN/mm	23,6 kN/mm	22,9 kN/mm	11,8 kN/mm
s	3,4	6,8	6,9	3,8

Zakres spodziewanych różnic sił F_c odpowiadający parametrom sztywności podanym w tabeli 1 pokazują wykresy zamieszczone na rysunku 2.



Rys.2. Przy takich samych nierównościach Δ_E naprzeciwległych ciągów prowadników, siły czołowe F_c spodziewane w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy rosną w przybliżeniu wprost proporcjonalnie do sztywności tych ciągów

Wykresy z rysunku 2 przedstawiają wyniki obliczeń numerycznych wykonanych za pomocą wzorów (1), (2) i (3), po sparametryzowaniu występujących w tych wzorach zmiennych *m, L, v, s* do warunków badanego zbrojenia szybu.

Z wykresów na rysunku 2 wynika, że ze względu na różne parametry sztywności naprzeciwległych ciągów prowadników tworzących konstrukcje badanego zbrojenia szybu, siły F_c dotyczące naczynia *BZ* mogą przewyższać takie siły spodziewane przy naczyniu *AZ* około 2,1 razy, a siły F_c odpowiadające naczyniu *BW* mogą być większe względem takich sił spodziewanych przy naczyniu *AW* około 1,8 razy.

Należy wyjaśnić, że mniejsza krotność sił F_c dla naczyń *AW* i *BW* wynika z mniejszej prędkości dopuszczalnej tych naczyń.

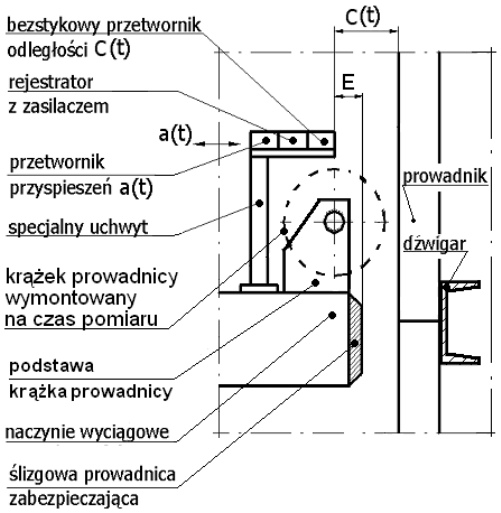
4. Pomiary sił rzeczywistych oddziaływania naczyń wyciągowych na badane zbrojenie szybu

W przedmiotowych pomiarach zastosowano autorską metodę typu AGH-WIMiR [3], której istotą jest częstotliwościowa interpretacja sygnałów pomiarowych przemieszczeń chwilowych oraz przyspieszeń chwilowych naczynia wyciągowego, zmierzonych równocześnie w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy.

W metodzie stosowany jest autorski układ pomiarowy [3], który realizuje specjalne wymagania metrologiczne dotyczące:

– całkowitego zachowania podczas pomiaru naturalnej sztywności układu „naczynie–zbrojenie" występującej w warunkach defektu krążka prowadnicy naczynia,
– dokładnej lokalizacji podczas pomiaru wszystkich kontaktów prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej z prowadnikami.

Schemat ideowy omawianego układu pomiarowego pokazano na rysunku 3.



Rys.3. Schemat ideowy autorskiego układu pomiarowego stosowanego w metodzie AGH-WIMiR [3]

Jak wynika z rysunku 3, warunki intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy uzyskuje się podczas pomiaru poprzez uprzednie wymontowanie jednego krążka prowadnicy naczynia. Wtedy podczas pomiaru jest zapewniony stan całkowitego zachowania naturalnej sztywności układu „naczynie–zbrojenie", ponieważ układ pomiarowy nie ingeruje w naturalne oddziaływanie prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej na zbrojenie szybu.

Schemat z rysunku 3 pokazuje, że do lokalizacji wszystkich kontaktów prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej z prowadnikami służy podczas pomiaru bezstykowy przetwornik odległości *C(t)*, który przypisuje sygnał lokalizowanego kontaktu do tych próbek czasu trwania pomiaru, dla których zmierzona odległość *C(t)* ma wartość równą lub mniejszą od odległości *E* stałej podczas pomiaru.

Omawiany układ pomiarowy w wykonaniu przemysłowym, pokazany na rysunku 4, jest elektronicznym systemem pomiarowym umieszczonym w dwu obudowach, z których większa zawiera rejestrator cyfrowy z zasilaczem oraz przetworniki przyspieszeń i odległości czołowych, a mniejsza, przetworniki przyspieszeń i odległości bocznych.

Rys.4. Przemysłowe wykonanie autorskiego układu pomiarowego stosowanego w metodzie AGH-WIMiR [3]

Po zabudowie układu w naczyniu wyciągowym (według schematu z rysunku 3), jest on uruchamiany za pomocą pilota. Wtedy wszystkie sygnały pomiarowe są zapisywane w pamięci rejestratora cyfrowego, aby po zakończeniu pomiaru i wybudowaniu układu z naczynia, mogły być przepisane elek-

tronicznie do pamięci komputera zewnętrznego, za pomocą przewodu do transmisji widocznego na rysunku 4.

Przepisanie sygnałów pomiarowych wykonuje specjalny program komputerowy o nazwie **AnTrans**, za pomocą którego dokonywana jest również wstępna selekcja tych sygnałów. Po przepisaniu, sygnały pomiarowe są przeliczane na siły oddziaływania naczynia na zbrojenie szybu, zadane podczas pomiaru przez prowadnicę ślizgową zabezpieczającą, przy której zainstalowano układ. To przeliczanie wykonuje również specjalny program komputerowy o nazwie **AnPro**, który realizuje algorytm opisany szczegółowo w [3].

5. Wybrane wyniki badania

W zakresie omawianego badania wykorzystano przebiegi pomiarowe względem głębokości szybu sił rzeczywistych czołowych zadanych na naprzeciwległe ciągi prowadników przez naczynia wyciągowe *AZ*, *BZ*, *AW*, *BW* w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy. Wykorzystano także operaty pomiarowe odległości czołowych płaszczyzn naprzeciwległych ciągów prowadników tych naczyń, opracowane przez wyspecjalizowane służby zgodnie z wymaganiami p. 5.13.9.6 ppkt 1) załącznik nr 4 do Rozporządzenia [1].

Przebiegi pomiarowe sił stanowiły wynik pomiaru wykonanego z inicjałtywy autorów niniejszego artykułu metodą opisaną w punkcie 3. Z kolei operaty pomiarowe odległości zostały udostępnione do omawianego badania przez ich właściciela.

Omawiane badanie obejmowało:

- analizę statystyczną przebiegów pomiarowych wzdłuż głębokości szybu sił rzeczywistych czołowych zmierzonych dla naprzeciwległych ciągów prowadników naczyń *AZ*, *BZ*, *AW*, *BW* w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy,
- analizę statystyczną operatów pomiarowych odległości pomiędzy czołowymi płaszczyznami naprzeciwległych ciągów prowadników naczyń *AZ*, *BZ*, *AW*, *BW*,
- analizę korelacyjną pomiędzy siłami czołowymi F_c a przyrostem Δ_E odległości czołowych płaszczyzn tych ciągów, zmierzonymi dla naprzeciwległych ciągów prowadników każdego z naczyń *AZ*, *BZ*, *AW*, *BW* w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej bez udziału krążka prowadnicy.

Wyniki przeprowadzonej analizy statystycznej pokazano na rysunku 5, na którym po lewej stronie umieszczono wykresy krzywych częstości względnych rozkładu sił F_c zadanych na naprzeciwległe ciągi prowadników poszczególnych naczyń w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy, a po prawej stronie – wykresy

częstości względnych rozkładu przyrostów Δ_E odległości pomiędzy czołowymi płaszczyznami tych ciągów.

Przedstawione na rysunku 5 wykresy krzywych częstości względnych uzyskano przez aproksymację krzywych empirycznych rozkładem *f(x)* Weibulla [5]:

$$f(x) = k \cdot \left(\frac{\beta}{x_g - x_o} \right) \left(\frac{x_g - x}{x_o} \right)^{\beta} \cdot exp \left(- \frac{x_g - x}{x_o} \right)^{\beta} \tag{4}$$

W dokonanej aproksymacji, każdej krzywej częstości zadano parametr x_g jako maksymalną wartość w zbiorze zmiennych losowych tej krzywej, a parametry k, β, x_o obliczono przez przyrównanie momentów rozkładu empirycznego do momentów rozkładu teoretycznego (4).

Określone na tej drodze parametry krzywych częstości przedstawionych na wykresach z rysunku 5 zestawiono w tabeli 2.

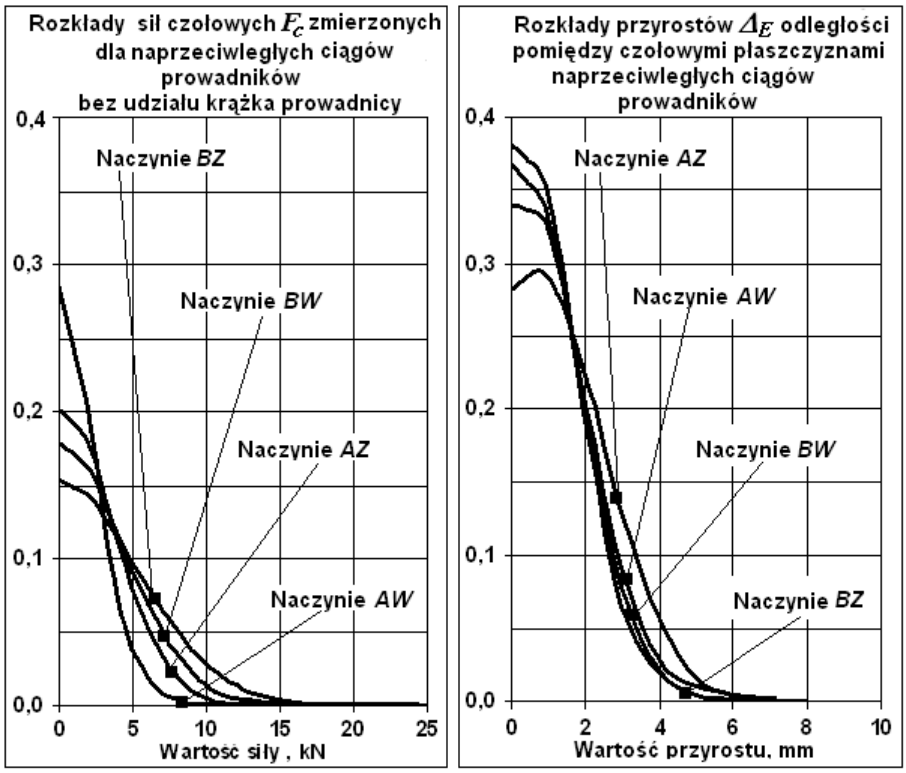
Z wykresów na rysunku 5 wynika, że różnicom w rozkładach sił czołowych F_c zmierzonych dla naprzeciwległych ciągów prowadników poszczególnych naczyń wyciągowych bez udziału krążka prowadnicy nie odpowiadają różnice w rozkładach przyrostów Δ_E odległości pomiędzy czołowymi płaszczyznami tych ciągów. Wskazuje to, że relacje zachodzące pomiędzy maksymalnymi wartościami sił F_c a maksymalnymi wartościami nierówności Δ_E, mogą dotyczyć większej liczby elementów w zbiorach tych zmiennych.

Parametry rozkładów sił czołowych oraz przyrostów odległości pomiędzy płaszczyznami przeciwległych ciągów prowadników badanego zbrojenia szybu

Tabela 2

Parametr rozkładu	Rozkłady sił czołowych F_c zmierzonych dla naprzeciwległych ciągów prowadników bez udziału krążka prowadnicy				Rozkłady Δ_E przyrostów odległości pomiędzy czołowymi płaszczyznami naprzeciwległych ciągów prowadników			
	Naczynie *AZ*	Naczynie *BZ*	Naczynie *BW*	Naczynie *AW*	Naczynie *AZ*	Naczynie *BZ*	Naczynie *BW*	Naczynie *AW*
x_g	15,9 kN	24,6 kN	19,5 kN	11,3 kN	8 mm	6 mm	7 mm	7 mm
x_o	15,56 kN	24,52 kN	19,33 kN	11,20 kN	7,42 mm	5,66 mm	6,72 mm	6,64 mm
β	4,93	5,03	4,95	5,14	4,19	4,30	4,77	4,47
k	0,038 kN	0,007 kN	0,017 kN	0,015 kN	0,11 mm	0,08 mm	0,06 mm	0,08 mm

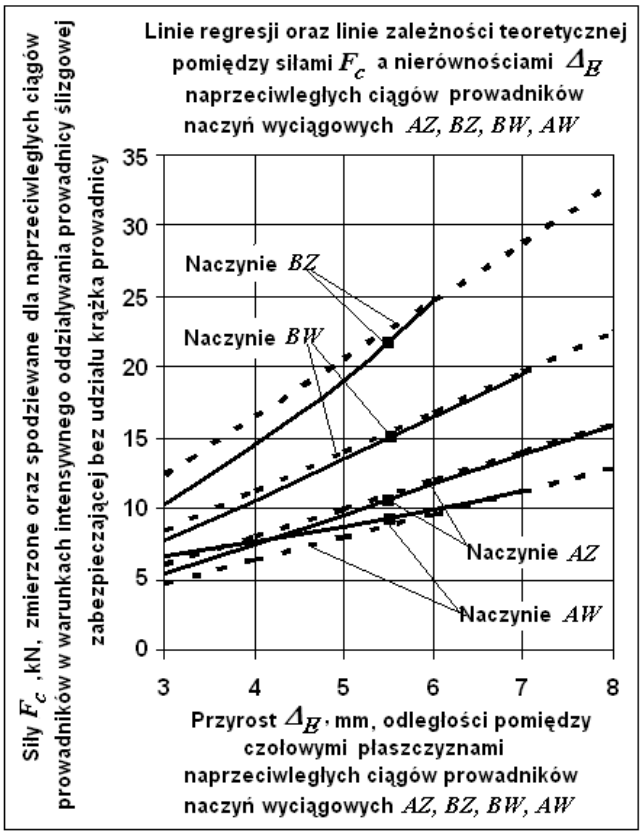
Wyniki przeprowadzonej analizy korelacyjnej zmiennych losowych o rozkładach pokazanych na rysunku 5 przedstawiono na rysunku 6.



Rys.5. Wyniki analizy statystycznej sił czołowych F_c zmierzonych dla przeciwległych ciągów prowadników naczyń *AZ, BZ, AW, BW* bez udziału krążka prowadnicy oraz przyrostów Δ_E odległości pomiędzy czołowymi płaszczyznami tych ciągów

Na rysunku 6, wykresy wykonane linią ciągłą są liniami regresji sił F_c względem przyrostów Δ_E, obliczonej dla naprzeciwległych ciągów prowadźników poszczególnych naczyń wyciągowych *AZ, BZ, AW, BW* z rozkładów pokazanych na rysunku 5. Natomiast wykresy wykonane linią przerywaną pokazują teoretyczną zależność sił F_c względem przyrostów Δ_E, przedstawioną już na wykresach z rysunku 2, ilustrujących wyniki obliczeń wykonanych według wzorów (1),(2) i (3).

Z wykresów na rysunku 6 wynika, że dla warunków badanego zbrojenia szybu, linie regresji oraz linie zależności teoretycznej sił F_c względem nierówności Δ_E, odpowiadające warunkom intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy, wykazują zadowalającą zgodność, co wskazuje, że uzyskane wyniki są wiarygodne. A zatem, znaczący wpływ sztywności zbrojenia szybu na siły oddziaływania naczynia wyciągowego na zbrojenie jest prawidłowością fizyczną, która nie powinna być pomijana przy sprawdzaniu bezpieczeństwa rzeczywistych konstrukcji zbrojenia szybów, zwłaszcza konstrukcji o zawansowanym stanie eksploatacyjnego zużycia.



Rys.6. Linie regresji i linie zależności teoretycznej zachodzące pomiędzy siłami F_c a nierównościami Δ_E naprzeciwległych ciągów prowadników, odpowiadające warunkom intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy

6. Wnioski

1. W polskiej praktyce szybowej od wielu lat dominuje pogląd, że siły rzeczywiste oddziaływania naczyń wyciągowych na zbrojenie szybów zależą przede wszystkim od masy oraz prędkości naczynia w szybie. Ten pogląd wymaga weryfikacji, czemu powinny służyć kontrolne pomiary sił rzeczywistych oddziaływania naczynia wyciągowego na zbrojenie szybu, wykonywane w szybach zgodnie z wymogiem aktualnie obowiązujących przepisów górniczych.
2. Przedstawione w opracowaniu wyniki badań potwierdziły, że przy takich samych nierównościach torów prowadzenia naczyń wyciągowych o takich samych parametrach, siły przejmowane przez zbrojenie szybu w warunkach intensywnego oddziaływania prowadnicy ślizgowej zabezpieczającej bez udziału krążka prowadnicy, są w przybliżeniu wprost proporcjonalne do

sztywności ciągów prowadników tworzących konstrukcję zbrojenia. Taki wpływ sztywności zbrojenia szybów na siły maksymalne oddziaływania naczyń na zbrojenie uznać należy za prawidłowość fizyczną, która nie powinna być pomijana przy sprawdzaniu bezpieczeństwa rzeczywistych konstrukcji zbrojenia szybów, zwłaszcza konstrukcji o zaawansowanym stanie eksploatacyjnego zużycia.

Literatura

1. 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.
2. Kiercz M.: Eksploatacyjne zużycie elementów zbrojenia szybów. Miesięcznik Wyższego Urzędu Górniczego nr 9(169)/2008.
3. Płachno M.: Nowe metody projektowania i eksploatacyjnej kontroli zbrojenia pionowych szybów górniczych. Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Nr 31. Wyd. AGH – Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Kraków 2005.
4. Płachno M.: Doświadczenia z kontrolnych pomiarów rzeczywistych sił oddziaływania górniczych naczyń wyciągowych na zbrojenie szybów. Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie. Wyd. Centrum Badań i Dozoru górnictwa Podziemnego sp. z o.o., Lędziny 2008.
5. Warszyński M.: Niezawodność w obliczeniach konstrukcyjnych. PWN, Warszawa 1977.

Obciążenie zawieszeń naczyń podczas hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do nadszybia na tle przeprowadzonego eksperymentu

Stanisław Wolny, Filip Matachowski – Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie. Opracowanie kryteriów oceny stanu technicznego elementów górniczego urządzenia wyciągowego, ze szczególnym uwzględnieniem trwałości zmęczeniowej w funkcji czasu eksploatacji i rodzaju urządzenia wyciągowego, wymaga przeprowadzenia gruntownej analizy wytrzymałościowo-zmęczeniowej tych elementów, 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 urządzenia, szczególnie w linach nośnych podczas hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do nadszybia w cyklu normalnej eksploatacji. Uzyskane rezultaty zweryfikowano pomiarami obciążeń wybranych elementów analizowanego układu na obiekcie rzeczywistym.

1. Wstęp

Aby stało się możliwe stosowanie elementów skończonych i stanów granicznych do wymiarowania i oceny bezpieczeństwa wybranych elementów górniczego urządzenia wyciągowego, a metod wytrzymałości zmęczeniowej do określania czasu ich bezpiecznej eksploatacji, niezbędne jest:

- przeprowadzenie analizy dynamicznej pracy wybranych elementów górniczego urządzenia wyciągowego dla wszystkich możliwych stanów ruchowych i awaryjnych,
- wyznaczenie obciążeń tych elementów jako funkcji czasu pracy urządzenia.

Wyniki analiz zawartych w punktach 1 i 2 mogą być przyczynkiem do opracowania kryteriów oceny stanu technicznego wybranych elementów konstrukcyjnych górniczego urządzenia wyciągowego, ze szczególnym uwzględnieniem trwałości zmęczeniowej w funkcji czasu eksploatacji i rodzaju urządzenia wyciągowego.

W opracowaniu autorzy ograniczyli się do określenia obciążenia zawieszeń naczyń dla przypadku hamowania z opóźnieniem a_2 pełnego naczynia dojeżdżającego do nadszybia w normalnym cyklu eksploatacyjnym.

2. Obciążenia dynamiczne elementów górniczego urządzenia wyciągowego w czasie hamowania dojeżdżającego do nadszybia naczynia wydobywczego w czasie normalnej eksploatacji układu

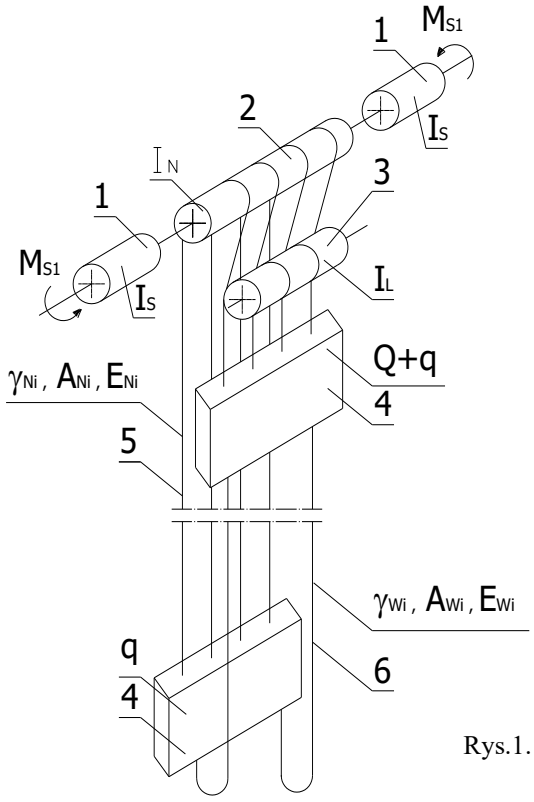
2.1. Model dynamiczny urządzenia wyciągowego

Ponieważ, rozważania zawarte w pracy ograniczono do urządzenia wyciągowego wielolinowego z kołem pędnym w układzie wieżowych z dwoma naczyniami skipowymi i liną wyrównawczą [5, 6, 7], to w czasie załadunku

jednego ze skipów drugi jest rozładowywany i odwrotnie, ponadto parametry kinematyczne jazdy w czasie podnoszenia naczynia załadowanego są identyczne jak przy opuszczaniu naczynia pustego. Na tej podstawie przy określaniu obciążeń elementów górniczego urządzenia wyciągowego uwzględniono:

- prędkość i czas jazdy naczynia opuszczonego jako równą prędkości i czasowi jazdy naczynia podnoszonego i równą odpowiednio V_0 i t_0,
- przyśpieszenie i czas rozruchu załadowanego naczynia podnoszonego są równe przyspieszeniu i czasowi rozruchu opuszczanego pustego naczynia i równe odpowiednio a_1 i t_1,
- opóźnienie i czas hamowania załadowanego naczynia podnoszonego przy dojeździe do nadszybia są równe opóźnieniu i czasowi hamowania opuszczonego naczynia pustego przy dojeździe do podszybia i odpowiednio równe a_2 i t_2.

Analizę dynamiczną, jak to już wcześniej zaznaczono, ograniczono do urządzenia wyciągowego wielolinowego z kołem pędnym w układzie wieżowym z dwoma naczyniami skipowymi i liną wyrównawczą, 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

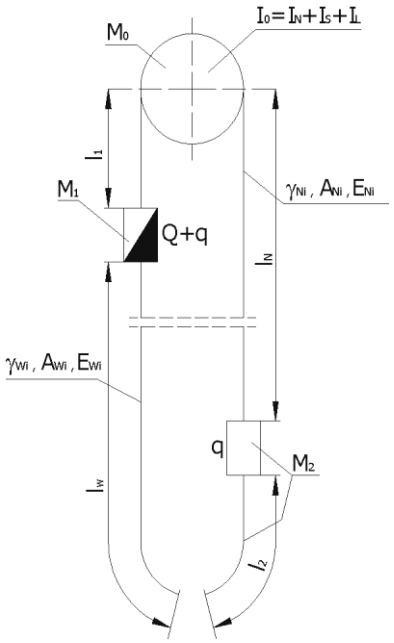
4 – naczynia skipowe o masie q i ładowności Q, z których górne jest załadowane,

5 – gałęzie równolegle ułożonych lin nośnych o gęstości liniowej γ_N i sztywności na rozciąganie $A_N E_N$,

6 – gałęzie równolegle 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.



Rys.2. Model urządzenia wyciągowego

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 l_1 (między naczyniem górnym a kołem pędnym) i l_2 (pod naczyniem dolnym do nawrotu w rząpiu) wliczono w całości do naczyń.

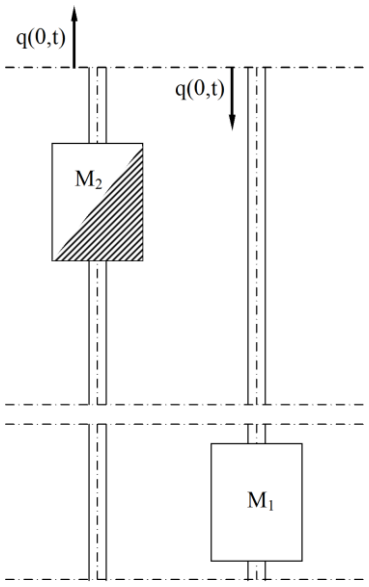
W modelu według rysunku 2 poczyniono następujące uproszczenia:

– 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, 4],

- oba naczynia potraktowano jako sztywne,
- pominięto tłumienie wewnętrzne w linach z uwagi na krótki czas trwania rozpoczętego procesu (rozruch lub hamowanie),
- 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.

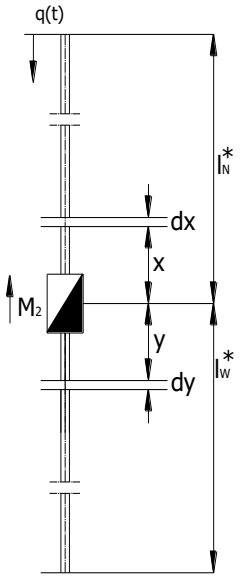
2.2. Obciążenie lin nośnych górniczego urządzenia wyciągowego dla przypadku hamowania dojeżdżającego do nadszybia naczynia wydobywczego

Zagadnienie przedstawione w punkcie 2.1 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, 4]. Nowoczesne urządzenia wyciągowe posiadają z reguły napędy o dużej mocy i sztywnych charakterystykach i są w stanie podtrzymać prędkość według z góry założonego wykresu jazdy.



Rys.3. Rozdział modelu wyciągu na dwa niezależne układy w przypadku zadanej prędkości koła pędnego (hamowanie dojeżdżającego naczynia do nadszybia)

Dla przypadku hamowania masy M_2 (pełne naczynie) dojeżdżającej do nadszybia rozpatrzymy więc model układu jak na rysunku 4. Funkcję opisującą przemieszczenie górnego końca liny nośnej (przemieszczenie obwodowe koła pędnego) oznaczymy przez $q_{(t)}$.



Rys.4. Model wyciągu z zadaną funkcją prędkości górnego końca liny nośnej przy hamowaniu naczynia dojeżdżającego do nadszybia

Wyznaczanie przemieszczeń i odkształceń przekrojów poprzecznych lin nośnych i wyrównawczych od momentu rozpoczęcia procesu hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do podszybia sprowadza się do rozwiązania równań [1, 2, 8]:

$$\frac{\partial^2 u*(x,t)}{\partial t^2} - a_N^2 \frac{\partial^2 u*(x,t)}{\partial x^2} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial^2 v*(y,t)}{\partial t^2} - a_W^2 \frac{\partial^2 v*(y,t)}{\partial y^2} = 0 \tag{2}$$

przy następujących warunkach brzegowych:

$$x = 0;\ M_2 \frac{\partial^2 u^*(x,t)}{\partial t^2} = A_N E_N \frac{\partial u*}{\partial x} - A_W E_W \frac{\partial v^*}{\partial y} \tag{3a}$$

$$x = l_N^*;\ u*(x,t) = -q_{(t)} \tag{3b}$$

$$x = 0; y = 0 \qquad u^*(x=0,t) = v^*(y=0,t) \tag{3c}$$

$$y = l_W^x; \qquad \frac{\partial v^*}{\partial y} = 0 \tag{3d}$$

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 i y od ruchomych układów współrzędnych związanych z masą M_2; przemieszczenia te są liczone w układach, których początki w chwili $t_0 = 0$ pokrywały się z masą M_2, a poruszają się z prędkością $V_0 = \text{const.}$, z jaką w chwili początkowej poruszały się wszystkie elementy wyciągu,

l_N^* – długość lin nośnych w chwili rozpoczęcia procesu hamowania,

l_W^* – długość lin wyrównawczych w chwili rozpoczęcia procesu hamowania,

$q_{(t)}$ – znana funkcja czasu.

Rozwiązania równań (1) i (2) poszukujemy w postaci [8]:

$$u^*(x,t) = \varphi^*\left(t - \frac{x}{a_N}\right) + \psi^*\left(t + \frac{x}{a_N}\right) \tag{4a}$$

$$v^*(y,t) = f\left(t - \frac{y}{a_W}\right) + g^*\left(t + \frac{y}{a_W}\right) \tag{4b}$$

Po uwzględnieniu (4a) i (4b) w związkach (3) wyznaczono postacie funkcji φ^*, ψ^*, f^* i g^* w różnych przedziałach zmienności x,t oraz y,t które pozwoliły na podanie ogólnych wzorów analitycznych na przemieszczenia i naprężenia odpowiednio dla liny nośnej i wyrównawczej. W opracowaniu ograni-

czono się do podania zależności na przemieszczenie przekroju poprzecznego lin nośnych.

$$
\begin{aligned}
u^*(x,t) = &-\frac{1}{2}a_2\left(t+\frac{x}{a_N}-\frac{l_N^*}{a_N}\right)^2 - \\
&-a_2\left[\frac{1}{2}\left(t-\frac{x-l_N^*}{a_N}\right)-\frac{2}{h_2}\left(t-\frac{x-l_N^*}{a_N}\right)+\frac{2}{h_2^2}u\left(t-\frac{x-l_N^*}{a_N}\right)-\frac{2}{h_2^2}e^{-h_2\left(t-\frac{x-l_N^*}{a_N}\right)}\right]\sigma_0\left(t-\frac{x+l_N^*}{a_N}\right)+ \\
&+a_2\left[\begin{array}{l}\frac{1}{2}\left(t-\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)^2-\frac{4}{h_2^2}\left(t-\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)+\frac{8}{h_2^2}u\left(t-\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)- \\ \frac{8}{h_2^2}e^{-h_2\left(t-\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)}-\frac{4}{h_2}\left(t-\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)e^{-h_2\left(t-\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)}\end{array}\right]\sigma_0\left(t-\frac{x+3l_N^*}{a_N}\right)+ \\
&+a_2\left[\begin{array}{l}\frac{1}{2}\left(t+\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)^2-\frac{2}{h_2}\left(t+\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)+\frac{2}{h_2^2}u\left(t+\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)- \\ -\frac{2}{h_2^2}e^{-h_2\left(t+\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)}\end{array}\right]\sigma_0\left(t+\frac{x-3l_N^*}{a_N}\right)- \\
&-a_2\left[\begin{array}{l}\frac{1}{2}\left(t+\frac{x-5l_N^*}{a_N}\right)^2-\frac{4}{h_2^2}\left(t+\frac{x-5l_N^*}{a_N}\right)+\frac{8}{h_2^2}u\left(t+\frac{x-5l_N^*}{a_N}\right)- \\ -\frac{8}{h_2^2}e^{-h_2\left(t+\frac{x-5l_N^*}{a_N}\right)}-\frac{4}{h_2}\left(t+\frac{x-5l_N^*}{a_N}\right)e^{-h_2\left(t+\frac{x-5l_N^*}{a_N}\right)}\end{array}\right]\sigma_0\left(t+\frac{x-5l_N^*}{a_N}\right)+ \\
&-a_2\left[\begin{array}{l}\frac{1}{2}\left(t-\frac{x+5l_N^*}{a_N}\right)^2-\frac{6}{h_2^2}\left(t-\frac{x+5l_N^*}{a_N}\right)+\frac{18}{h_2^2}u\left(t-\frac{x+5l_N^*}{a_N}\right)- \\ 4\left(t-\frac{x+5l_N^*}{a_N}\right)^2e^{-h_2\left(t-\frac{x+5l_N^*}{a_N}\right)}-\frac{12}{h_2}\left(t-\frac{x+5l_N^*}{a_N}\right)e^{-h_2\left(t-\frac{x+5l_N^*}{a_N}\right)}- \\ -\frac{18}{h_2^2}e^{-h_2\left(t-\frac{x+5l_N^*}{a_N}\right)}\end{array}\right]\sigma_0\left(t-\frac{x+5l_N^*}{a_N}\right)+ \\
&+a_2\left[\begin{array}{l}\frac{1}{2}\left(t+\frac{x-7l_N^*}{a_N}\right)^2-\frac{6}{h_2}\left(t+\frac{x-7l_N^*}{a_N}\right)+\frac{18}{h_2^2}u\left(t+\frac{x-7l_N^*}{a_N}\right)- \\ -4\left(t+\frac{x-7l_N^*}{a_N}\right)^2e^{-h_2\left(t-\frac{x+5l_N^*}{a_N}\right)}-\frac{12}{h_2}\left(t+\frac{x-7l_N^*}{a_N}\right)e^{-h_2\left(t+\frac{x-7l_N^*}{a_N}\right)}- \\ -\frac{18}{h_2^2}e^{-h_2\left(t+\frac{x-7l_N^*}{a_N}\right)}\end{array}\right]\sigma_0\left(t+\frac{x-7l_N^*}{a_N}\right)
\end{aligned}
\tag{5}
$$

W warunkach brzegowych uwzględniono trapezowy wykres jazdy urządzenia, przyjmując dla etapu hamowania:

$$\frac{dq_{(t)}}{dt} = -a_2 t \tag{6}$$

Przemieszczenia załadowanego naczynia dojeżdżającego do nadszybia od chwili, gdy rozpoczął się proces hamowania wyznaczyć można z zależności (5) po podstawieniu za $x = 0$. Natomiast przemieszczenie górnego końca lin nośnych, w miejscu ich wejścia na koło pędne jest równe:

$$u^*\left(x = l_N^*, t\right) = -\frac{1}{2} a_2 t^2 \tag{7}$$

co łatwo sprawdzić, podstawiając zależności (5) za $x = l_N^{\bullet}$

Natomiast zmiana naprężenia w dowolnym przekroju poprzecznym lin nośnych podczas fazy hamowania pełnego naczynia, od chwili rozpoczęcia tego procesu jest równa:

$$\begin{aligned}
&\Delta\sigma_{l_N}^H(x,t) = E_N \cdot \frac{\partial u^*(x,t)}{\partial x} = -E_N \frac{a_2}{a_N}\left(t + \frac{x}{a_N} - \frac{l_N^*}{a_N}\right) + \\
&+ E_N \frac{a_2}{a_N}\left[\left(t - \frac{x + l_N^*}{a_N}\right) - \frac{2}{h_2} + \frac{2}{h_2} e^{-h_2\left(t - \frac{x + l_N^*}{a_N}\right)}\right]\sigma_0\left(t - \frac{x + l_N^*}{a_N}\right) + \\
&- E_N \frac{a_2}{a_N}\left[\left(t - \frac{x + 3l_N^*}{a_N}\right) - \frac{4}{h_2} + \frac{4}{h_2} e^{-h_2\left(t - \frac{x + 3l_N^*}{aN}\right)} + 4\left(t - \frac{x + 3l_N^*}{a_N}\right) e^{-h_2\left(t - \frac{x + 3l_N^*}{a_N}\right)}\right]\sigma_0\left(t - \frac{x + 3l_N^*}{a_N}\right) + \\
&+ E_N \frac{a_2}{a_N}\left[\left(t + \frac{x - 3l_N^*}{a_N}\right) - \frac{2}{h_2} + \frac{2}{h_2} e^{-h_2\left(t - \frac{x - 3l_N^*}{a_N}\right)}\right]\sigma_0\left(t + \frac{x - 3l_N^*}{a_N}\right) + \\
&- E_N \frac{a_2}{a_N}\left[\left(t + \frac{x - 5l_N^*}{a_N}\right) - \frac{4}{h_2} + \frac{4}{h_2} e^{-h_2\left(t + \frac{x - 5l_N^*}{a_N}\right)} + 4\left(t - \frac{x - 5l_N^*}{a_N}\right) e^{-h_2\left(t + \frac{x - 5l_N^*}{a_N}\right)}\right]\sigma_0\left(t - \frac{x + 3l_N^*}{a_N}\right) + \\
&+ E_N \frac{a_2}{a_N}\left[\begin{array}{l}\left(t - \frac{x + 5l_N^*}{a_N}\right) - \frac{6}{h_2} u\left(t - \frac{x + 5l_N^*}{a_N}\right) + \frac{6}{h_2} e^{-h_2\left(t - \frac{x + 5l_N^*}{a_N}\right)} + \\ + 4\left(t - \frac{x + 5l_N^*}{a_N}\right) e^{-h_2\left(t - \frac{x + 5l_N^*}{a_N}\right)} + 4h_2\left(t - \frac{x + 5l_N^*}{a_N}\right)^2 e^{-h_2\left(t - \frac{x + 5l_N^*}{a_N}\right)}\end{array}\right]\sigma_0\left(t - \frac{x + 5l_N^*}{a_N}\right) + \\
&+ E_N \frac{a_2}{a_N}\left[\begin{array}{l}\left(t + \frac{x - 7l_N^*}{a_N}\right) - \frac{6}{h_2} + \frac{6}{h_2} e^{-h_2\left(t + \frac{x - 7l_N^*}{a_N}\right)} + 4\left(t + \frac{x - 7l_N^*}{a_N}\right) e^{-h_2\left(t + \frac{x - 7l_N^*}{a_N}\right)} + \\ + 4h_2\left(t + \frac{x - 7l_N^*}{a_N}\right)^2 e^{-h_2\left(t + \frac{x - 7l_N^*}{a_N}\right)}\end{array}\right]\sigma_0\left(t + \frac{x - 7l_N^*}{a_N}\right)
\end{aligned} \tag{8}$$

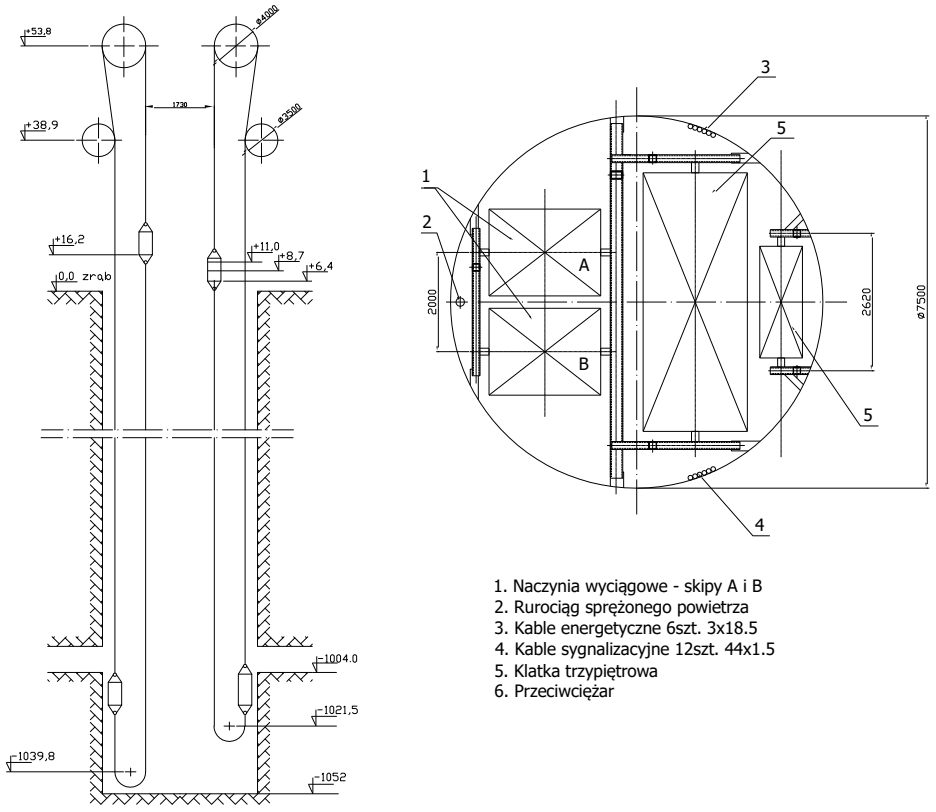
Zmianę obciążenia lin nośnych w miejscu zawieszenia naczynia wyznaczyć można mnożąc zależność (8) przez przekrój lin nośnych A_N i podstawie za $x = 0$.

Natomiast zmianę obciążenia lin nośnych w miejscu ich wejścia na koło pędne wyznaczyć można z zależności (8) po wstawieniu w miejsce $x = l_N^*$ oraz po pomnożeniu przez przekrój lin nośnych.

3. Pomiary sił w zawieszeniach naczynia na obiekcie rzeczywistym podczas normalnej eksploatacji

Uzyskane rezultaty przeprowadzonej analizy teoretycznej zweryfikowano doświadczalnie, przeprowadzając pomiary sił (obciążeń) w zawieszeniach naczynia górniczego urządzenia wyciągowego, podczas normalnej eksploatacji układu, na obiekcie rzeczywistym w jednym z szybów polskiej kopalni [9].

Schemat urządzenia wyciągowego, na którym przeprowadzono eksperyment przedstawiono na rysunku 5.



Rys.5. Schemat urządzenia wyciągowego na którym przeprowadzono eksperyment

3.1. Główne dane techniczne urządzenia, na którym przeprowadzono eksperyment (udźwig 17 Mg)

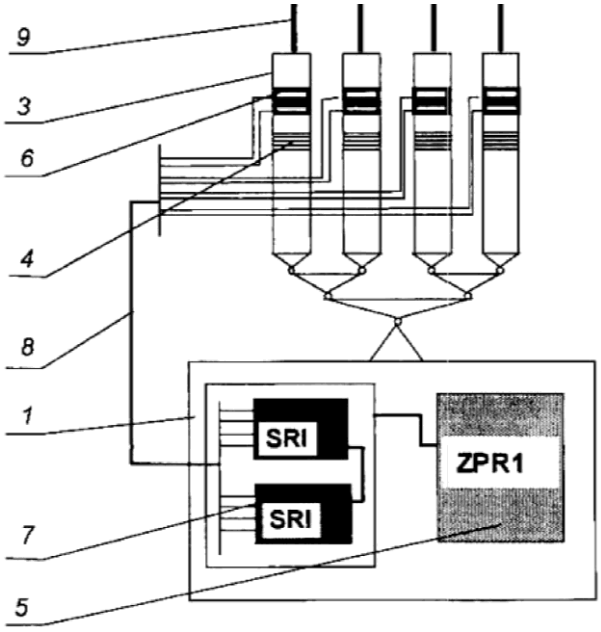
Główne dane techniczne i schemat urządzenia wyciągowego (przedział skipowy):

- typ maszyny 4L-4000/2900
- napęd, silnik prądu stałego 2900 kW
- obroty znamionowe silnika 77 obr/min
- prędkość maksymalna skipu v = 16 m/s
- masa kompletnego, pustego naczynia z zawieszeniem m_{ku} = 16500 kg
- masa użyteczna m_u = 17000 kg

3.2. Stanowisko pomiarowe do rejestracji sił w zawieszeniach naczyń

Schemat stanowiska pomiarowego do rejestracji sił w zawieszeniach naczynia przedstawiono na rysunku 6 [9]. Pomiary przeprowadzono przy użyciu tensometrycznych czujników siły WSP o następujących danych technicznych:

- zakres pomiarowy 100 kN
- napięcie wyjściowe 5 V
- klasa dokładności 0,6
- zasilanie mostka 5 V



Rys.6. Schemat toru pomiarowego i rozmieszczenia czujników siły

1 – głowica skipu, 2 – lina nośna, 3 – cięgno zawieszenia, 4 – wkładka regulacyjna, 5 – rejestrator ZPR1, 6 – czujnik WSP, 7 – skrzynka roz-rozgałęźna SRI, 8 – kable ekranowane, 9 – lina nośna

Do rejestracji sygnałów zastosowano zestaw ZPR-1 zasilany z akumulatora typu HP 2,6-12 V. Sygnały pomiarowe z ośmiu czujników (po dwa na jedno cięgno) próbkowano z częstotliwością 40 kHz. Zarejestrowane z poszczególnych kanałów sygnały zostały konwertowane do plików tekstowych zsumowane i poddane dalszej obróbce z pomocą programu Matlab 5.2. W trakcie wszystkich pomiarów rejestrowano prędkość obwodową na kole pędnym.

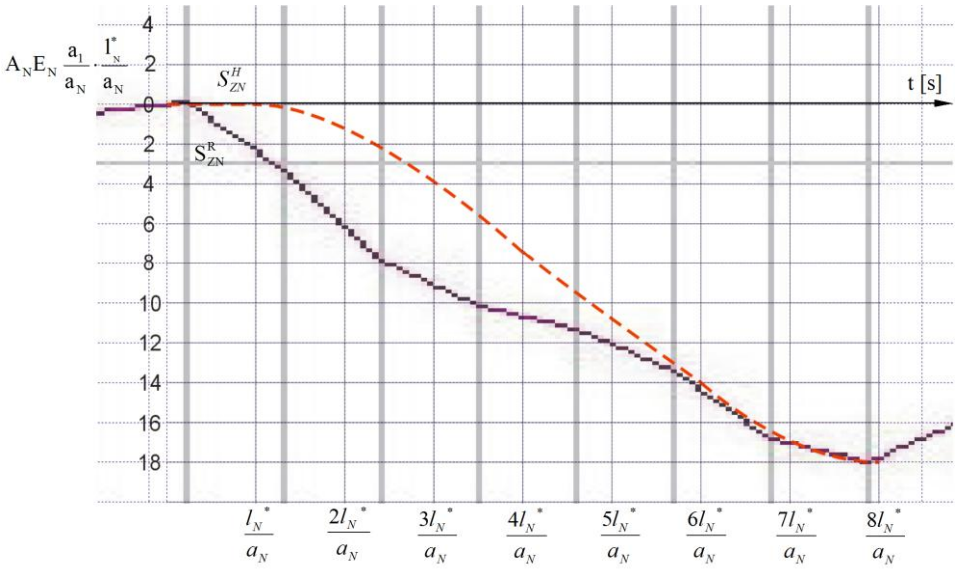
3.3. Rezultaty przeprowadzonych pomiarów sił w zawieszeniach naczynia podczas jego hamowania przy dojeździe do nadszybia.

W opracowaniu ograniczymy się do przedstawienia rezultatów pomiarów sił w zawieszeniach naczynia dla przypadku hamowania dojeżdżającego do nadszybia z opóźnieniem a_2 pełnego naczynia. Na rysunku 7 linią ciągłą przedstawiono zmianę obciążenia zawieszenia naczynia, uzyskaną na drodze pomiarów, dla przypadku hamowania z opóźnieniem $a_2=1[m/s^2]$. Natomiast linią przerywaną przedstawiono zmianę obciążenia zawieszenia naczynia uzyskaną na drodze rozważań teoretycznych według zależności:

$$S_{ZN}^{H} = A_N \cdot \Delta\sigma_{l_N}^{H}\left(x = l_N^x, t\right) \tag{9}$$

gdzie:

$\Delta\sigma_{l_N}^{H}\left(x = l_N^x, t\right)$ według zależności (8).



Rys.7. Fragment wykresu zmiany obciążenia zawieszenia pełnego naczynia podczas jego hamowania przy dojeździe do górnego poziomu załadowczego z opóźnieniem a_2:

- obciążenia uzyskane na drodze teoretycznej (linia przerywana),
- obciążenie rzeczywiste zawieszenia uzyskane drogą pomiarów (linia ciągła).

4. Podsumowanie

Wyniki przeprowadzonych pomiarów - ograniczone w pracy do pomiarów sił w zawieszeniach naczynia korespondują z wynikami przeprowadzonych symulacji – dla przypadku hamowania pełnego naczynia dojeżdżającego do nadszybia, opartych na rezultatach przeprowadzonej analizy dynamicznej.

Różnica w przebiegach czasowych mierzonych i wyznaczonych na drodze teoretycznej wartości wielkości charakteryzującej proces hamowania naczyń – sił w zawieszeniach – w skrajnych przypadkach nie przekracza kilkunastu procent (rys. 7).

Literatura

1. Gutowski R.: Dynamika i drgania układów mechanicznych. PWN, Warszawa 1986.
2. Kaliski S. i in.: Drgania i fale. PWN, Warszawa 1987.
3. Knop H.: Wybrane zagadnienia z dynamiki urządzeń wyciągowych. ZN AGH. Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa. Z. 67, Kraków 1975.
4. Niestierrow A.P.: O priwiedlenii raspriedielonnych mass kanatow mnogokantnoj podjomnoj ustanowi. Woprosy Rudniczego Transporta. Wyp. 10 „Niedra", Moskwa 1967.
5. Wolny S.: Theoretical and experimental analysis of Loads in miting tub supensions in the conditio of operational kraking of a mine hoist facility. Archves of Mining Science, vol. 46 and 1 Kraków 2001,pp. 19÷36.
6. Wolny S.: Dynamic Loading of mining hoist elements in the view of the experiment performed during regular operation of the real object. Archves of Mining Science, vol. 46 and 2 Kraków 2001,pp. 149÷172.
7. Wolny S.: Dynamic loading of mining hoist elements in the comdition of emergency braking. The Archive of Mechanical Engineering. Vol. XLIX, Warszawa 2002. Nr 3. pp. 231÷250.
8. Wolny S., Płachno M.: Experimental verification of bearing rope loading in typical operating conditions of the hoisting installation. Archive Mining Sciences (przyjęty do druku). Kraków 2009.
9. Wolny S.: Dynamic loading of the pulley block in a hoisting installation in normal operating conditions. Archives Mining Sciences. Vol. 54 (2009). No 2, p. 261÷284.

Zastosowanie sieci neuronowych do określenia wytrzymałości elementów linopędni maszyn wyciągowych

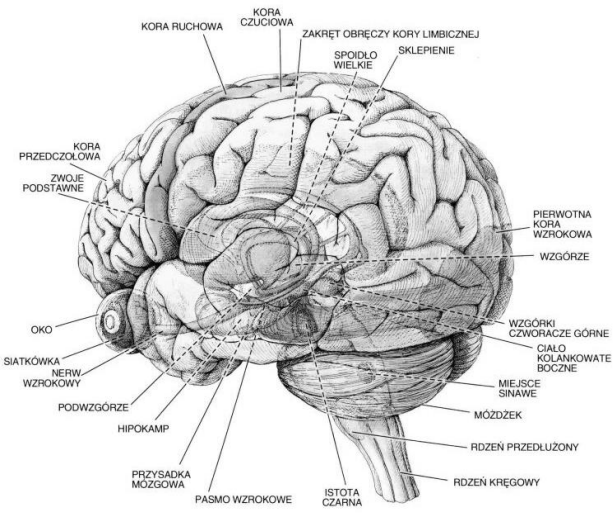
Krzysztof Turewicz, Piotr Helmrich – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

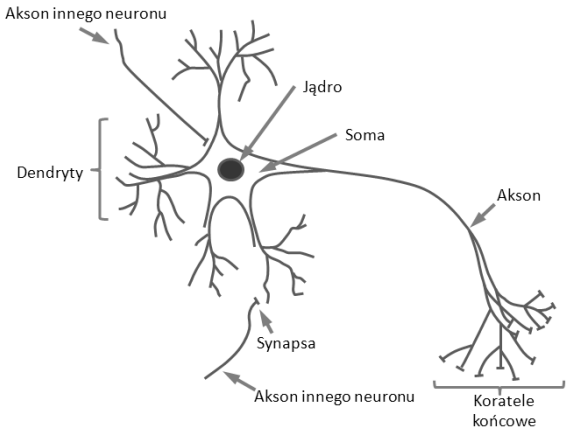
Streszczenie. W monografii przedstawiono doskonalenie metod obliczeniowych ważnych elementów maszyn wyciągowych oraz ich optymalizację pod względem wytrzymałościowym z wykorzystaniem sieci neuronowej. Zastosowaną sieć neuronową opartą na algorytmie wstecznej propagacji błędów wykorzystano do określenia naprężeń i odkształceń występujących w elementach linopędni. Dane uczące zastosowane do nauki sieci uzyskano z analiz MES.

1. Wstęp

W ramach doskonalenia komputerowych metod obliczeniowych w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG podjęto próbę zastosowania sztucznych sieci neuronowych do obliczeń wytrzymałościowych linopędni maszyn wyciągowych. Sztuczne sieci neuronowe stanowią obecnie intensywnie rozwijającą się dziedzinę wiedzy, mającą zastosowanie w wielu obszarach nauki. Sztuczne sieci neuronowe, zwane często sieciami neuronowymi, są imitacją biologicznego systemu nerwowego, a zwłaszcza mózgu. Ich istotą jest naśladowanie, zarówno budowy jak i działania żywego pierwowzoru [1-4].

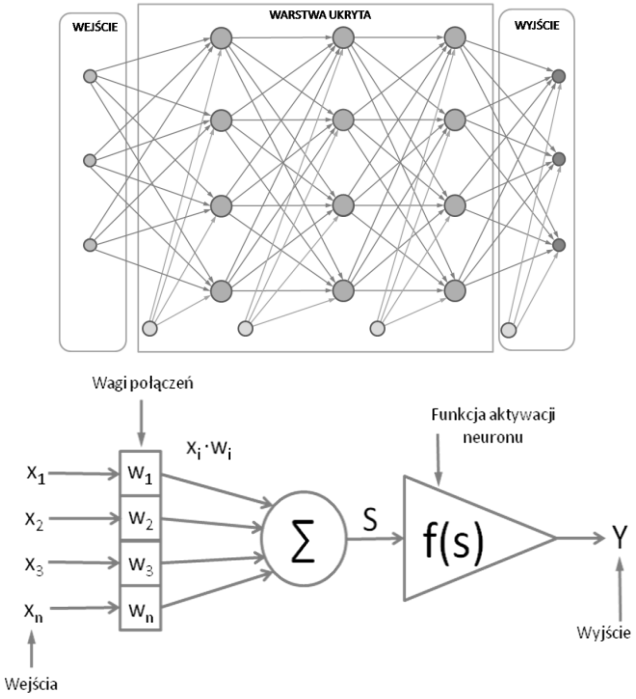
Mózg składa się z komórek nerwowych zwanych neuronami. Neuron zbudowany jest z somy, w której umieszczone jest jądro neuronu. W jądrze zachodzą procesy kluczowe dla jego funkcjonowania. Sygnały wejściowe do neuronów są dostarczane poprzez synapsy (zmieniające moc sygnału wejściowego) i dendryty. Sygnał wyjściowy z neuronu wysyłany jest przez wzgórek aksonu i transportowany dalej przez aksony. Jeden neuron może mieć wiele dendrytów ale tylko jeden akson. Poszczególne neurony połączone są ze sobą za pomocą aksonów (rys. 1) tworząc sieć.





Rys.1. Mózg i komórka nerwowa

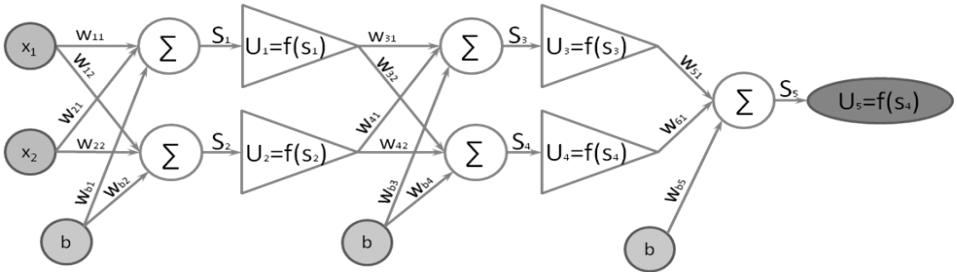
Sztuczny neuron składa się z dokładnie tych samych elementów co rzeczywista komórka mózgowa, czyli możemy w nim wyróżnić: wejścia, które odpowiadają dendrytom, wagi będące cyfrowymi odpowiednikami modyfikacji dokonywanych na sygnałach przez synapsy, blok sumujący odpowiednik jądra, blok aktywacji pełniący taką samą rolę jak wzgórek aksonu i wyjście, czyli akson. Połączone ze sobą pojedyncze neurony tworzą Sztuczną Sieć Neuronową (SSN).



Rys.2. Sztuczna sieć neuronowa i neuron

2. Proces uczenia sieci

Proces uczenia sieci można podzielić na dwie główne fazy: 1 – faza nauki, 2 – faza testowania. Proces działania sieci przedstawiony został na przykładzie sieci o strukturze pokazanej na rysunku 3. Sieć posiada 2 wejścia, 4 neurony oraz jedno wyjście, a także dodatkowe wejścia zwane biasem.



Rys.3. Przykładowa struktura sieci

Faza nauki sieci przebiega w następujących etapach:

1. Losowanie za pomocą generatora liczb losowych wag początkowych: $w_{11}, w_{12}, w_{21}, w_{22}, w_{31}, w_{32}, w_{41}, w_{42}, w_{51}, w_{61}, w_{b1}, w_{b2}, w_{b3}, w_{b4}, w_{b5}$, których wartości liczbowe mieszczą się najczęściej w przedziale od 0 do 1,
2. Podanie na wejście i na wyjście sieci elementów ciągu uczącego. Ciąg uczący jest to zbiór takich danych, które w miarę dokładnie charakteryzują dany problem. Jednorazowa porcja danych nazywana jest wektorem uczącym. W jego skład wchodzi wektor wejściowy X czyli te dane wejściowe, które podawane są na wejścia sieci i wektor wyjściowy czyli takie dane oczekiwane, jakie sieć powinna wygenerować na swoich wyjściach. W przedstawionym przykładzie elementy wektora wejściowego oznaczone jako x_1, x_2 natomiast wektora wyjściowego jako y_1.
3. Wyznaczenie sum dla neuronów pierwszej warstwy wykonywane jest według następującej zależności:

$$S_i = \sum_{j=1}^{n} w_{ji} \cdot x_j + w_{bi} \cdot b$$

gdzie: n – liczba neuronów w warstwie.

$$S_1 = w_{11} \cdot x_1 + w_{21} \cdot x_2 + w_{b1} \cdot b\,,\ S_2 = w_{12} \cdot x_1 + w_{22} \cdot x_2 + w_{b2} \cdot b$$

4. Wyznaczenie wyjść neuronów pierwszej warstwy wykonywane jest według następującej zależności:

$$U_i = f(S_i)$$

$$U_1 = f(S_1),\ U_2 = f(S_2)$$

gdzie: $f(S_i)$ – jest tzw. funkcją aktywacji.

W praktyce wykorzystuje się różne funkcje aktywacji sieci w zależności od rozwiązywanego zadania. Najczęściej spotykane funkcje aktywacji to (rys. 4):

– unipolarna:

$$f(S_i)=\frac{1}{1+e^{-S_i}},\ f'(S_i)=U_i\cdot(1-U_i)$$

– biopolarna:

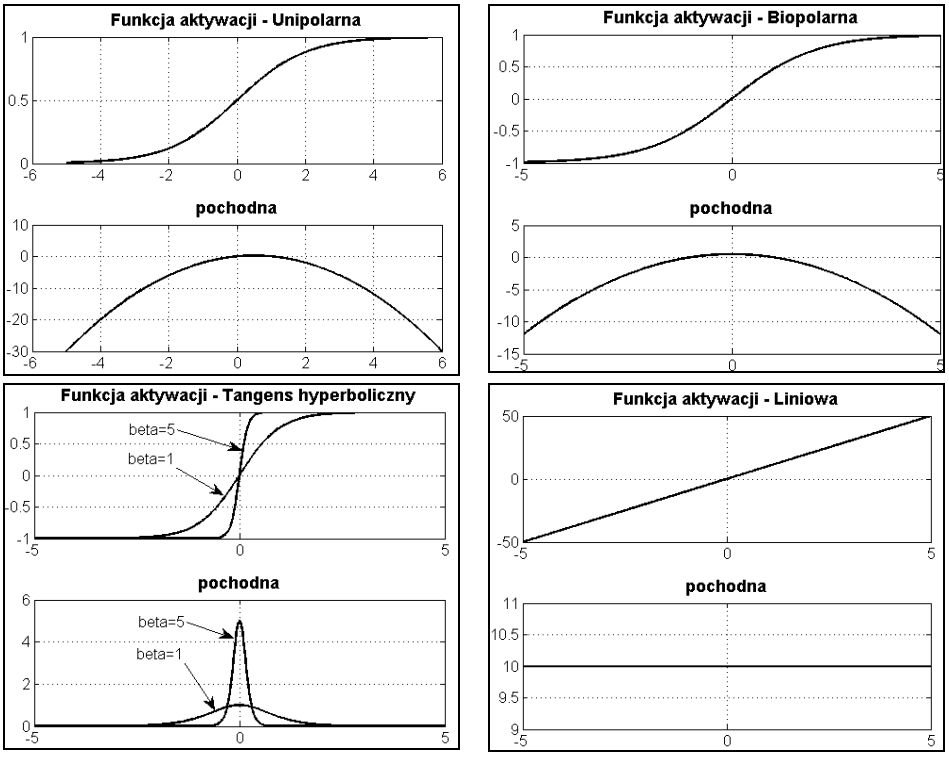
$$f(S_i)=\frac{1-e^{-S_i}}{1+e^{-S_i}},\ f'(S_i)=\frac{1}{2}\cdot\left(1-U_i^2\right)$$

– tangens hyperboliczny:

$$f(S_i)=tanh(beta\cdot S_i),\ f'(S_i)=beta\cdot\left(1-f^2(U_i)\right)$$

– liniowa:

$$f(S_i)=beta\cdot S_i,\ f'(S_i)=beta$$



Rys.4. Funkcje aktywacji

5. Wyznaczone wartości wyjść neuronów pierwszej warstwy są wejściami w warstwie drugiej, wobec czego wyznaczane są następujące sumy oraz wyjścia neuronów drugiej warstwy:

$$S_3=w_{31}\cdot U_1+w_{41}\cdot U_2+w_{b3}\cdot b,\ S_4=w_{32}\cdot U_1+w_{42}\cdot U_2+w_{b4}\cdot b$$

$$U_3=f(S_3),\ U_4=f(S_4)$$

Funkcja aktywacji może być inna niż ta która została zastosowana w warstwie pierwszej. Często stosuje się nieliniowe funkcje aktywacji dla neuronów warstw ukrytych i liniową dla warstwy wyjściowej.

6. Wyjście sieci jest wyznaczane tak samo jak każde inne wyjście neuronu:

$$S_5 = w_{51} \cdot U_3 + w_{61} \cdot U_4 + w_{b5} \cdot b\,,\; U_5 = f(S_5)$$

natomiast jego wartość jest porównywana z wyjściem zadanym (wzorcowym) i wyznaczany jest błąd sieci:

$$E_{rror} = \frac{1}{2}\sum_{k=1}^{M}(U - Y)^2$$

gdzie: M – liczba wszystkich wyjść:

$$E_{rror} = \frac{1}{2}(U_5 + y_1)^2$$

W zależności od wartości błędu następuje proces uczenia sieci za pomocą jednego w dostępnych algorytmów. Najpopularniejsza metoda nauki sieci wielowarstwowej jest oparta na algorytmie wstecznej propagacji błędów. Nazwa tego algorytmu pochodzi stąd, iż po obliczeniu odpowiedzi sieci na zadany wzorzec, obliczana jest wartość gradientu funkcji błędu dla neuronów ostatniej warstwy. Błąd ten jest następnie propagowany do sieci, ale w odwrotnej, niż wektor wejściowy, kolejności (od warstwy wyjściowej do wejściowej) i na jego podstawie następuje taka korekcja wag w każdym neuronie, aby ponowne przetworzenie tego samego wektora wejściowego spowodowało zmniejszenie błędu odpowiedzi.

Skrócony tok obliczeń przedstawiono poniżej. W pierwszym kroku algorytmu wyznaczane są błędy dla każdego neuronu:

$$\delta_5 = (U_5 - y_1) \cdot f'(U_5)$$

$$\delta_4 = \delta_5 \cdot w_{61} \cdot f'(U_4),\; \delta_3 = \delta_5 \cdot w_{51} \cdot f'(U_3)$$

$$\delta_2 = (\delta_3 \cdot w_{41} + \delta_4 \cdot w_{42}) \cdot f'(U_2),\; \delta_1 = (\delta_3 \cdot w_{31} + \delta_4 \cdot w_{32}) \cdot f'(U_1)$$

Następnie dokonywana jest korekcja wag:

$$w_{11}^* = w_{11} + \eta \cdot \delta_1 \cdot x_1,\; w_{12}^* = w_{12} + \eta \cdot \delta_2 \cdot x_1,$$
$$w_{21}^* = w_{21} + \eta \cdot \delta_1 \cdot x_2,\; w_{22}^* = w_{22} + \eta \cdot \delta_2 \cdot x_2$$
$$w_{b1}^* = w_{b1} + \eta \cdot \delta_1 \cdot b,\; w_{b2}^* = w_{b2} + \eta \cdot \delta_2 \cdot b$$

$$w_{31}^* = w_{31} + \eta \cdot \delta_3 \cdot U_1,\; w_{32}^* = w_{32} + \eta \cdot \delta_4 \cdot U_1,$$
$$w_{41}^* = w_{41} + \eta \cdot \delta_3 \cdot U_2,\; w_{42}^* = w_{42} + \eta \cdot \delta_4 \cdot U_2$$
$$w_{b3}^* = w_{b3} + \eta \cdot \delta_3 \cdot b,\; w_{b4}^* = w_{b4} + \eta \cdot \delta_4 \cdot b$$

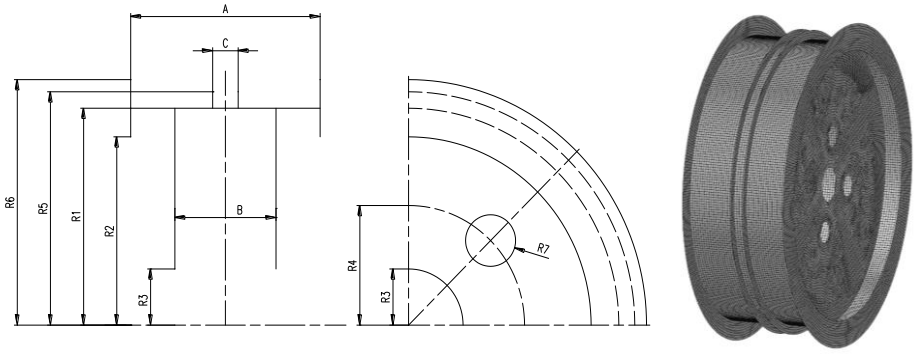
$$w_{51}^* = w_{51} + \eta \cdot \delta_5 \cdot U_3,\; w_{61}^* = w_{61} + \eta \cdot \delta_5 \cdot U_4$$
$$w_{b5}^* = w_{b5} + \eta \cdot \delta_5 \cdot b$$

gdzie: η - jest współczynnikiem szybkości uczenia.

Proces nauki sieci zostaje zakończony w momencie osiągnięcia maksymalnej założonej epoki (epoka – jeden cykl obliczeniowy) lub gdy błąd wyjścia sieci będzie mniejszy lub równy błędowi założonemu.

3. Przebieg realizacji zadania

Zrealizowane przykładowe zadanie polegało na zastosowaniu sztucznej sieci neuronowej do optymalizacji wielkość i położenia otworu rewizyjnego na powierzchni tarczy bocznej linopędni. Ciąg danych uczących sieć uzyskany został po wykonaniu 10 analiz za pomocą parametrycznego modelu MES. Parametryczny model MES linopędni przedstawiony jest na rysunku 5, co szeroko przedstawiono w pracach [5, 6].



Rys.5. Parametryczny model MES linopędni

Parametrami stałymi modelu były:

- R1, R2, R3, R5, R6, A, B, C,
- średnia wielkość elementu skończonego,
- grubości blach,
- charakter i wartość obciążenia,
- sposób podparcia

Wartości poszczególnych parametrów zostały zestawione w tabeli 1.

Parametry stałe modelu

Tabela 1

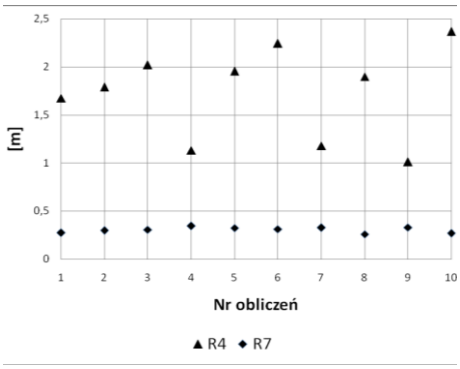
Parametr	Średnia wielkość elementu skończonego [m]	Grubość blachy płaszcza [m]	Grubość blachy obrzeża [m]	Grubość blachy tarczy bocznej [m]	Grubość blachy pod liną [m]	Grubość blachy tarczy hamulcowej [m]	
Wartość	0,05	0,03	0,02	0,015	0,041	0,040	
Parametr	A [m]	C [m]	B [m]	R1 [m]	R2 [m]	R3 [m]	R5 [m]
Wartość	1,70	0,131	0,675	2,845	2,7	0,35	3,026
Parametr	R6 [m]	P [MPa]					
Wartość	3,23	1,0					

Parametry zmienne R4, R7 były generowane losowo ze zbioru:

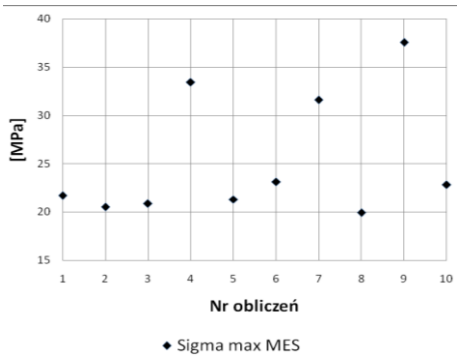
$$R7 \in \langle 0{,}25;0{,}35 \rangle,\ R4 \in \langle R3 + dR3 + R7;\ R1 - dR1 - R7 \rangle$$

Wielkości dR3 = 0,2 i dR1 = 0,1 są współczynnikami, które uniemożliwiają utworzenie otworu rewizyjnego stycznego do promienia R1 lub R3.

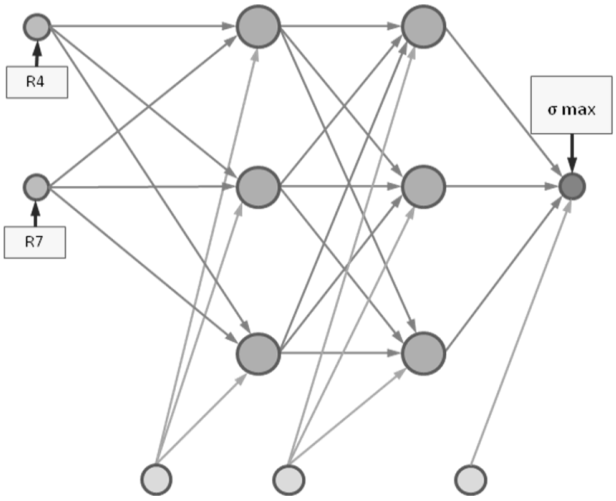
Rozkład losowo wygenerowanych wartości parametrów R4, R7 tworzących wektor wejściowy zbioru uczącego pokazano na rysunku 6. Po wykonaniu 10 analiz MES odczytano maksymalną wartość naprężeń zredukowanych wokół otworu rewizyjnego (rys. 7). Odczytane wartości naprężeń utworzyły wektor wyjściowy zbioru uczącego.



Rys.6. Wartości wektora wejściowego

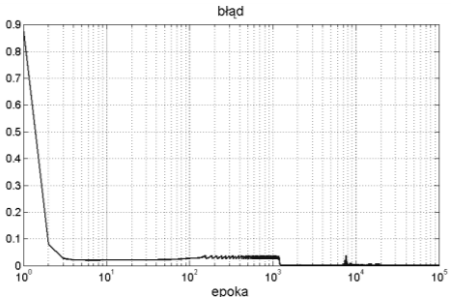


Rys.7. Wartości wektora wyjściowego

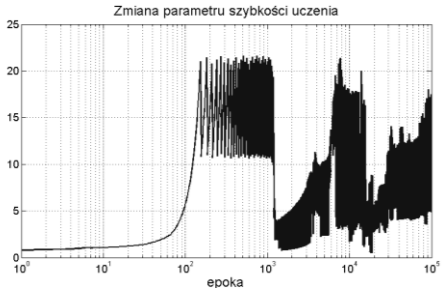


Rys.8. Struktura sieci

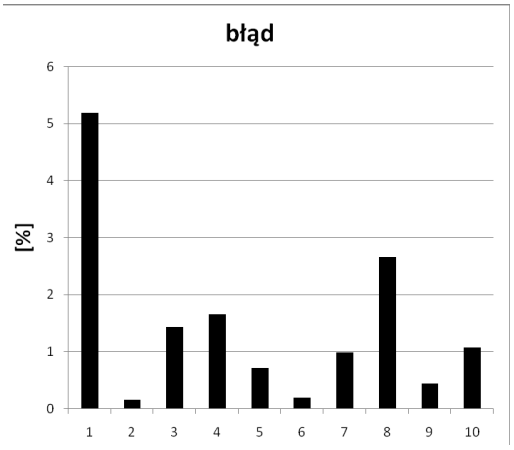
Utworzony zbiór uczący wykorzystano do nauki dwuwarstwowej sztucznej sieci neuronowej zawierającej trzy wejścia, jedno wyjście, trzy neurony w warstwie ukrytej oraz trzy wejścia bias = 1 (rys. 8).



Rys.9. Zmiany błędów wyjścia sieci



Rys.10. Zmiana parametru szybkości uczenia



Rys.11. Błąd względny SSN-MES

Do nauki sieci wykorzystano unipolarną funkcję aktywacji oraz zmienny podczas nauki współczynnik szybkości uczenia. Przebieg zmiany błędu podczas nauki sieci został pokazany na rysunku 9. Typowe jest, że w pierwszej fazie nauki błąd bardzo szybko spada, natomiast w kolejnych epokach spadki są już wolniejsze.

Na szybkość i wartość spadku mają wpływ wygenerowane losowe wagi początkowe, funkcja aktywacji, struktura sieci oraz współczynnik szybkości uczenia η. Jak wspomniano wcześniej podczas obliczeń zastosowano zmienny współczynnik uczenia. Przyjęto zasadę, według której jeżeli błąd szybko spada to zwiększany jest nieznacznie współczynnik η, natomiast, jeżeli rośnie to η jest zmniejszane:

$$\eta = \eta^* \cdot 1{,}05 \text{ dla } E_{rror}(n) \le E_{rror}(n-1)$$

$$\eta = \eta^* \cdot 0{,}7 \text{ dla } \frac{E_{rror}(n)}{E_{rror}(n-1)} \ge 1{,}04$$

gdzie: n – kolejna epoka.

Przebieg zmiany parametru η pokazany jest na rysunku 10.

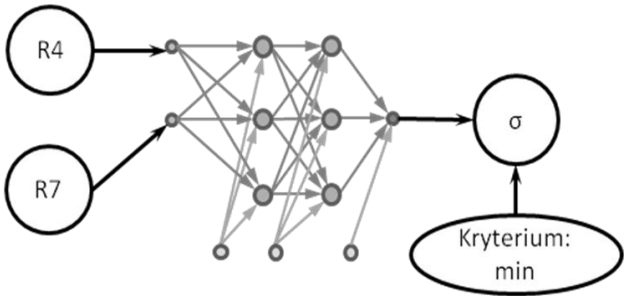
Po zakończonej nauce sieci porównano wartości naprężeń generowane przez sieć z wartościami naprężeń ze zbioru uczącego, a wyznaczonego za pomocą MES:

$$B = \left| \frac{MES - SSN}{MES} \right| \cdot 100\%$$

Maksymalny błąd w wartościach naprężeń otrzymanych przez sieć w stosunku do MES wynosi około 5% co dowodzi tego, że sieć została w sposób wystarczający wytrenowana i posiada umiejętność do wyznaczenia naprężeń.

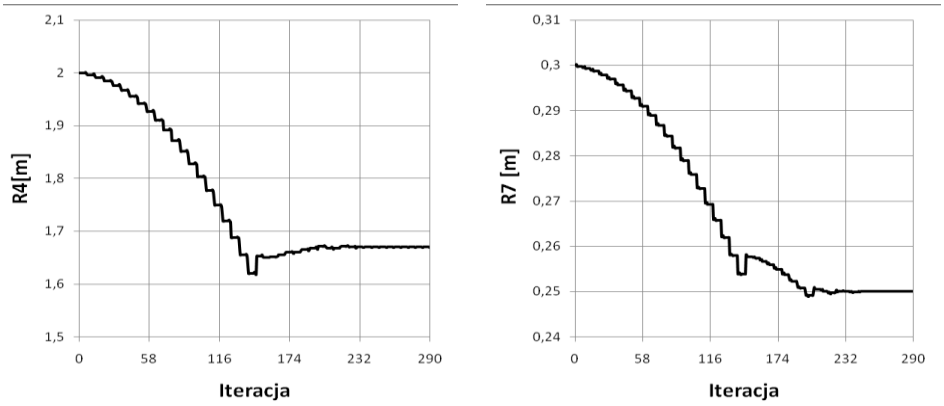
Nauczona sieć została wykorzystana do procesu optymalizacji. Zadanie optymalizacyjne polegało na znalezieniu takiego położenia i wielkości otworu rewizyjnego na tarczy bocznej linopędni by naprężenia wokół niego były minimalne.

Schematyczne zadanie optymalizacji przedstawiono na rysunku 12.



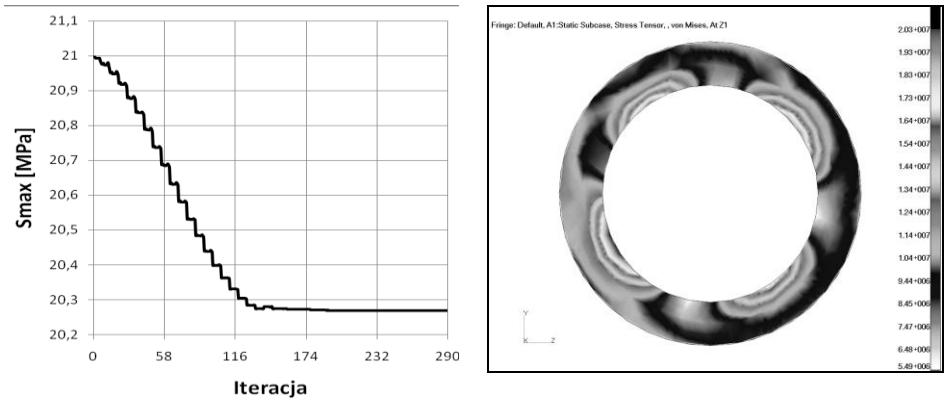
Rys.12. Schemat zadania optymalizacyjnego

Zakres zmienności parametrów R4 i R7 był taki sam jak podczas nauki sieci, ponieważ optymalizowano tą samą linopędnię. W wyniku optymalizacji uzyskno naprężenia maksymalne około 20,3 MPa dla promieni R4 = 1,69 m i R7 = 0,25 m.



Rys.13. Przebieg procesu optymalizacji

Potwierdzeniem poprawności obliczeń optymalizacyjnych było przeprowadzenie obliczeń MES linopędni z uwzględnieniem wartości parametrów R4 i R7 wyznaczonych w procesie optymalizacji (rys. 13). Przeprowadzona analiza MES wykazała wartość naprężeń zbliżoną do tej wyznaczonej w procesie optymalizacji, co potwierdza przede wszystkim poprawność sieci i jej zdolność do generalizowania zadania w obszarze analizowanego modelu linopędnii (rys. 14).



Rys.14. Minimalizacja funkcji celu i weryfikacja MES

Kolejne zadanie optymalizacyjne polegało na wyznaczeniu optymalnej grubości blachy płaszcza linopędii w taki sposób, by naprężenia nie przekraczały pewnej wartości zadanej, a masa blachy była najniższa, co ma bezpośrednie przełożenie na cenę wyrobu. Podobnie jak poprzednio utworzono sieć neuronową zawierającą jedno wejście, jedno wyjście i dwie warstwy po pięć neuronów każda oraz bias. Dane uczące uzyskano z obliczeń MES z wykorzystaniem modelu parametrycznego linopęnii. Dane stałe do modelu zestawiono w tabeli 2.

Parametry stałe modelu

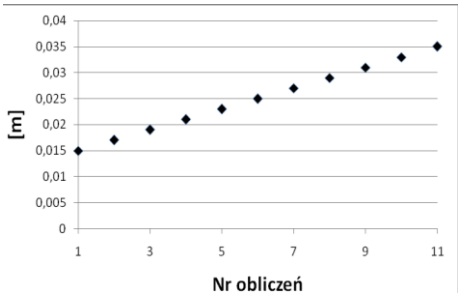
Tabela 2

Parametr	Średnia wielkość elementu skończonego [m]	Grubość blachy obrzeża [m]	Grubość blachy tarczy bocznej [m]	Grubość blachy pod liną [m]	Grubość blachy tarczy hamulcowej [m]	A [m]	C [m]
Wartość	0,05	0,02	0,015	0,041	0,040	1,70	0,131
Parametr	B [m]	R1 [m]	R2 [m]	R3 [m]	R4	R5 [m]	R6 [m]
Wartość	0,675	2,845	2,7	0,35	1,70	3,026	3,23
Parametr	R8 [m]	P [MPa]					
Wartość	0,25	1,0					

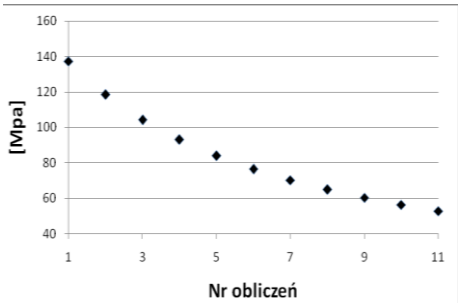
Parametrem zmiennym była grubość blachy płaszcza, której zakres zmian założono w przedziale $g \in \langle 0{,}015; 0{,}035 \rangle$. Założona grubość była wektorem wejściowym zbioru uczącego. Po wykonaniu 11 analiz MES odczytano maksymalną wartość naprężeń zredukowanych w płaszczu linopędni (rys. 15). Odczytane wartości naprężeń utworzyły wektor wyjściowy zbioru uczącego.

Na rysunku 16 przedstawiono porównanie wartości naprężeń generowanych przez sieć z wartościami naprężeń ze zbioru uczącego wyznaczonego za pomocą MES.

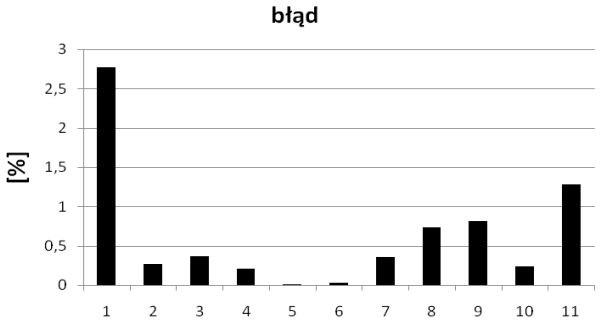
$$B = \left| \frac{MES - SSN}{MES} \right| \cdot 100\%$$



Rys.15. Wartości wektora wejściowego

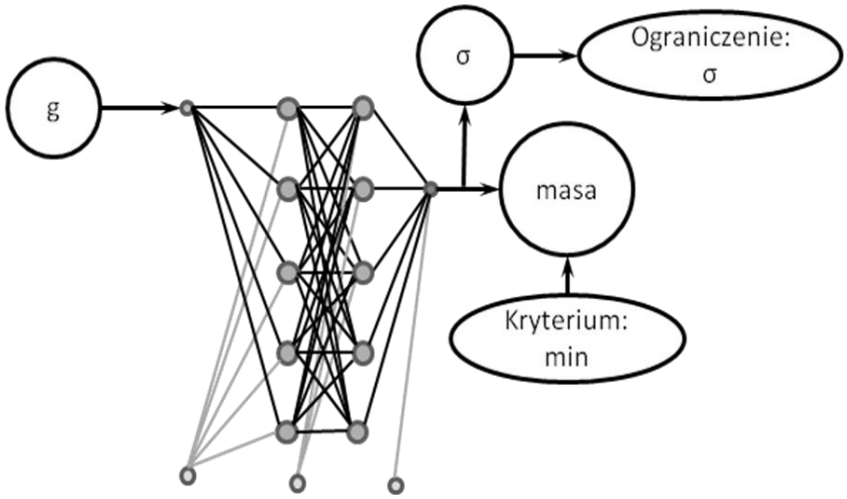


Rys.16. Wartości wektora wyjściowego



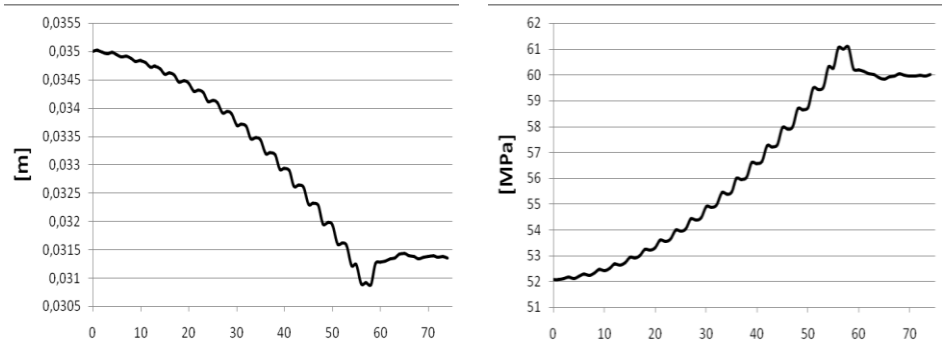
Rys.17. Błąd względny SSN - MES

Maksymalny błąd w wartościach naprężeń otrzymanych przez sieć w stosunku do MES wynosi około 2,7%. Nauczona sieć zastosowana została następnie do optymalizacji masy blachy płaszcza. Schematyczne zadanie optymalizacji przedstawiono na rysunku 18.

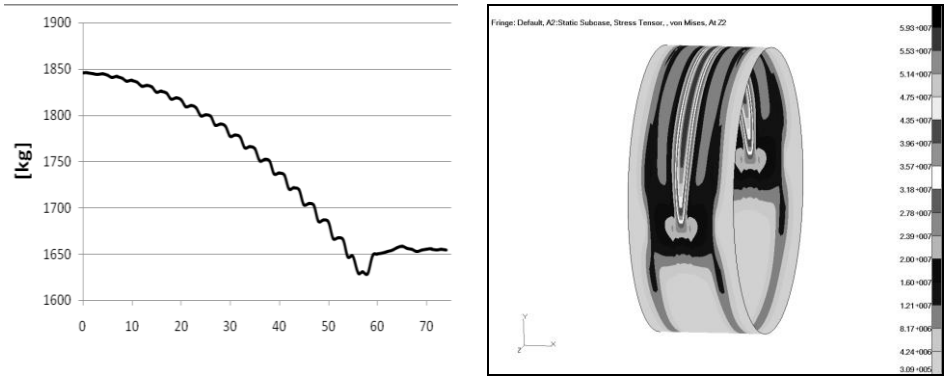


Rys.18. Schemat zadania optymalizacyjnego

Przebieg procesu optymalizacji masy przedstawiono na rysunku 19, natomiast zmienność naprężeń i grubość blachy widoczna jest na rysunku 18.



Rys.19. Przebieg procesu optymalizacji



Rys.20. Minimalizacja funkcji celu i weryfikacja MES

W wyniku optymalizacji uzyskano żądaną wartość naprężeń 60 MPa dla grubości blachy 0,0315 m. Funkcja celu masa osiągnęła minimum 1650 kg. Wynik sieci został zweryfikowany obliczeniem MES, który potwierdził jej poprawność.

4. Wnioski

Przedstawione przykłady sygnalizują rolę, jaką mogą spełniać sztuczne sieci neuronowe podczas konstruowania linopędni. Zastosowanie sieci może dotyczyć, zarówno optymalizacji geometrii kształtu elementów linopędni jak i masy, a co za tym idzie minimalizacji ceny gotowego produktu. Istotne jest to, że zastosowane proste struktury sieci neuronowej pozwoliły osiągnąć zadowalający wynik. Przeprowadzane testy z sieciami bardziej złożonymi nie wykazały znaczącego wzrostu wydajności sieci, a nawet powodowały brak zbieżności rozwiązania. Szybkość nauki jest silnie uzależniona od wag początkowych, które są losowane na początku.

Stosowanie sztucznych sieci neuronowych wskazane jest w przypadku posiadania danych uczących (wzorcowych) i braku algorytmu rozwiązania analitycznego danego problemu. Dane uczące mogą pochodzić np. z pomiarów

na obiekcie rzeczywistym. W odniesieniu do linopędni maszyn wyciągowych pomiary na obiektach rzeczywistych są bardzo trudne, a rozwiązania analityczne dotyczące wytrzymałości skomplikowane. Wobec tego najwygodniejszą i najszybszą metodą pozyskania danych uczących są obliczenia MES, których dokładność była już wielokrotnie potwierdzana. Zastosowanie parametrycznych modeli MES znacznie przyspiesza proces generowania danych wejściowych i zapewnia powtarzalną jakość modeli.

Literatura

1. Osowski S.: Sieci neuronowe w ujęciu algorytmicznym. WNT, Warszawa 1996.
2. Tadeusiewicz R.: Elementarne wprowadzenie do techniki sieci neuronowych z przykładowymi programami. Akademicka Oficyna Wydawnicza PLJ, Warszawa 1998.
3. Tadeusiewicz R.: Sieci neuronowe. Akademicka Oficyna Wydawnicza, Warszawa 1993.
4. Prostański D., Jonak J.: Sieci neuronowe w badaniach procesu urabiania skał stożkowymi nożami obrotowymi. Seria wydawnicza „Prace naukowe - Monografie ITG KOMAG" Monografia nr 1, Gliwice 2003.
5. Tejszerska D., Turewicz K.: Analiza wytrzymałościowa linopędni – pomiary naprężeń na obiekcie i weryfikacja modelu MES. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej „Transport szybowy", Szczyrk 2007.
6. Tejszerska D., Turewicz K.: Obliczenia wytrzymałościowe linopędni maszyn wyciągowych z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych. Prace naukowe – Monografie, ITG KOMAG 2009.

Wytrzymałościowo-konstrukcyjne problemy projektowania bębnów maszyn wyciągowych

Stefan Bućko, Marcin Trzebicki – Politechnika Krakowska

Streszczenie. Autorzy podjęli próbę zebrania oraz prezentacji najważniejszych wyników ponad dwudziestoletnich prac badawczych dotyczących analizy stanu naprężenia i stanu odkształcenia i wynikających z tej analizy wniosków konstrukcyjnych dla wielolinowych bębnów pędnych, a także bębnów nawojowych. W prezentowanej pracy przedstawiono najważniejsze poznawczo wyniki analiz wytrzymałościowo-konstrukcyjnych głównie wielolinowych bębnów pędnych oraz mniej kompletne omówienie bębnów nawojowych. W szczególności przytoczono uzasadnienia wprowadzonych zmian konstrukcyjnych oraz analizę skutków stosowania pewnych tradycyjnych rozwiązań konstrukcyjnych. Omówiono i uzasadniono obszernie korzyści wynikające z eliminacji całego zespołu żeber wewnętrznych oraz wprowadzenia dysków bocznych w kształcie powłok stożkowych. To ostatnie zagadnienie zinterpretowano na przykładzie opracowanego przez autorów jednolinowego koła pędnego o średnicy 5000 mm. Pokazano również kilka interesujących rezultatów analiz wytrzymałościowych bębna nawojowego o ogólnym znaczeniu. Praca w tym kształcie może stanowić pomoc dla projektantów oraz eksploatatorów bębnów pędnych i nawojowych, jak również pomoc dla pracowników naukowo-dydaktycznych i studentów zajmujących się maszynami wyciągu pionowego w kopalniach głębinowych.

1. Wprowadzenie

Ważnymi zespołami górniczych maszyn wyciągowych są bębny nawojowe lub ostatnio częściej stosowane wielolinowe bębny pędne. Bezpieczeństwo, trwałość i niezawodność tych zespołów zależy w dużym stopniu od przestrzegania reguł projektowania konstrukcji płytowo-powłokowych obciążonych cyklicznie. W modelach obliczeniowych takich konstrukcji kluczowymi elementami są: forma konstrukcyjna zgodna z zasadami pracy konstrukcji płytowo-powłokowych, poprawna schematyzacja obciążeń oraz uwzględnienie w obliczeniach wytrzymałościowych wszystkich możliwych schematów zniszczenia. Oczywistym priorytetem projektanta powinna być również optymalizacja ekonomiczna, tj.: minimalizacja kosztów wykonania, montażu i eksploatacji.

Zamierzeniem autorów niniejszej pracy jest omówienie i podsumowanie głównych problemów obliczeń wytrzymałościowych i uzasadnień stosowanych współcześnie w kraju rozwiązań konstrukcyjnych bębnów pędnych opracowanych w ciągu ostatnich prawie dwudziestu lat w ramach współpracy z ZUT „ZGODA" S.A., a następnie „PROSERW-ZGODA" sp. z o.o. W pracy przedstawiono również w skromniejszym wymiarze wyniki analiz autorów dotyczących bębnów nawojowych. Autorzy opracowywali koncepcje konstrukcji oraz obliczenia wytrzymałościowe kilkunastu wykonanych i uruchomionych w kraju bębnów pędnych i dwóch zespołów bębnów nawojowych, stanowiących przedmiot eksportu. Praca nie jest jednak zamierzona jako przegląd całej literatury w tematyce wytrzymałościowo-konstrukcyjnej bębnów pędnych i nawojowych.

2. Schematyzacja obciążeń i schematy zniszczenia

2.1. Schematy obciążenia

Napięcie liny nośnej nawijanej na bęben nawojowy przy podnoszeniu jest największe w fazie rozruchu i zmniejsza się w czasie trwania cyklu podnoszenia; zmniejsza się zatem nacisk liny na wykładzinę i płaszcz bębna. W konstrukcji bębnów nawojowych stosowane są zazwyczaj zwoje tarcia odciążające zamocowanie liny nośnej. Napięcia liny w zwojach tarcia są zmienne i przynajmniej w dwóch zwojach przylegających do zwojów roboczych będą równe napięciom zwojów rozruchowych. Zmiana napięcia liny w jednym zwoju jest mała (odpowiada ciężarowi liny o długości obwodu bębna), co pozwala założyć osiowosymetryczny rozkład nacisków w każdym zwoju, a zatem również dla całego płaszcza. Wobec przylegania do siebie zwojów liny uzasadnione jest rozmycie nacisków wzdłuż tworzącej walca z ewentualnym uwzględnieniem zmian nacisków wzdłuż tworzącej.

Schemat obciążenia płaszcza bębna pędnego jest odmienny, gdyż kąty opasania bębna są niewiele większe od 180º. Nacisk lin na płaszcz wielolinowego bębna pędnego realizowany jest za pośrednictwem wykładziny zapewniającej odpowiedni współczynnik tarcia liny warunkujący napęd. Wykładzina z materiału lepkosprężystego umieszczona jest między pierścieniami siedziska liny i w kontakcie z liną pracuje w warunkach zbliżonych do hydrostatycznego ściskania. Uzasadnione jest zatem założenie równomiernego rozkładu nacisku od liny, wzdłuż tworzącej, na odcinku odpowiadającym odległości między pierścieniami siedziska liny. Rozkład nacisków wzdłuż obwodu może być przyjmowany zgodnie z wzorem Eulera lub np. liniowo zmienny, a w obliczeniach orientacyjnych nawet stały o wartości maksymalnej; obszerną dyskusję problemu wpływu rozkładu nacisków wzdłuż obwodu na stan naprężenia w bębnie pędnym zawiera praca [22].

Drugą składową obciążenia zewnętrznego dla obu bębnów jest moment napędzający, którego wartość obliczeniowa powinna odpowiadać momentowi rozruchowemu. Moment napędzający w bębnie nawojowym równoważony jest momentem siły w linie względem osi bębna, natomiast w bębnie pędnym momentem sił tarcia lin o wykładzinę. Obliczone tak siły styczne są nieco zawyżone wskutek pominięcia bezwładności bębna. Rozkład sił tarcia po obwodzie jest trudny do jednoznacznego wyznaczenia, gdyż nie występuje tutaj tarcie rozwinięte. Przeprowadzone analizy obliczeniowe wykazały, że wpływ momentu rozruchowego na stan naprężenia w płaszczach bębnów pędnych i nawojowych jest bardzo mały – naprężenia styczne w powłoce od momentu rozruchowego nie przekraczają w zasadzie 1 MPa – zatem rozkład składowych stycznych sił nie odgrywa istotnej roli w analizie wytrzymałościowej płaszczy. Moment napędzający o wartości rozruchowej istotnie wpływa na wytężenie materiału w napędzanym dysku bocznym szczególnie w strefie piasty. Bardzo duża różnica sztywności skrętnej wału i płaszcza sprawia, że przy jednostronnym napędzie

praktycznie cały moment napędzający przenosi jeden dysk boczny. Wobec znacznej odległości dysku, a szczególnie piasty od miejsc przyłożenia sił stycznych do płaszcza (sił tarcia) ich rozkład nie ma już istotnego znaczenia.

Trzecią składową obciążenia obu typów bębnów jest kinematycznie wymuszony obrót piast dysków bocznych wokół osi obojętnej zginania wału o jego kąt ugięcia. Wobec dużych wymiarów kołnierzy wału głównego przemieszczenia wywołane obrotem piast dysków nie są pomijalne chociaż nie decydują o ekstremalnym wytężeniu dysków.

2.2. Możliwe schematy zniszczenia bębnów

Konstrukcje bębnów obu typów powinny cechować się zdolnością do wieloletniej bezawaryjnej eksploatacji oraz spełniać warunek sprężystości odkształceń dla obciążenia odpowiadającego jednoczesnemu zerwaniu wszystkich lin nośnych.

Bęben nawojowy zagrożony jest wystąpieniem złomu zmęczeniowego mimo faktu, że częstotliwość obciążenia jest niewielka, jednak mała częstotliwość obciążenia obniża nieco wytrzymałość zmęczeniową oraz utratą stateczności płaszcza poddanego intensywnemu ściskaniu promieniowemu.

Cykle obciążenia bębna pędnego odpowiadają jego obrotom, liczba cykli jest tutaj prawie o dwa rzędy większa od liczby cykli obciążenia bębna nawojowego i wynosi często ponad 10^7 cykli/rok. Wobec dużej liczby cykli obciążenia konieczne jest wykonywanie obliczeń wytrzymałościowych bębna pędnego dla obciążeń rozruchowych z uwzględnieniem zmęczenia materiałów i warunku nieograniczonej trwałości zmęczeniowej konstrukcji. Bębny pędne o dużych średnicach mogą być również zagrożone utratą stateczności jednak o innym schemacie niż dla bębna nawojowego – jest to tzw. globalna utrata stateczności całej konstrukcji z osiowym przemieszczeniem płaszcza, a nie lokalne wyboczenie powłoki.

Konstrukcja wielolinowych bębnów pędnych uległa w ciągu ostatnich kilkunastu lat istotnym zmianom w miarę poznawania stanów naprężenia w ich głównych elementach oraz uwzględnianiu zasad poprawnego projektowania konstrukcji poddanych obciążeniom cyklicznie zmiennym w czasie. W szczególności zmiany dotyczyły stosowania różnorodnych żeber wewnętrznych a ich uzasadnienie i wprowadzenie było rezultatem Projektu Celowego realizowanego przez ZUT „Zgoda” S.A. oraz Politechnikę Krakowską. W pracach tych istotny był udział autorów niniejszej pracy (S.Bućko był kierownikiem prac badawczo-rozwojowych Projektu, a M.Trzebicki jednym z głównych wykonawców), którzy opublikowali również szereg prac z tej tematyki – odpowiednie źródła zostaną przytoczone w dalszych częściach pracy.

Konstrukcja, posiadających dłuższą tradycję, bębnów nawojowych także ewoluowała zarówno wskutek reagowania na potrzeby eksploatacyjne, jak i wskutek doskonalenia metod analizy wytrzymałościowej konstrukcji. Pewne

zagadnienia związane z obliczeniami wytrzymałościowymi bębnów nawojowych, jak np. wpływ żeber obwodowych oraz wykładziny drewnianej były również tematami publikacji autorów prezentowanej pracy.

3. Problemy obliczeń wytrzymałościowych walcowych bębnów nawojowych

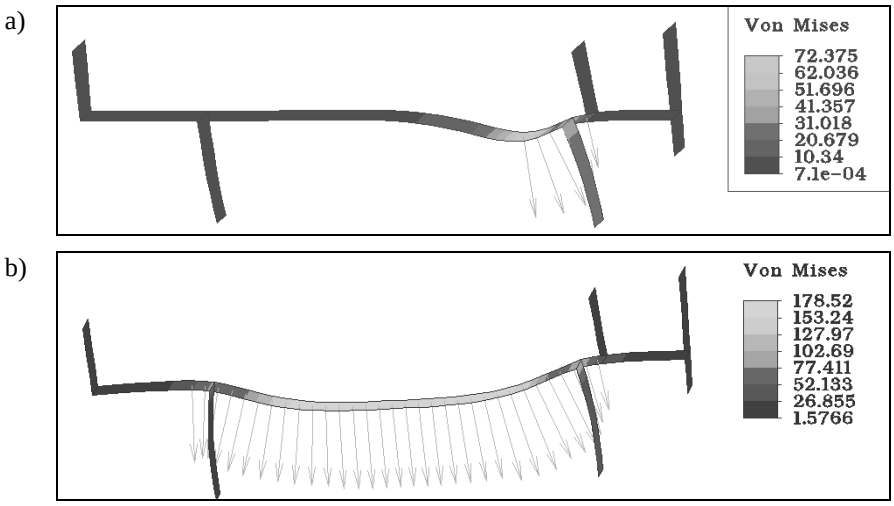
Analityczne rozwiązanie problemu stanu naprężenia i stanu odkształcenia w płaszczu bębna nawojowego sprowadza się do rozwiązania zagadnienia powłoki walcowej kolistej obciążonej osiowosymetrycznymi naciskami stałymi lub zmieniającymi wartość wzdłuż tworzącej. Wprowadzenie żeber obwodowych komplikuje rozważania, jednak zadanie takie, tj. powłoki obciążonej osiowosymetrycznym naciskiem (ciśnieniem) usztywnionej żebrami obwodowymi zostało rozwiązane w I połowie XX wieku i jest opisane w literaturze np. w pracy Z.B.Kantorowicza [5]. Zastosowanie tego rozwiązania do analizy stanu naprężenia w bębnie nawojowym przedstawił O.Popowicz [6]. W pracy O.Popowicza przedstawiono również aproksymację analitycznego rozwiązania problemu współpracy stalowego płaszcza z wykładziną drewnianą. Obliczenia według powyższej metody analitycznej są dość uciążliwe i w dobie powszechnego stosowania metody elementów skończonych ich wykonywanie nie wydaje się zasadne. Poniżej zostaną zatem zaprezentowane realizowane przez autorów analizy stanu naprężenia w elementach bębna nawojowego przy wykorzystaniu metody elementów skończonych dla projektowanej z udziałem autorów rzeczywistej konstrukcji bębna nawojowego.

W szczególności przedstawiono wpływ na stan naprężenia takich parametrów, jak: stopień nawinięcia liny, liczbę żeber obwodowych oraz wpływ wykładzin z drewna lub z tworzywa sztucznego, których prezentacja metodami analitycznymi byłaby bardzo pracochłonna. Dodatkowo zostanie zaprezentowana analiza przemieszczeń osiowych tarcz hamulcowych wynikająca z działania składowej osiowej siły w linie oraz deformacji bębna.

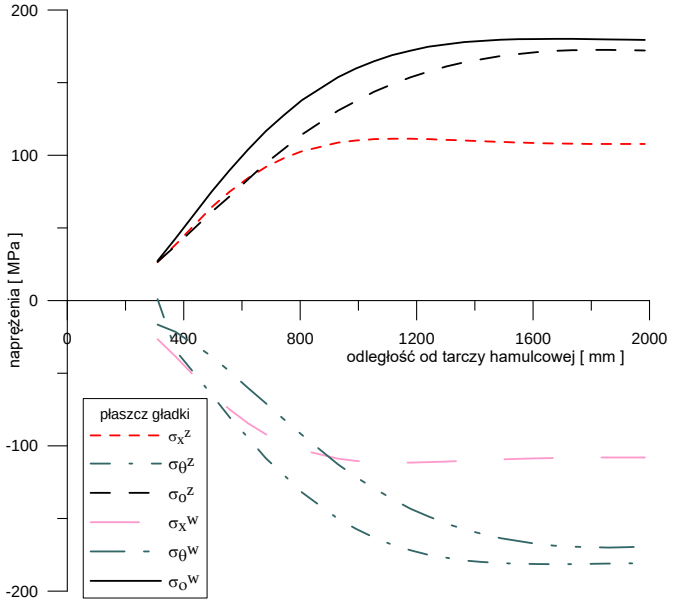
3.1. Wpływ stopnia nawinięcia liny na poziom wytężenia materiału płaszcza

Analiza zmian naprężeń w płaszczu bębna bez żeber obwodowych towarzyszących nawijaniu liny pozwala ocenić widmo naprężeń w czasie eksploatacji bębna. Na zamieszczonych dalej rysunkach pokazano rozkłady naprężeń dla końca fazy rozruchu, oraz końcowej fazy cyklu podnoszenia urobku. Autorzy przeprowadzili obliczenia dla końca każdego obrotu bębna, co pozwala na sformułowanie ogólnych wniosków odnośnie widma naprężeń. Naprężenia obwodowe (ujemne) narastają z kolejnymi nawiniętymi zwojami, osiągając ekstremum nieco przed końcem podnoszenia, przy czym odcinek krzywej w strefie ekstremum jest bardzo płaski.

Naprężenia zredukowane według Hubera-Misesa-Hencky`ego monotonicznie rosną wraz rosnącą liczbą nawiniętych zwojów osiągając ekstremum w miejscu ekstremum naprężeń obwodowych.



Rys.1. Wpływ stopnia nawinięcia liny na sposób odkształcenia i poziom wytężenia materiału płaszcza: a) koniec fazy rozruchu; b) koniec fazy podnoszenia urobku



Rys.2. Zależności między długością odcinka bębna z nawiniętą liną i parametrami stanu naprężenia oraz naprężeniami zredukowanymi

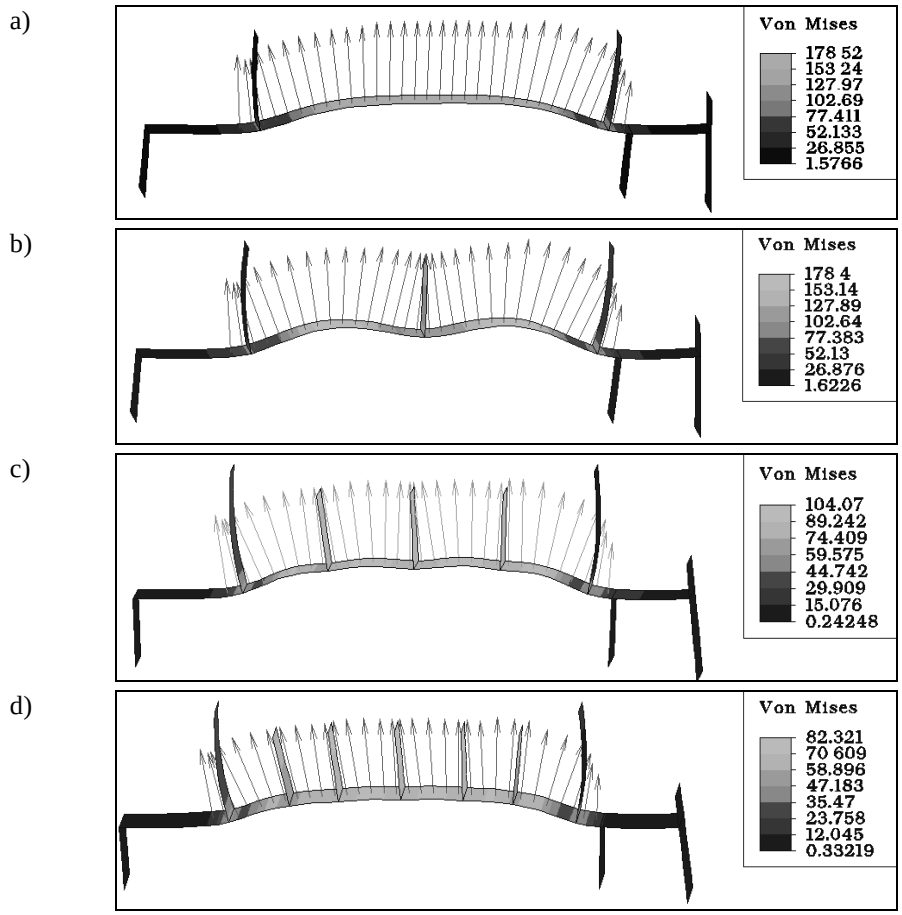
Można zatem formułować wniosek, że jeden cykl podnoszenia urobku odpowiada jednemu cyklowi zmian naprężeń w płaszczu bębna nawojowego. Z uwagi na trwałość zmęczeniową istotne znaczenie ma fakt, że naprężenia obwodowe przyjmują wartości ujemne. Intensywne ściskanie płaszcza stwarza jednak zagrożenie utratą stateczności. Dla pełniejszej prezentacji zmian wartości składowych stanu naprężenia oraz naprężeń zredukowanych wraz ze wzro-

stem liczby nawiniętych zwojów przedstawiono na rysunku 2 wykres obrazujący powyższe zależności.

Wykresy dowodzą, że w procesie podnoszenia urobku wartości naprężeń wzrastają praktycznie z zachowaniem monotoniczności.

3.2. Ocena skuteczności oddziaływania żeber obwodowych

Z uwagi na potrzebę ograniczenia grubości płaszcza, chociażby ze względów technologicznych (możliwości gięcia blach) oraz eliminacji zagrożenia utratą stateczności stosowane bywają w bębnach nawojowych wewnętrzne żebra obwodowe.



Rys.3. Naprężenia zredukowane i sposób pracy wycinków płaszcza bębna nawojowego przy pełnym obciążeniu: a) bez żeber obwodowych: b) z jednym żebrem, c) z trzema żebrami, d) z pięcioma żebrami obwodowymi

Według literatury dotyczącej teorii powłok np. [2 i 5], przy schemacie obciążenia bębna nawojowego korzystne jest stosowanie większej liczby żeber

o niezbyt dużej sztywności. Dla silnie obciążonych bębnów nawojowych rezygnacja z żeber obwodowych może prowadzić do konieczności wykonania płaszcza jako odkuwki.

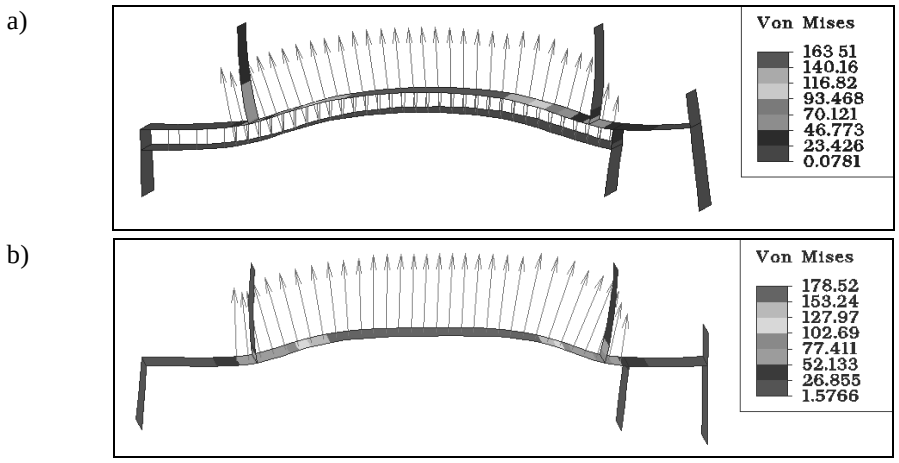
W tekście niniejszego rozdziału przedstawiono wybrane wyniki obliczeń płaszcza rzeczywistego bębna nawojowego o średnicy nawojowej 5,0 m dla kilku wariantów konstrukcji, tj. bez żeber, z jednym, z trzema i pięcioma żebrami przy tej samej grubości powłoki. Jak widać na rysunku 3 usztywnienie płaszcza jednym żebrem nie zmienia wytężenia materiału – niewielki spadek naprężeń obwodowych jest skompensowany wzrostem osiowego zginania. Wprowadzenie trzech żeber obniża maksymalne naprężenie zredukowane o 42%, przy czym widoczne jest jeszcze dość intensywne zginanie. W płaszczu z pięcioma żebrami naprężenie zredukowane zmniejszyło się o 54%, a przekrój osiowy powierzchni obojętnej został wygładzony, co dowodzi istotnego zmniejszenia zginania. Usztywnienie płaszcza czterema żebrami (wynik nie został tu pokazany) powoduje obniżenie naprężeń zredukowanych o prawie 50%, zatem różnica w stosunku do pięciu żeber jest niewielka.

Żebra obwodowe dodatkowo skutecznie eliminują również zagrożenie utratą stateczności powłoki. Na podstawie zaprezentowanych wyników można zatem stwierdzić, że w zasadzie liczba czterech lub pięciu żeber byłaby dla rozważanej konstrukcji optymalna.

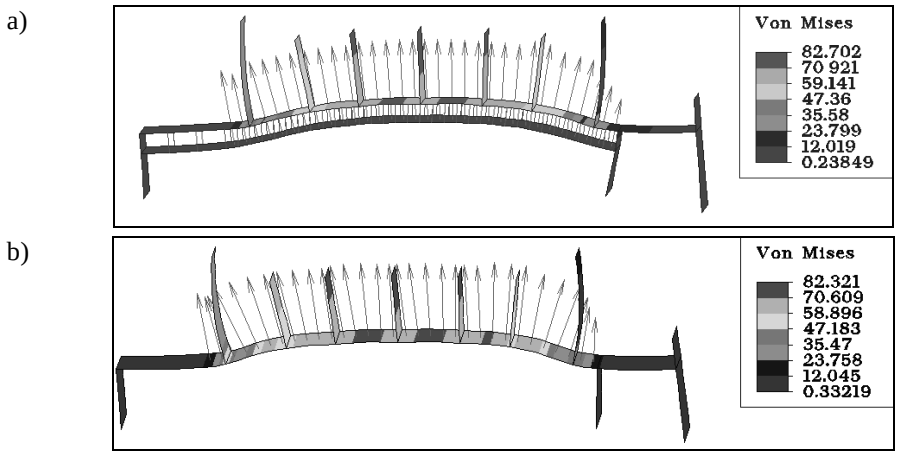
3.3. Ocena skuteczności usztywnienia płaszcza przez wykładzinę

W konstrukcjach bębnów nawojowych dość często stosuje się wykładzinę drewnianą bądź też w ostatnich latach również wykładzinę z tworzywa sztucznego. W niektórych środowiskach konstruktorów i użytkowników bębnów nawojowych ugruntowało się przekonanie o odciążającym działaniu wykładziny. Powyższe przekonanie ma zapewne źródło w wynikach obliczeń analitycznych bębnów pracujących przy niewielkich obciążeniach, w których wykładzina była wielokrotnie grubsza od powłoki stalowej i stanowiła rzeczywiście element odciążający tę powłokę. W bębnach nawojowych silnie obciążonych stosunek grubości wykładziny do powłoki stalowej jest już niewielki (2÷3) i wpływ wykładziny na poziom wytężenia powłoki stalowej jest mały, a w płaszczach z żebrami obwodowymi wpływ ten jest pomijalny.

Dla ilustracji powyższego wniosku poniżej na rysunku 3 pokazano wyniki obliczeń naprężeń w rzeczywistej konstrukcji silnie obciążonego bębna nawojowego o średnicy nawojowej 5000 mm z wykładziną z drewna dębowego trzykrotnie grubszą od stalowego płaszcza. W przypadku płaszcza bez żeber obwodowych wykładzina z drewna dębowego obniża naprężenia maksymalne o 8,2%, co pokazują wyniki obliczeń zamieszczone na rysunku 4. Dla płaszcza tego samego bębna usztywnionego żebrami obwodowymi obniżenie naprężeń maksymalnych przez wykładzinę jest pomijalne, co pokazano na rysunku 5.



Rys.4. Naprężenia zredukowane w płaszczu bębna nawojowego nieużebrowanego: a) bęben z wykładziną drewnianą, b) bęben bez wykładziny



Rys.5. Naprężenia zredukowane w płaszczu bębna nawojowego użebrowanego: a) bęben z wykładziną drewnianą, b) bęben bez wykładziny

Wobec dużej różnicy wartości modułów Younga drewna dębowego i stali trzykrotnie większa grubość wykładziny nie zapewnia istotnego wzrostu sztywności płaszcza. Rozpatrując problem stosowania wykładzin w bębnach nawojowych należy pamiętać o konieczności mocowania wykładziny do stalowej powłoki (płaszcza), co prowadzi do perforowania powłoki stalowej otworami na śruby mocujące wykładzinę. Otwory na śruby wywołują koncentrację naprężeń generując dużą liczbę lokalnych spiętrzeń a także zwiększając koszty wykonania bębna.

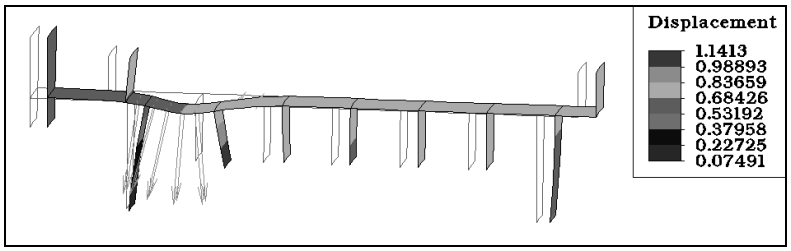
3.4. Osiowe przemieszczenia tarczy hamulcowej

Cechą charakterystyczną bębnów nawojowych jest nieprostopadłość liny nośnej do osi bębna, co generuje osiową składową obciążenia. Składowa osio-

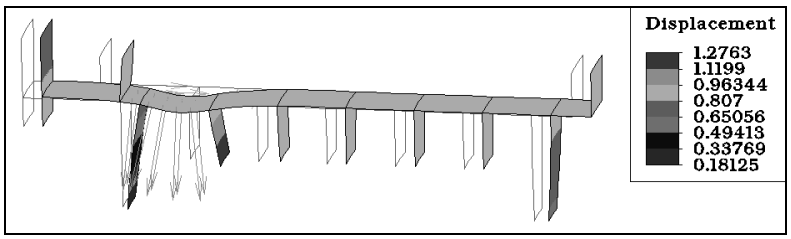
wa obciążenia przyjmuje niewielkie wartości przy czym ekstrema tej składowej występują w fazie rozruchu oraz przy końcu fazy podnoszenia urobku, kiedy kąty odchylenia liny od normalnej do osi bębna są największe. Składowa osiowa musi być przeniesiona przez dyski boczne wymuszając ich dodatkowe zginanie.

Na rysunkach 6a i 6b przedstawiono obrazy odkształconego bębna na końcu fazy rozruchu bez udziału siły osiowej (rys.6a) oraz z udziałem siły osiowej (rys.6b). Różnice przemieszczeń o kierunku równoległym do osi bębna wywołane składową osiową siły w linie są niewielkie i mniejsze od przemieszczeń wynikających z deformacji wywołanych naciskami promieniowymi pochodzącymi od działania nawiniętej liny.

a)



b)



Rys.6. Wpływ działania osiowej składowej siły na sposób odkształcenia konstrukcji bębna: a) bęben bez uwzględnienia osiowej składowej siły; b) bęben z uwzględnieniem osiowej składowej siły

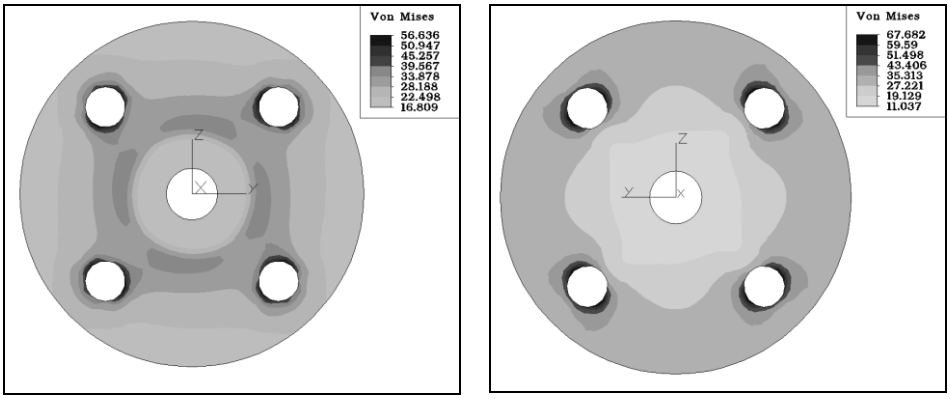
3.5. Stan naprężenia w dysku bocznym bębna nawojowego

Obciążenie dysków bocznych bębna nawojowego jest skutkiem oddziaływania osiowo-symetrycznego ściskania płaszcza i działania momentu napędzającego. Zmniejszenie średnicy płaszcza wymusza zginanie dysku momentem promieniowym oraz ściskanie siłami promieniowymi w płaszczyźnie środkowej. Proporcje między poszczególnymi składowymi obciążenia w dysku bębna nawojowego są odmienne niż w dysku bębna pędnego, w szczególności znacząco mniejsze są wartości sił wywołujących ścinanie a znacznie większe są wartości momentów radialnych oraz ściskających sił promieniowych.

Na rysunkach 7a i 7b pokazano rozkłady naprężeń w napędzanym dysku bocznym rozpatrywanego wcześniej bębna nawojowego. Widoczny jest nie-

wielki wpływ momentu napędzającego oraz wynikające z porównania naprężeń na obu powierzchniach zginanie dysku. Ekstremalne naprężenia zredukowane występują na brzegach otworów rewizyjnych i są skutkiem działania naprężeń ściskających.

a) b)



Rys.7. Naprężenia zredukowane w dysku bębna nawojowego od strony napędu w warunkach rozruchu: a) strona zewnętrzna, b) strona wewnętrzna

4. Problemy wytrzymałościowe bębnów pędnych

4.1. Stan naprężenia w płaszczu (powłoce) bębna pędnego

Obszerną i efektywną analizę stanu naprężenia w powłoce bębna pędnego przez rozwiązanie równań powłoki walcowej W. Flügge podwójnymi szeregami Fouriera zrealizowano w pracy S. Bućko [7]. Doświadczalną weryfikację rozwiązania analitycznego przeprowadzono w badaniach modelowych omówionych w pracy tego samego autora [9]. Analiza wyników obliczeń odkształceń i naprężeń w powłoce oraz badań doświadczalnych pozwoliła na sformułowanie zasad idei modernizacji konstrukcji wielolinowych bębnów pędnych w pracy tegoż autora [8]. Wcześniej podobne analizy stanu naprężenia w powłoce bębna prowadził B. Skalmierski [4] jednak bez uzyskania efektywnych wyników i bez formułowania wniosków dotyczących modernizacji konstrukcji. Wprowadzenie w pracy [7] bliższych rzeczywistości schematów obciążenia powłoki (w stosunku do stosowanych w pracy [4]) poprawiło zbieżność szeregów opisujących siły wewnętrzne i naprężenia oraz umożliwiło wyznaczenie sił poprzecznych w powłoce, a w konsekwencji reakcji podpór brzegów powłoki i dalej sprawdzenie globalnego równania równowagi powłoki. W analizie B. Skalmierskiego uzyskanie zbieżnych szeregów opisujących siły poprzeczne i reakcje podpór brzegów powłoki nie było możliwe.

W ostatnich kilkunastu latach opublikowano kilka prac dotyczących stanu naprężenia w powłoce i innych elementach wielolinowego bębna pędnego przygotowanych przez innych autorów. Prace te nie wnosiły istotnych nowych

elementów do wiedzy o stanie naprężenia w elementach konstrukcji bębna pędnego i z jednym wyjątkiem [20] dotyczyły konstrukcji użebrowanych, których projektowania i produkcji w kraju zaprzestano na początku lat dziewięćdziesiątych XX wieku. Podobnym problemom poświęcona jest praca S. Bućko [19] omawiająca metody dostosowania pewnej grupy starszych konstrukcji bębnów pędnych do współczesnych przepisów. Praca [20] zawiera obliczenia MES konstrukcji koła pędnego z dyskami bocznymi w kształcie stożków, którego koncepcję i pierwotne obliczenia wytrzymałościowe opracowali autorzy niniejszej publikacji [17], a projekt techniczny opracował zespół „PROSERW-ZGODA" sp. z o.o. W pracy [20] zastosowano inny system obliczeniowy MES oraz odmienny sposób modelowania konstrukcji niż metodyka obliczeń przedstawiona w projekcie koła pędnego oraz w pracy autorów [17].

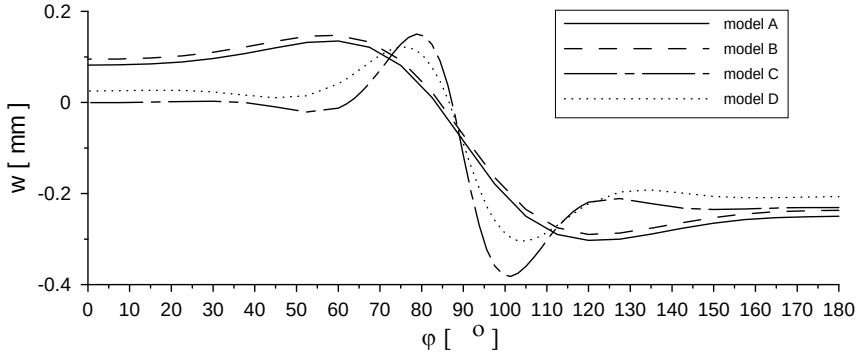
Podsumowaniem rozwiązań problemu stanu naprężenia w płaszczu bębna pędnego oraz charakteru obciążeń dysków bocznych metodami analitycznymi potwierdzonych wynikami obszernych badań modelowych jest praca S. Bućko [16], w której szczegółowo sformułowano również ideę konstrukcji bębnów pędnych nowego typu (wcześniej wstępnie sformułowaną w pracy [8] i wdrożoną przez autora w kilkunastu konstrukcjach) pozbawionych całego zespołu stosowanych wcześniej żeber wewnętrznych. Obliczenia naprężeń dla powłok z wewnętrznymi żebrami obwodowymi, powłok z pierścieniami siedziska liny oraz powłoki gładkiej o ekwiwalentnej masie wykazały, że stosowanie żeber wewnętrznych w powłoce bębna pędnego nie jest uzasadnione względami bezpieczeństwa i sztywności konstrukcji, nie prowadzi również do zmniejszenia jej masy. Obliczenia naprężeń w powłoce potwierdziły znane w teorii powłok zasady pracy konstrukcji powłokowych – powłoka dążąc do minimalizacji energii odkształcenia sprężystego lokalizuje efekty giętne w strefie bezpośrednio przylegającej do miejsca przyłożenia obciążenia. Powyższa reguła istotnie odróżnia przenoszenie obciążeń przez powłokę oraz przez belkę. W powłoce bębna pędnego powoduje to wygaszanie momentu zginającego wzdłuż tworzącej (M_x) oraz zanikanie sił poprzecznych (prostopadłych do powierzchni powłoki) w miarę oddalania się od strefy obciążonej naciskiem liny, równocześnie obserwuje się wzrost wartości naprężeń i sił stycznych, co pokazuje rysunek 10.

W rezultacie na brzegach powłoki dominują reakcje o kierunku stycznym do obwodu a ich wartości osiągają ekstremum w strefach wejścia i zejścia liny (rys. 11). Stanowi to niezwykle ważną informację o sposobie obciążenia działającego na dyski boczne. Badania modelowe wykazały, że wysunięty poza dysk boczny odcinek powłoki istotnie zmniejsza wartość momentu zginającego przekazywanego z powłoki na dysk boczny. Analogiczne wyniki uzyskano później przy wykorzystaniu metody elementów skończonych. Poniżej przedstawiono najistotniejsze wyniki zaczerpnięte z prac [7 i 16] wyjaśniające stan naprężenia w powłoce bębna pędnego i uzasadniające eliminację obwodowych żeber wewnętrznych.

Dla zrozumienia wykresów uzyskanych z rozwiązania metodą podwójnych szeregów Fouriera poniżej przedstawiono opis modeli obliczeniowych oraz przykładowe wyniki:

1. Model A – powłoka o grubości 25 mm bębna pędnego o średnicy 5500 mm usztywniona dwoma żebrami obwodowymi o przekroju teowym i dużej sztywności z pominięciem pierścieni siedziska liny.
2. Model B – powłoka o grubości 25 mm usztywniona dwoma żebrami jak w modelu A oraz pierścieniami siedzisk lin.
3. Model C – powłoka gładka o jednolitej grubości 35 mm, ekwiwalentna masowo modelowi A.
4. Model D – powłoka gładka o jednolitej grubości 35 mm, ekwiwalentna masowo modelowi A z pierścieniami siedzisk lin.

Powłoka z żebrami o dużej sztywności wykazuje ugięcia lokalne oraz sztywne przemieszczenie przekroju pod liną, natomiast powłoka gładka wykazuje ugięcia w strefie obciążonej naciskami lin, natomiast w strefie nieobciążonej ugięcia są bliskie zera – rysunek 8.

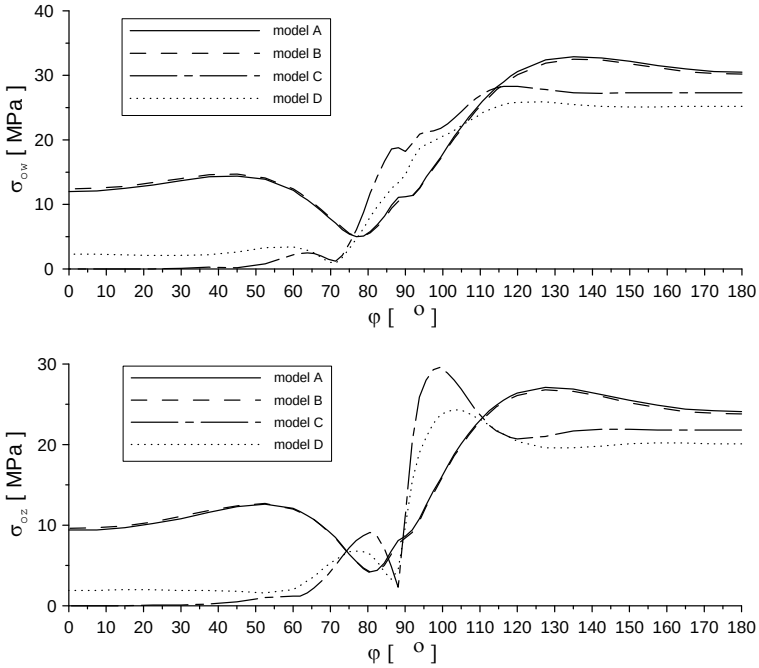


Rys.8. Przemieszczenia radialne ***w*** (ugięcia) powłoki w płaszczyźnie osi liny

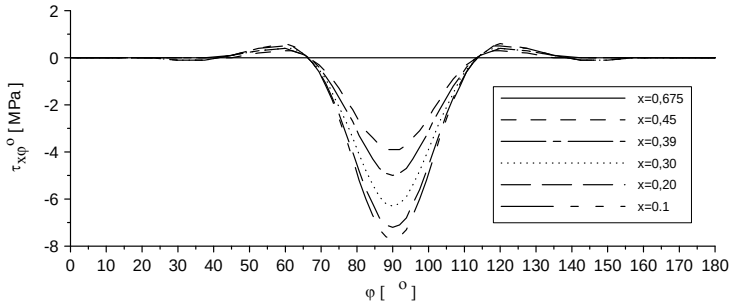
Ekstremalne wytężenie materiału powłoki gładkiej z pierścieniami siedziska liny (model D) jest mniejsze od wytężenia powłoki z żebrami wewnętrznymi i pierścieniami siedziska liny (model B), co widoczne jest na rysunkach 9a i 9b. Dowodzi to, że stosowanie wewnętrznych żeber obwodowych nie jest uzasadnione, gdyż powłoka gładka o ekwiwalentnej masie zapewnia większe bezpieczeństwo – eliminacja spoin obniżających wytrzymałość zmęczeniową. Obwodowe żebra wewnętrzne usztywniające powłokę bębna pędnego są jednym z przykładów nieprzemyślanego zastosowania żeber w konstrukcjach płytowo-powłokowych.

Na szczególną uwagę zasługuje rysunek 10 obrazujący narastanie wartości naprężeń stycznych w powierzchni środkowej w miarę oddalania się od liny a zbliżania do dysku bocznego.

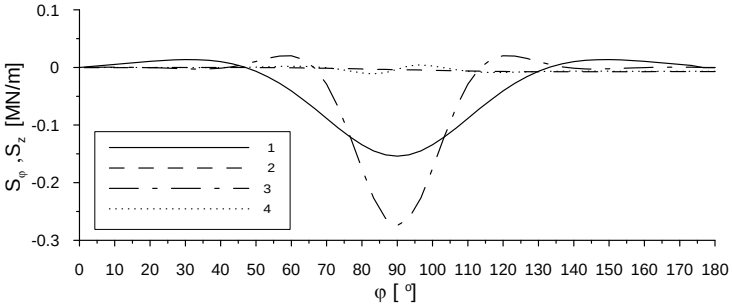
Naprężenia styczne wywołane ścinaniem generują składowe styczne reakcji podparcia powłoki na dysku bocznym, co jest widoczne na rysunku 11 obrazującym zmienność składowej stycznej do powłoki oraz składowej normalnej (związanej z siła poprzeczną) do powłoki.



Rys.9. Naprężenia zredukowane według Hubera-Misesa-Hencky'ego na zewnętrznej powierzchni powłoki w płaszczyźnie osi liny

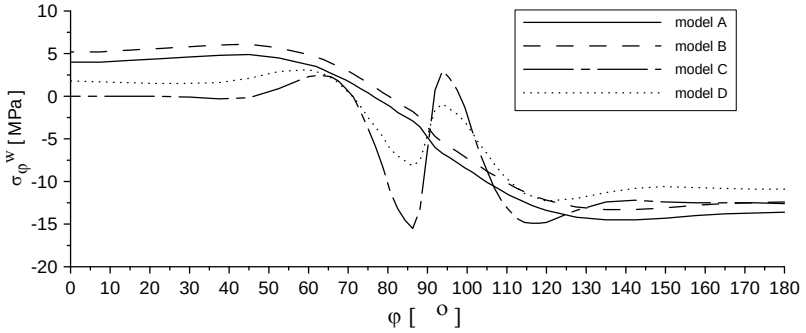


Rys.10. Naprężenia styczne błonowe w obszarze między płaszczyzną liny a brzegiem powłoki gładkiej

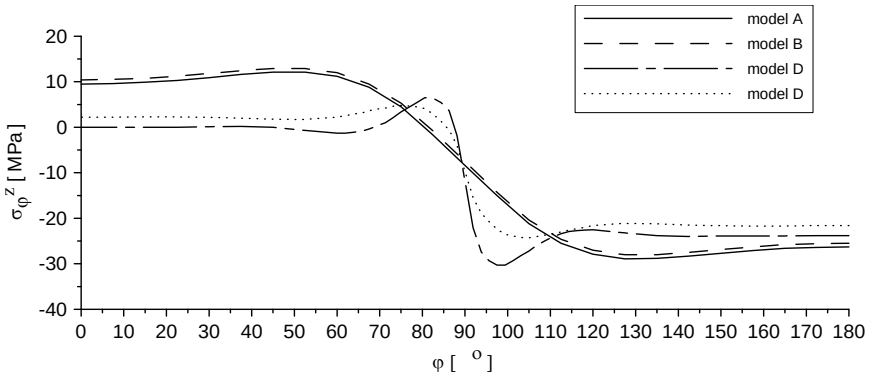


Rys.11. Siły brzegowe S_φ i S_z na brzegu powłoki dla modeli A oraz C: 1- S_φ dla modelu A: 2–S_z dla modelu A: 3– S_φ dla modelu C: 4–S_z dla modelu C

Na uwagę zasługują wykresy pokazane na rysunkach 12 i 13 wskazujące na dominację ujemnych wartości naprężeń obwodowych w gładkiej powłoce bębna pędnego, co pokazano wcześniej w pracy [8]. Powyższa cecha stanu naprężenia w powłoce gładkiej stwarza warunki do konstruowania bębnów pędnych, w których segmenty łączone są śrubami wstępnie napiętymi. Kilka takich konstrukcji zaprojektowano z udziałem autorów niniejszej pracy, uruchomiono w polskich kopalniach i omówiono w pracach [11, 15, 16 i 17].



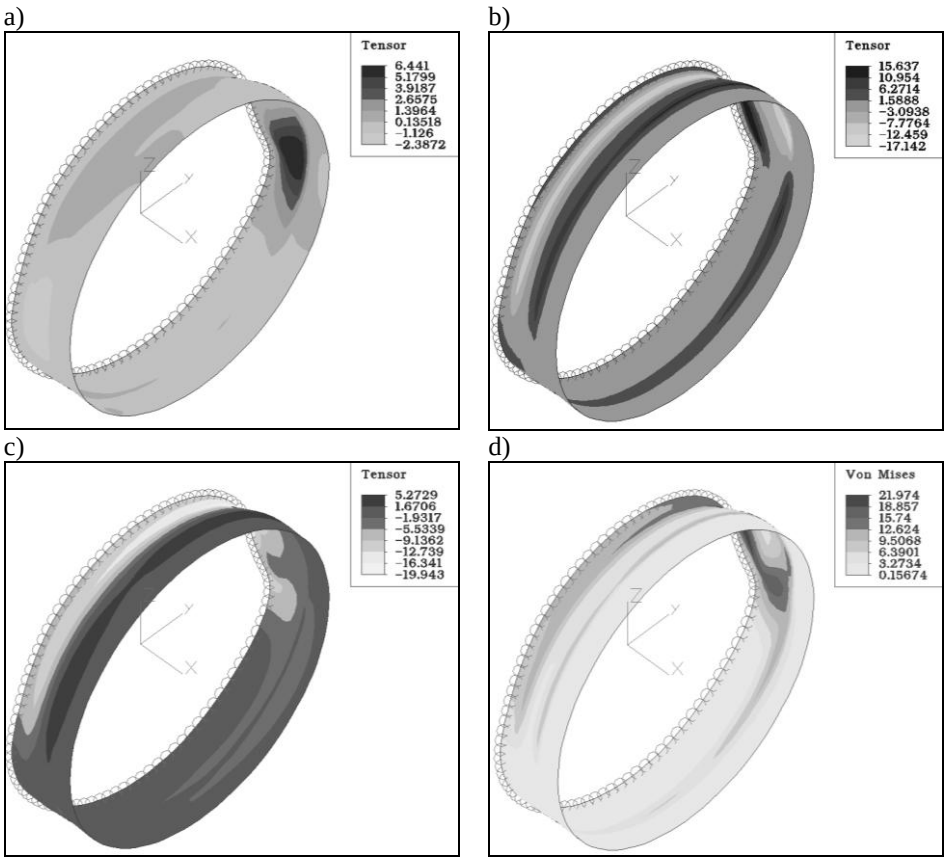
Rys.12. Całkowite naprężenia obwodowe na wewnętrznej powierzchni powłoki w płaszczyźnie osi liny



Rys.13. Całkowite naprężenia obwodowe na zewnętrznej powierzchni powłoki w płaszczyźnie osi liny

Na rysunkach 14a, b, c, d pokazano rozkłady naprężeń w powłoce o schemacie konstrukcyjnym odpowiadającym modelowi D, ale o innych parametrach (wymiary i wartości obciążenia) uzyskane metodą elementów skończonych. Model obliczeniowy MES różni się także od modelu D uwzględnieniem wysuniętego poza dysk boczny odcinka powłoki.

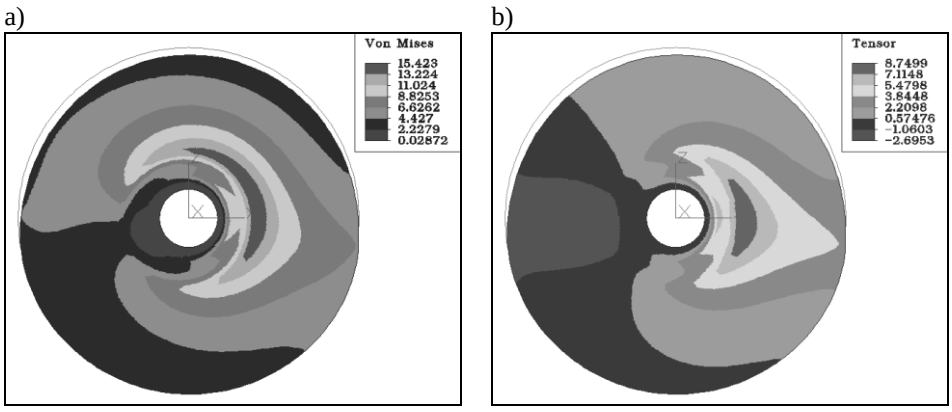
Przytoczone fakty sprawiają, że występują różnice, głównie ilościowe, między rozwiązaniem analitycznym z prac [7 i 16], a przytoczonymi na rysunku 14 wynikami obliczeń MES, jednak zasadnicze wnioski są zbieżne dla obu metod analizy.



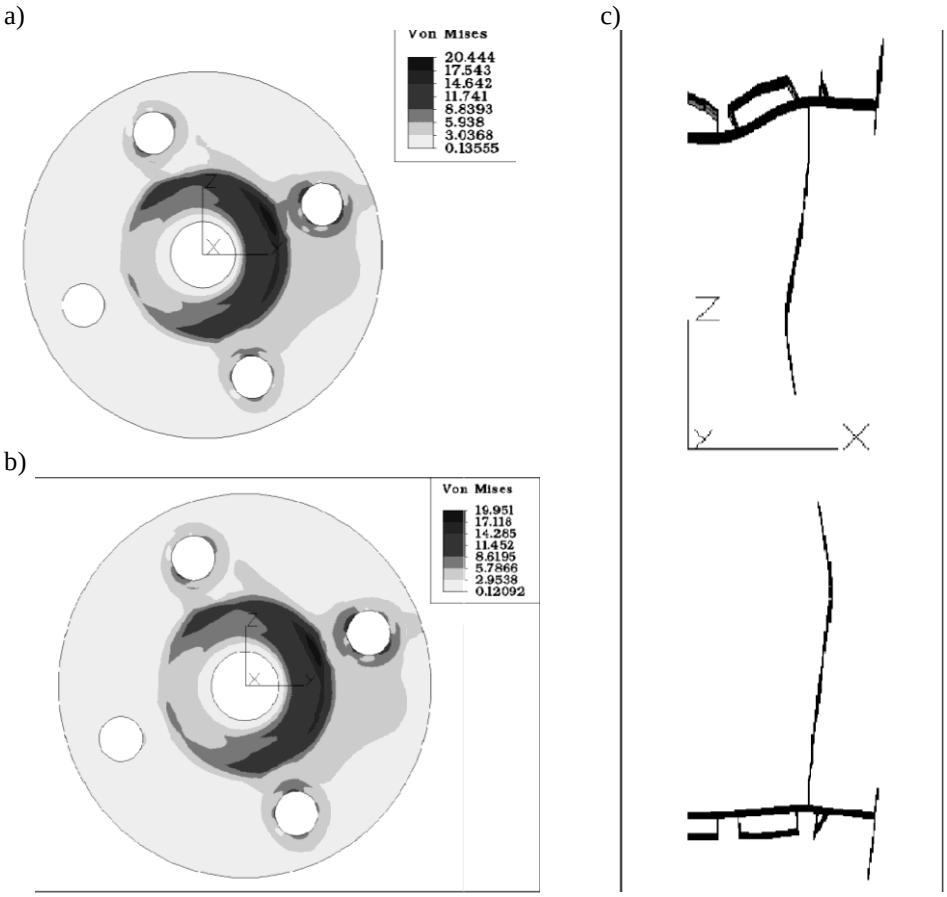
Rys.14. Naprężenia w płaszczu bębna pędnego w fazie rozruchu: a) styczne w powierzchni środkowej; b) osiowe; c) obwodowe; d) zredukowane

4.2. Stan naprężenia w dysku bocznym bębna pędnego

Przedstawiony na rysunku 11 rozkład sił stycznych przekazywanych z płaszcza na dyski boczne potwierdzony wynikami badań doświadczalnych [10] wskazuje, że dyski obciążone są siłami stycznymi do obwodu w strefach wejścia i zejścia lin o zwrotach zgodnych z napięciem lin oraz parą sił reprezentującą moment napędzający. W pracach [10 i 16] wykazano również, że tylko niewielka część momentu (M_x) zginającego powłokę wzdłuż tworzącej przenoszona jest na dysk boczny w postaci momentu radialnego. Główne siły obciążające dysk boczny są siłami działającymi w jego powierzchni środkowej w kierunku prostopadłym do promienia i generującymi naprężenia styczne. Po stronie podnoszonego urobku następuje sumowanie naprężeń stycznych wywołanych wymienionymi obciążeniami, natomiast po stronie pustego skipu naprężenia styczne od tych obciążeń odejmują się i w znacznym stopniu redukują. Dokładną analizę stanu naprężenia w dysku bocznym wykonaną metodą elementów skończonych zawarto w pracach [12, 16, 18 i 21].



Rys.15. Dysk bębna pędnego bez otworów rewizyjnych, strona zewnętrzna: a) naprężenia zredukowane; b) naprężenia styczne



Rys.16: a) rozkład naprężeń zredukowanych w dysku z udziałem wpływu kąta ugięcia wału, b) rozkład naprężeń zredukowanych w dysku bez wpływu kąta ugięcia wału, c) odkształcony przekrój osiowy połowy symetrycznego bębna pędnego

Obroty piast związane z kątem ugięcia wału wywołują zginanie dysku największe przy piaście i zanikające wraz ze wzrostem odległości od wału. Zginanie to w pobliżu połączenia dysku z płaszczem jest praktycznie niewidoczne. Ekstrema naprężeń od zginania oraz od ścinania (naprężenia styczne) nie występują w tej samej strefie – są przesunięte o kąt bliski kątowi prostemu. Ekstremum wytężenia materiału dysku występuje po stronie podnoszonego urobku, przy czym w ponad 90% związane jest z działaniem naprężeń stycznych. Bardzo przekonująco pokazują to wyniki obliczeń MES zamieszczone w pracy [21] zacytowane poniżej na rysunku 15.

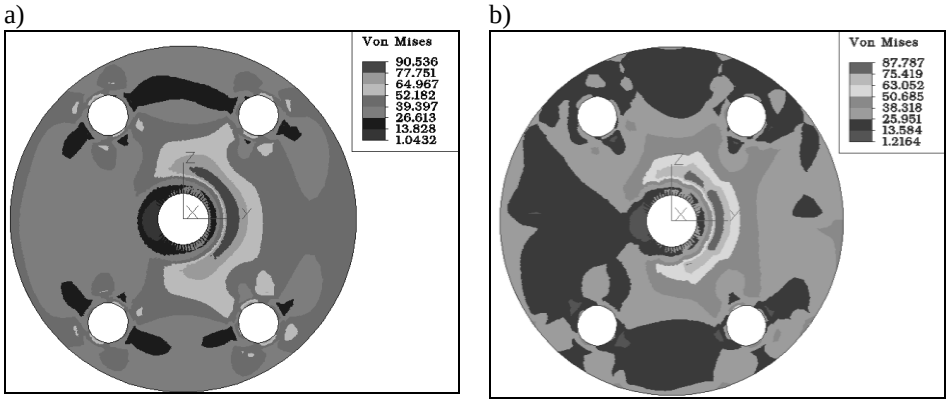
Na rysunku 16 pokazano rozkłady naprężeń w napędzanym dysku bocznym czterolinowego bębna pędnego z udziałem wpływu kąta ugięcia wału – rysunek 16a oraz bez wpływu kąta ugięcia wału – rysunek 16b. Na rysunku 16c pokazano odkształcony przekrój osiowy tegoż bębna (połowa konstrukcji z uwagi na symetrię) z udziałem kąta ugięcia wału obrazujący zanikanie wpływu zginania wywołanego obrotem piasty (ugięciem wału) oraz potwierdzający wniosek o przekazywaniu z powłoki na dysk jedynie niewielkiej części momentu zginającego powłokę wzdłuż tworzącej. Porównanie naprężeń zredukowanych na rysunkach 16a i 16b dowodzi również niewielkiego wpływu kąta ugięcia wału (obrotu piast) na wartość maksymalnego wytężenia materiału dysku bocznego.

W dyskach bocznych wykonywane są otwory rewizyjne, w ostatnich latach o rozstawie symetrycznym i średnicach zalecanych dla otworów włazowych w zbiornikach ciśnieniowych. Wskutek koncentracji naprężeń, na brzegach otworów rewizyjnych występują często naprężenia o wartościach przewyższających wartości średnie w dysku. Przez kilkadziesiąt lat stosowano pierścienie usztywniające brzegi otworów rewizyjnych, co zapewne zostało zapożyczone z konstrukcji zbiorników ciśnieniowych, gdzie sposób obciążenia jest istotnie różny. Przeprowadzona przez M. Trzebickiego [18, 21] analiza wykazała niecelowość stosowania takich usztywnień szczególnie mocowanych po jednej stronie dysku, gdyż powodują one wzrost naprężeń. Powyższy efekt jest skutkiem obciążenia dysku bocznego siłami działającymi w płaszczyźnie środkowej, co sprawia iż dodatkowa masa (pierścień) po jednej stronie dysku powoduje lokalne przesunięcie powierzchni środkowej generując zginanie i wzrost naprężeń ekstremalnych.

4.3. Zagadnienie sztywności osiowej bębnów pędnych

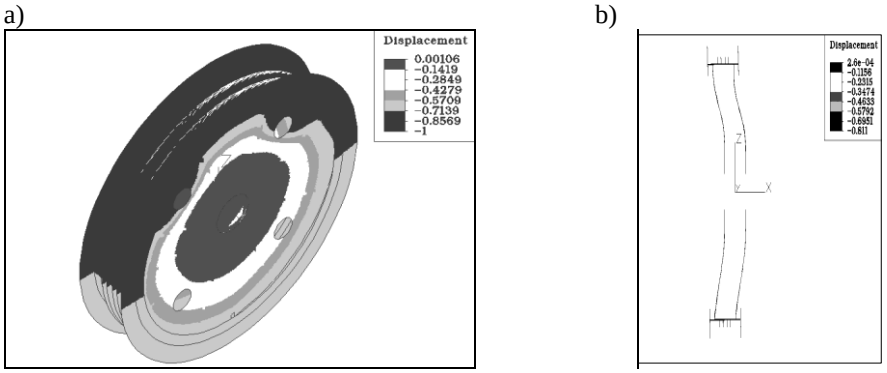
Analizując obciążenia bębna pędnego trudno doszukać się sił działających wzdłuż osi, czyli prostopadle do lin – skipy są prowadzone w szybie, a dodatkowo działają koła kierujące prowadzące liny w płaszczyznach prostopadłych do osi wału. Mimo to przez wiele lat powszechnie stosowano żebra promieniowe typu **H** łączące oba dyski boczne bębna zazwyczaj w liczbie dziesięciu. Żebra te były często źródłem inicjacji pęknięć zmęczeniowych w dyskach bocznych i stanowiły znaczne przesztywnienie konstrukcji bębna generując

przy tym naprężenia własne związane ze spawaniem. Żebra typu **H** nie mogą przejmować sił działających w płaszczyźnie środkowej dysku, co potwierdziły obliczenia wykonane metodą elementów skończonych przytaczane przez autorów w wielu pracach np. [12, 17, 24] i innych. Przykładowe wyniki obliczeń naprężeń w dyskach bocznych z żebrami typu **H** oraz w dyskach bocznych tej samej grubości bez tych żeber pokazano na rysunkach 17a i 17b. Znikomy wpływ żeber typu **H** na stan naprężenia w dyskach bocznych bębnów pędnych jest na tych rysunkach wyraźnie widoczny. Warto przy tym zauważyć, że żebra te powodują istotny wzrost masy dysku bocznego i kosztów produkcji a także zmniejszenie wytrzymałości zmęczeniowej – spoiny i naprężenia spawalnicze.

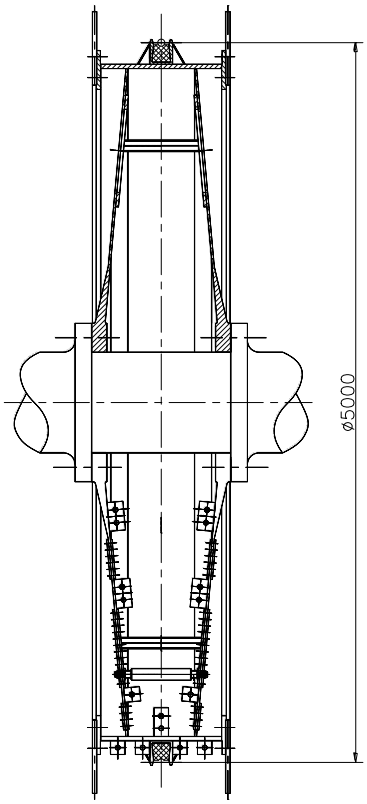


Rys.17. Rozkład naprężeń zredukowanych w dyskach bocznych bębna pędnego nieużebrowanym (a) i użebrowanym (b)

Żebra typu **H** zapewniają konstrukcji bębna pędnego sztywność osiową w ogromnej większości przypadków znacznie ponad rzeczywiste potrzeby i z wymienionych powyżej powodów powinny być z konstrukcji eliminowane. Eliminacja żeber typu **H** może w nietypowych konstrukcjach powodować nadmierne obniżenie sztywności osiowej i zagrożenie utratą stateczności w sensie globalnym (rys. 18).



Rys.18. Sąsiednia postać równowagi przy „globalnej" utracie stateczności bębna pędnego



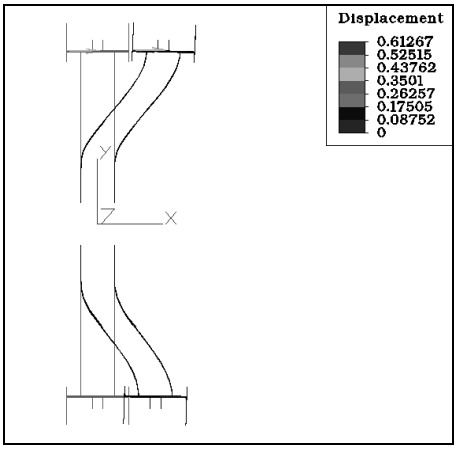
Rys.19. Alternatywne rozwiązanie konstrukcji bębna pędnego o dużej smukłości

W przypadku wykonywania nowych bębnów o dużej smukłości (stosunek średnicy nawojowej do rozstawu dysków) uzyskanie niezbędnej sztywności osiowej jest możliwe przez zastosowanie dysków w kształcie stożka ściętego. Przykładem takiej konstrukcji zaprojektowanej przez autorów jest jednolinowe koło pędne K-5000 będące przedmiotem publikacji [17] – konstrukcję tego koła pokazano na rysunku 19.

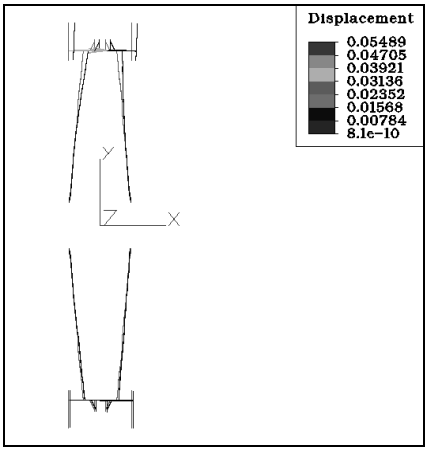
Wprowadzenie stożkowych dysków bocznych sprawia, że składowe osiowe obciążenia równoważone są przez siły błonowe powłok stożkowych wzdłuż tworzących zamiast przez momenty zginające jak to się dzieje w dyskach płaskich. Ilustrację sposobu przenoszenia sił osiowych przez dysk płaski i dysk stożkowy pokazano na rysunkach 20c, i d.

Na rysunku 20a i b pokazano natomiast wpływ stożkowego dysku bocznego na sztywność osiową koła pędnego – jak widać wprowadzenie dysków stożkowych zmniejsza, przy zachowaniu tej samej grubości dysku, przemieszczenie osiowe płaszcza jedenastokrotnie.

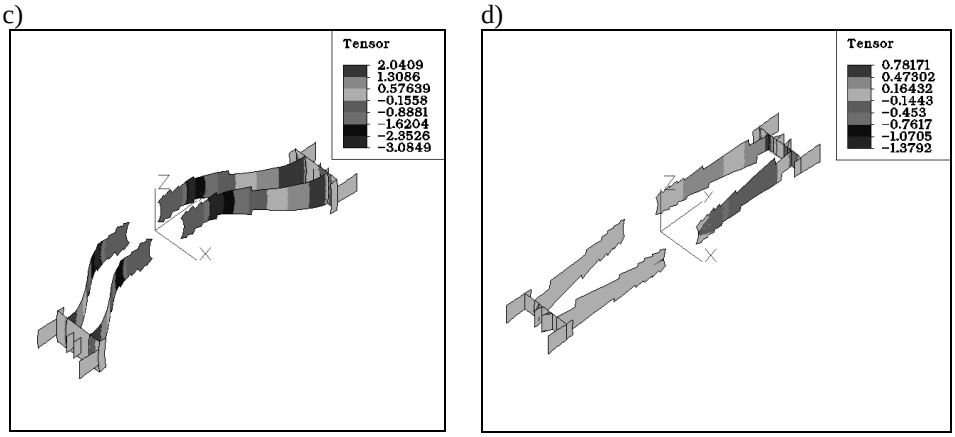
a)



b)



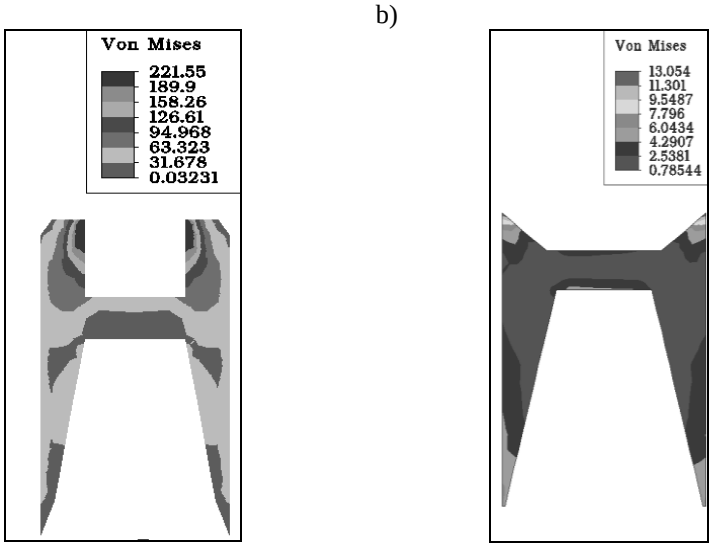
c) d)



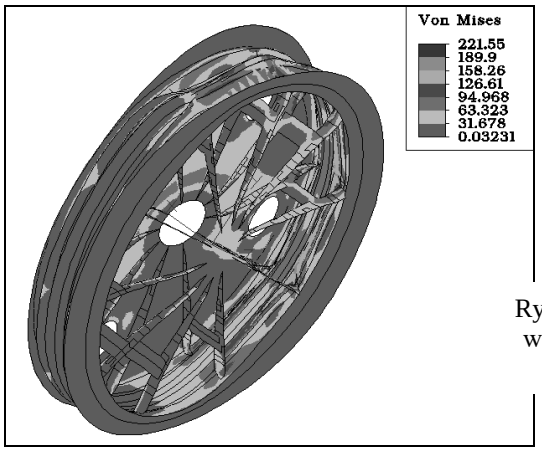
Rys.20. Porównanie przemieszczeń spowodowanych działaniem składowej osiowej obciążenia (rys.rys. a i b) oraz naprężeń o kierunku promieniowym (rys.rys. c i d) dla kół pędnych z płaskimi dyskami bocznymi oraz z dyskami w kształcie srożków ściętych

W przypadkach modernizacji konstrukcji bębnów pędnych starego typu o dużych średnicach nawojowych całkowita eliminacja żeber typu **H** może być niekorzystna z uwagi na bezpieczeństwo i sztywność. Zamiast eliminacji tych żeber celowa jest zazwyczaj zmiana ich kształtu, tak aby ograniczyć niekorzystną koncentrację naprężeń w strefie piasty oraz w strefie powłoki – przykład takiego rozwiązania konstrukcyjnego oraz przykładowe skutki dla ekstremanego wytężenia pokazano na rysunku 21.

a) b)



Rys.21. Obraz stopnia koncentracji naprężeń w żebrach typu H przed (rys. a) i po (rys. b) modyfikacji jego konstrukcji



Rys.22. Przykład deformacji powłoki w przypadku jej kontaktu z żebrami promieniowymi

Niekorzystne skutki kontaktu żebra typu **H** z płaszczem bębna (powłoką) pokazano na rysunku 22 (taka konstrukcja nie jest aktualnie dopuszczona przepisami) – widoczne jest „owijanie" powłoki wokół żebra. Kontakt żebra promieniowego z płaszczem jest przykładem kontaktu dwóch (elementów) dźwigarów powierzchniowych o drastycznie różnej sztywności w kierunku promieniowym. Takie połączenia zawsze generują dużą koncentrację naprężeń.

5. Podsumowanie

Przedstawione w poprzednich rozdziałach najważniejsze wyniki analiz stanu naprężenia oraz możliwych schematów zniszczenia bębnów pędnych oraz bębnów nawojowych dowodzą, że wiele tych zagadnień zostało rozwiązanych i obszernie opisanych w monografiach oraz publikacjach naukowych. W poprzednich rozdziałach – i obszerniej w cytowanych publikacjach autorów – zamieszczono merytoryczne uzasadnienia wprowadzonych zmian konstrukcji bębnów pędnych podając również konsekwencje pewnych nieprawidłowości występujących we wcześniejszych konstrukcjach.

Konstrukcje bębnów pędnych oparte na koncepcji sformułowanej w pracy [8] zostały wielokrotnie wdrożone i pracują w polskich kopalniach głębinowych. Również pewne wnioski wynikające z wykonanych przez autorów analiz pracy elementów bębna nawojowego mogą być przydatne przy projektowaniu tych urządzeń.

W związku z faktem, że każdy bęben pędny lub nawojowy jest indywidualną konstrukcją dostosowaną do szybu, opracowanie koncepcji konstrukcji oraz obliczeń wytrzymałościowych zawiera zawsze pewne elementy oryginalne nawet wówczas gdy wykorzystuje się ogólne zalecenia zawarte w literaturze.

Literatura

1. Flügge W.: Statik und Dynamik der Schalen, Berlin 1957.
2. Flügge W.Ł.: Powłoki – Obliczenia statyczne. Arkady, Warszawa 1962.

3. Timoshenko S., Woinowsky-Krieger S.: Teoria płyt i powłok, Arkady, Warszawa 1962.
4. Skalmierski B.: Problemy statyki i dynamiki powłok użebrowanych, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 10, 1963.
5. Kantorowicz Z. B.: Osnowy rasczota chimiczeskich maszin i apparatow; Maszgiz, Moskwa 1952.
6. Popowicz O.: Maszyny wyciągowe – bębny i koła pędne. Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 1964.
7. Bućko S.: Strength Analysis of Multi-Rope Winding Machine Drum Drive. Mechanika Teoretyczna i Stosowana 1-2, 1990, pp. 23-34.
8. Bućko S.: Analiza wytrzymałościowo-konstrukcyjna wielolinowego bębna pędnego oraz propozycje modernizacji konstrukcji. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo z. 209, Gliwice 1993, pp. 68-75.
9. Koszelski J.: Badania stanu naprężenia płaszcza użebrowanego wielolinowego koła pędnego maszyny wyciągowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo z. 206, Gliwice 1993.
10. Bućko S.: Doświadczalna weryfikacja stanu odkształcenia i naprężenia w powłoce bębna pędnego. Materiały XVI Seminarium Mechaniki Eksperymentalnej Ciała Stałego, Jachranka 1994, pp. 39-42.
11. Bućko S., Trzebicki M.: Numerical Analysis of the Prestressed Screw Junktion of the Multirope Drum-Drive Shell. Materiały Międzynarodowej Konferencji „Numerical Methods in Continuum Mechanics", Stara Lesna - Slovakia 1996, s. 91-95.
12. Bućko S., Trzebicki M.: Analiza wytrzymałościowa tarczy bocznej wielolinowego bębna pędnego. Materiały XVIII Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn, Kielce-Ameliówka 1997, pp. 251-256.
13. Bućko S., Trzebicki M.: Przykładowe obliczenia wytrzymałościowe bębna pędnego o dużej smukłości. Materiały Międzynarodowej Konferencji „Wyciągi szybowe u progu XXI wieku", Szczyrk 1999, ref. XXV.
14. Bućko S., Trzebicki M.: Wybrane problemy dynamiki wielolinowych bębnów pędnych. Materiały XIX Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn, Zielona Góra - Świnoujście 1999, pp. 309-314.
15. Bućko S., Trzebicki M.: Selected Problems of the Modern Strength Calculation of Hoisting Machine Drive Drums. Materiały VIII Int. Conf. On Numerical Methods in Continuum Mechanics, Zilina-Liptovsky Jan 2000.
16. Bućko S.: Analiza wytrzymałościowa nowej konstrukcji płytowo-powłokowej na przykładzie wielolinowego bębna pędnego. Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej, seria Mechanika, zeszyt nr 86, Kraków 2001.
17. Bućko S., Trzebicki M.: Alternatywna konstrukcja koła pędnego o dużej smukłości. Materiały Konferencji Efektywne i Bezpieczne Systemy Transportowe w Zakładach Górniczych, KOMTECH 2001. Biblioteka KOMTECH.

18. Trzebicki M.: Wybrane problemy optymalizacji geometrii dysku bocznego bębna pędnego. Biblioteka KOMTECH, materiały konferencji „Kierunki Mechanizacji Górnictwa do 2010 Roku", Szczyrk 2002.
19. Bućko S.: Wytrzymałościowe problemy adaptacji eksploatowanych bębnów pędnych do współczesnych wymagań. Maszyny Górnicze nr 96/2003, ss. 33-38. Wydawca Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG - Gliwice.
20. Kowal L., Turewicz K.: Wspomaganie komputerowe w projektowaniu maszyn wyciągowych. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Transport Szybowy 2003", wyd. KOMAG – Gliwice 2003.
21. Trzebicki M.: Wybrane problemy optymalnego kształtowania wieloliniowych bębnów pędnych. Praca doktorska, Wydział Mechaniczny Politechniki Krakowskiej, 2005.
22. Bućko S., Trzebicki M.: Wytrzymałościowe problemy projektowania bębnów nawojowych. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Transport Szybowy 2005", wyd. KOMAG – Gliwice 2005.
23. Tejszerska D., Turewicz K.: Modelowanie linopędni obciążonej dynamicznie. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Transport Szybowy 2005", wyd. KOMAG – Gliwice 2005.
24. Bućko S., Trzebicki M.: Oddziaływanie usztywnień lokalnych w cyklicznie obciążonych konstrukcjach płytowo-powłokowych. Górnictwo Odkrywkowe, Zeszyt 5-6/2006, wyd. Instytut Górnictwa Odkrywkowego, Wrocław 2006.
25. Bućko S., Trzebicki M.: Wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych na poziom wytężenia płaszcza bębna nawojowego. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Transport Szybowy 2007", wyd. KOMAG – Gliwice 2007.
26. Ciechociński A., Ładecki B., Płachno M.: Analiza wytrzymałościowa bębnów maszyn wyciągowych na podstawie badań eksploatacyjnych. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Transport Szybowy 2007", wyd. KOMAG – Gliwice 2007.
27. Bućko S., Trzebicki M.: O pewnych problemach projektowania wielkogabarytowych konstrukcji płytowo-powłokowych. Górnictwo Odkrywkowe Z. 5-6/2008, wyd. Instytut Górnictwa Odkrywkowego Wrocław 2008.
28. Wolny S., Łowisk Z., Dzik S., Badura S.: Ocena stanu naprężenia w elementach bębna pędnego górniczej maszyny wyciągowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, Mechanika z. 74, 2008.

Opory wirnika i procesy dynamiczne podczas uruchamiania silnika asynchronicznego maszyny wyciągowej

Anatolij G. Stepanov – emerytowany profesor Państwowego Uniwersytetu Technicznego w Permie – Rosja

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono nową metodę obliczeń oporów wirnikowych silnika maszyny wyciągowej. Zaprezentowano sposób modelowania matematycznego procesów dynamicznych podczas rozruchu silnika napędowego asynchronicznego maszyny wyciągowej. Wyniki badań i analiz pozwoliły na zwiększenie niezawodności i ekonomiki eksploatacji górniczych maszyn wyciągowych.

В практике эксплуатации шахтных подъемных установок расчет роторных сопротивлений для асинхронного электродвигателя с фазным ротором производится по эмпирическим формулам, которые приведены в работе [1]. Расчет по эмпирическим формулам был предложен в конце 50-х годов прошлого столетия М.Н. Василевским в книге [2]. Многолетний опыт эксплуатации шахтных подъемных установок с асинхронным приводом, использующих ступени роторных сопротивлений, рассчитанные по выше указанной методике, показал не плохие результаты. Однако, это не означает, что возможности улучшения динамических характеристик и технико-экономических показателей подъёмной установки полностью исчерпаны. Уменьшение динамических нагрузок приведет к увеличению долговечности и надежности элементов подъёма, а рациональный период разгона позволит увеличить производительность и коэффициент полезного действия установки. Изучение этих проблем связано с решением систем нелинейных дифференциальных уравнений. Современные математические пакеты (Mathcad, Matlab) позволяют чрезвычайно облегчить решения этих задач.

Рассмотрим предлагаемую методику расчета роторных сопротивлений для асинхронного двигателя на примере шахтной подъёмной установки, имеющей следующую характеристику.

Тип электродвигателя	АКН -2-16-39-12;
Номинальная мощность	$P_н$ = 500 кВт;
Частота вращения	$n_н$ = 495 об·мин$^{-1}$;
Критический момент	$\gamma_{кр}$ = 2,3;

Два таких однотипных электродвигателя работают в качестве привода подъемной машины 2х4х2,3, имеющих восьми контакторные станции управления. Таким образом, привод подъёмной машины имеет 9 характеристик, из которых 8 искусственных, а девятая - естественная, при полностью выведенных дополнительных сопротивлениях ротора. При включении реверсора на обмотки статора электродвигателя подается напряжение, в цепь ротора включено все дополнительное сопротивление и электродвигатель развивает момент, соответствующий первой предва-

рительной ступени. Первая предварительная ступень должна плавно выбрать люфты и зазоры в зубчатой передаче и муфтах а также ограничить величину тока при включении и отключении реверсора, тем самым обеспечить длительную и бесперебойную работу этого аппарата. Минимальная величина момента на первой предварительной ступени ограничена такой величиной дополнительного сопротивления ротора, которая при отключении двигателя исключает возникновение коммутационных перенапряжений. В соответствие с [2] для электродвигателей с напряжением 6 кВ при отношении тока холостого хода к номинальному равном 0.5, минимальный момент должен быть более $0.3M_н$.

$$M_H = 975 n_{\partial \text{В}}\ g \frac{P_H}{n_H} i \eta_p$$

где:

$n_{дв}$ = 2 - количество электродвигателей;

η_p = 0,95 - КПД редуктора.

Тогда $M_H = 975 \cdot 2 \cdot 9{,}81 \cdot \frac{500}{495} \cdot 10{,}5 \cdot 0{,}95 = 192744 H \cdot M$. Первая предварительная ступень может быть использована при выполнении вспомогательных операций, таких как ревизия канатов, маневры при смене канатов и др. Таким образом, если принять момент на первой предварительной ступени равным 0.5 $M_н$, то $M_{пр1}$ = 0.5 $M_н$ = *96370 Нм*, а относительная величина момента $\gamma_{пр1}$ = 0.5. На второй предварительной ступеней момент, как правило, больше момента сопротивления, и машина начинает разгоняться. Величина пускового момента на этой ступени выбирается из технологических ограничений работы машины. Например, в соответствие с требованиями ОНТП [3] ускорение в начальный момент движения должно быть менее 0.3 м/с^2. Такая небольшая величина первоначального ускорения позволяет всегда получить скорость выхода скипа из разгрузочных кривых менее рекомендуемой, которая в соответствие с [3] должна быть менее 1.5 м/с, что позволяет ограничить динамические нагрузки и плавно вывести порожний сосуд из разгрузочных кривых. Например, при длине разгрузочных кривых h_0=*2.17 м* (такая величина характерна для большинства скипов [4]) при ускорении на этой ступени a_0=*0.3 м/с^2*, скорость выхода скипа из разгрузочных кривых будет $V_1 = \sqrt{2 a_0 h_0} =$ 1.14 м/с. Следует отметить, что если принять ускорение a_0=*0.3 м/с^2*, в реальном процессе ускорение и скорость выхода скипа из разгрузочных кривых будет меньше этих величин. Это объясняется следующим. Во-первых, одновременно с включением электродвигателя подается сигнал на растормаживание подъёмной машины. Тормоз имеет запаздывание и подъемная машина находится в неподвижном состоянии до момента пока момент электродвигателя не станет больше суммы статического и тормозного моментов. Во-вторых, с

увеличением скорости момент электродвигателя уменьшается и, как следствие уменьшается ускорение машины. Поэтому предлагается ускорение на второй предварительной ступени принимать равным a_0 = *0.55 м/с*^{2}. Справедливость этого положения будет доказана ниже. Таким образом, момент на второй предварительной ступени должен быть

$$M_{пр2} = (Fcm + m\,a_0)D/2; \quad M_{пр2} = 319400\ Нм; \quad \gamma_{пр2} = M_{пр2}/M_н = 1{,}657$$

где:

Fcm = 101500 н - статические сопротивления в начале подъема;

m = 105800 кг - приведенная масса всех движущихся частей подъемной установки;

D - диаметр органа навивки.

Механические характеристики асинхронного двигателя при допущении, что активное сопротивление обмоток статора по сравнению с индуктивным сопротивлением обмоток ротора равно нулю, подчиняются формуле Клосса [2, 5].

$$\gamma x = \frac{2 \cdot \gamma kr}{\frac{Skr_i}{S(i,x)} + \frac{S(i,x)}{Skr_i}}$$

где:

γ_x - текущее значение момента, выраженное в относительных единицах;

γkr - критическое значение момента (перегрузочная способность двигателя);

Skr_i - критическое скольжение на *i*- характеристике;

$S(i,x)$ - текущее значение скольжения на *i*- характеристике.

Уравнение Клосса не учитывает электромагнитный переходный процесс в асинхронном электродвигателе. Использование этого уравнения оправдано тем, что из-за малой величины электромагнитной постоянной времени, высокочастотные колебания электромагнитного момента электродвигателя не оказывают влияния на колебания концевых масс. Эти предположения подтверждены исследованиями, приведенными в монографии [8], для шести массовой механической системы. Из уравнения Клосса можно определить зависимости

$$Skr_i = \frac{S(i,x)}{\gamma x} \cdot \left[\gamma kr + \sqrt{\gamma kr^2 - (\gamma x)^2} \right] \tag{1}$$

$$s(i,x) = \frac{Skr_i}{x} \cdot \left(ykr - \sqrt{ykr^2 - x^2} \right) \tag{2}$$

которые определяют величину критического скольжения и текущего скольжения на каждой *i*-характеристике. Величина критического скольжения Skr_i зависит от полного сопротивления роторной цепи, которое состоит из сопротивления роторной обмотки двигателя, сопротивления

кабеля, соединяющего двигатель с магнитной станцией, и дополнительных сопротивлений. Сопротивление роторной обмотки двигателя равно [5]:

$$R_{rot} = \frac{U_{rot} \cdot S_n}{\sqrt{3} \cdot I_{rot}} \tag{3}$$

Для рассматриваемого примера, при номинальной нагрузке, напряжение ротора U_{rot} = 655 в, ток ротора I_{rot} = 370 а, номинальное скольжение S_n = 0.01, поэтому сопротивление ротора R_{rot} = 0.01 ом. Обмотки ротора соединены с дополнительными сопротивлениями и магнитной станцией кабелем длиной 10-20 м, площадь сечения жил которого 100 мм^2. Сопротивление кабеля при удельном сопротивлении меди 0,0167 оммм^2/м равно R_{kab} = 0.003 ом. Следовательно, при работе на естественной характеристике сопротивление роторной цепи будет R_e = R_{rot} + R_{kab} = 0.013 ом. Скольжение электродвигателя на естественной характеристике при номинальном моменте (γ_x = 1) с учетом сопротивления кабеля будет $(S_n)_e = S_n R_e / R_{rot}$ = 0.013. Уравнение (1) примет вид

$$Skr_e = (S_n)_e \cdot \left(\gamma kr + \sqrt{\gamma kr^2 - 1} \right) \quad \text{и} \quad Skr_e = 0.057$$

Для первой и второй предварительных ступеней известно γ_{np1} = 0.5; γ_{np2} = 1.657. В дальнейшем, для построения программы в математическом пакете MathCad обозначим характеристику первой предварительной ступени i=1, тогда вторая предварительная ступень будет иметь i=2, первая пусковая i=3, а естественная характеристика будет i=9. При включении первой и второй ступеней машина находится в неподвижном положении, поэтому S(1,0,5) = 1; S(2,1.657) = 1. Используя уравнение (1) определяются критические скольжения на рассматриваемых ступенях Skr_1 = 9.09; Skr_2 = 2.352. Критическое скольжение третьей характеристики (первой пусковой) определяется из следующих соображений. Процесс пуска должен быть максимально интенсивным, при этом должны соблюдаться регламенты правил безопасности [6]. В электрической сети возможно падение напряжения, при этом известно, что момент электродвигателя уменьшается в квадратичной зависимости от величины падения напряжения, поэтому для максимального использования мощности двигателя, с учетом этого фактора предлагается принимать величину верхнего момента переключения равной γ_1 = 0.9 γkr = 2.07 [7, 8]. Для скиповых подъёмных установок ускорение при разгоне правилами безопасности не регламентировано, но опыт эксплуатации показывает, что оно не превышает 1 м/с^2. После расчета и выбора дополнительных ступеней роторных сопротивлений будет произведено математическое моделирование динамических процессов при пуске асинхронного двигателя шахтной подъёмной установки, определены скорость выхода скипа из разгрузочных кривых и ускорение машины при разгоне. Если окажется, что ускорение при разгоне существенно превышает 1 м/с^2, то следует

уменьшить величину верхнего момента переключения и процесс разгона заново пересчитать. Если первоначально принять скорость выхода скипа из разгрузочных кривых равной v_1 = 1,5 м, то этой скорости будет соответствовать скольжение (9.968-1.5)/9.968 = 0.85, т.е. скольжение третьей характеристике при моменте 2.07 равно S(3,2.07) = 0.85. Следовательно, критическое скольжение на это ступени из уравнения (1) будет Skr_3 = 1.385. Таким образом, по этим данным можно построить четыре характеристики (две предварительные ступени, первую пусковую и естественную). (Skr_1 = 9.09; Skr_2 = 2.351; Skr_3 = 1.385; Skr_e = 0.057). Предположим, что нам известны величины критических скольжений остальных пусковых характеристик, и используя уравнение (2), с помощью математического пакета MathCad, получено семейство механических характеристик, приведенных на рис.1. На рис.1а показаны все 9 характеристик, из которых две первых - предварительные, затем шесть пусковых и последняя естественная. Из рис. 1а видно, что нелинейность механических характеристик проявляется при значениях относительного момента более 1 (x > 1), следовательно, при x < 1, характеристики можно считать прямыми линиями. Покажем на рис.1б, 3, 4, 5, 6, 7, 8 пусковые и 9 -естественную характеристики в укрупненном масштабе при x < 1. В области 0-0.31-1 имеются два подобных треугольника, поэтому S(3,1)/1 = S(3,0.62)/0.62).

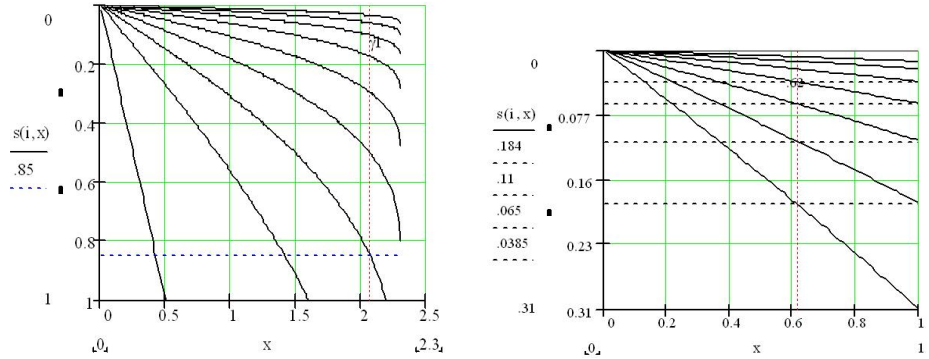


Рис.1. Механические характеристики. а. Девять механических характеристик. б. Пять пусковых и естественная характеристики

Поясним еще раз. Здесь S(3,1) - скольжение на третьей характеристики при относительном моменте равном 1; S(3,0.62) - скольжение на третьей характеристике при относительном моменте равном 0.62. Из этого соотношения можно записать S(3,1)/S(3,0.62) = 1/0.62. Величину 1/0.62 назовем кратностью переключения при относительных моментах равных 1 и 0.62 и обозначим δ(1). Из рис. 1б видно, что S(3,0.62) равно S(4,1), поэтому S(3,1)/S(4,1) = δ(1). Аналогично рассуждая можно записать S(4,1)/S(5,1) = δ(1); S(5,1)/S(6,1) = δ(1); S(6,1)/S(7,1) = δ(1); S(7,1)/S(8,1) = δ(1); S(8,1)/S(e,1) = δ(1). Произведение этих членов дает соотношение

$S(3,1)/S(e,1) = \delta(1)^6$. Из этих рассуждений следует, что подобное соотношение будет справедливо и для верхнего момента переключения γ1, поэтому $S(3,\gamma1)/S(e,\gamma1) = \delta(\gamma1)^6$. Выше, для γ1 = 2.07 было определено $S(3,\gamma1) = S(3,2.07) = 0.85$. Скольжение на естественной характеристике (Skr_e = 0.057) при относительном моменте γ1=2.07 определятся по уравнению (2). $S(e, \gamma1) = S(e,2.07) = 0.036$, тогда $\delta(\gamma1) = \sqrt[6]{S(3,\gamma1)/S(e,\gamma1)} = 1.694$. Значит, скольжения при относительном моменте γ1 = 2.07 на пусковых характеристиках 4-8 будут $S(4,\gamma1) = S(3,\gamma1)/\delta(\gamma1) = 0.502$; $S(5,\gamma1) = S(4,\gamma1)/\delta(\gamma1) = 0.296$; $S(6,\gamma1) = S(5,\gamma1)/\delta(\gamma1) = 0.175$; $S(7,\gamma1) = S(6,\gamma1)/\delta(\gamma1) = 0.103$; $S(8,\gamma1) = S(7,\gamma1)/\delta(\gamma1) = 0.061$. Зная эти величины, по уравнению (1) определяются критические скольжения пусковых характеристик. Используя эти данные по уравнению (2) построены механические характеристики, которые приведены на рис.1.

Для того чтобы обеспечить наличие таких характеристик необходимо определить ступени дополнительных сопротивлений, включенных в цепь ротора. Известно, что критические скольжения асинхронного двигателя пропорциональны полному сопротивлению фазы ротора [2, 5]. Поэтому дополнительная ступень сопротивления на каждой характеристике определится по зависимости: $\Delta R_i = (Skr_i/Skr_9-1)R_e$ [8]. Результаты вычислений показаны в табл. 1. В этой таблице в четвертой строке показано отношение величины ступени роторного сопротивления к сопротивлению неподвижного ротора R_{nom}, которое определяется по формуле (3) при $S_n = 1$. В пятой и шестой строках показаны эти же отношения и критические скольжения, рекомендованные в книгах [1, 2] и применяемые в практике эксплуатации шахтных подъемных установок.

Критические скольжения и величины ступеней роторных сопротивлений

Таблица 1

I	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Skr_i,	9.09	2.351	1.385	0.816	0.481	0.284	0.167	0.099	0.057
ΔR_i	2.06	0.549	0.296	0.17	0.095	0.051	0.025	0.00918	0
$\Delta R_i/R_{nom}$	2.016	0.538	0.29	0.166	0.093	0.05	0.024	0.0089	0
$(\Delta R_i/R_{nom})_{рек}$	1.4	0.5	0.3	0.2	0.12	0.07	0.04	0.02	0
$Skr_{рек}$	6.331	2.298	1.401	0.953	0.595	0.371	0.236	0.147	0.057

Видно, что величины роторных сопротивлений, а следовательно и механические характеристики, принятые в практике проектирования и эксплуатации шахтного подъёма отличаются от полученных по излагаемой методике. Величины критических скольжений $Skr_{рек}$ приведены в таблице для сравнительного анализа динамических процессов при пуске двигателя. На рис. 2, для сравнения, приведены характеристики, показанные на рис. 1 и пунктирными линиями характеристики, которые получены для скольжений $Skr_{рек.}$

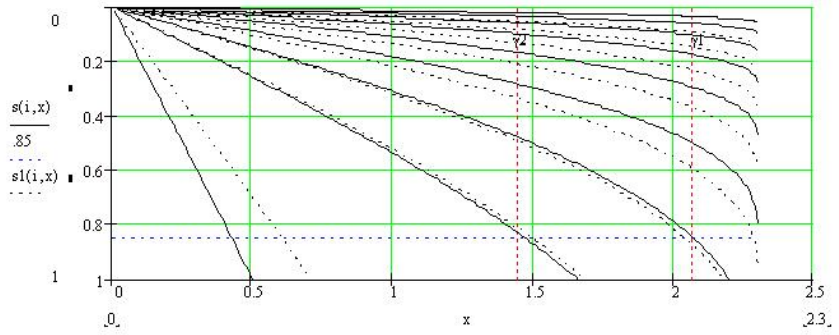


Рис.2. Механические характеристики

Видно, что характеристика первой предварительной ступени и пусковые отличаются, восьмая пусковая почти совпадает с седьмой пусковой, полученной по предлагаемой методике, поэтому следует ожидать значительного рывка при выходе на естественную характеристику.

Целесообразность предлагаемой методики может быть оценена только экспериментальными данными или результатами математического моделирования динамических процессов при пуске асинхронного электродвигателя шахтной машины.

Для математического описания динамических процессов электромеханической системы, состоящей из трех сосредоточенных масс, соединенных вязкоупругими элементами, применяя принцип Даламбера и используя метод Лагранжа [9], получена система дифференциальных уравнений [8].

$$\begin{cases} m_x x'' + \mu_y(x' - y') + \mu_z(x' - z') + -c_y(x - y) + -c_z(x - z) = -F_{cm}(x) - Fm(t) + F_{дв}(x'); \\ m_y y'' + \mu_y(y' - x') + c_y(y - x) = -P_y; \\ m_z z'' + \mu_z(z' - x') + c_z(z - x) = -P_z. \end{cases} \quad (4)$$

здесь:

x, y, z - соответственно координаты перемещений органа навивки, груженого и порожнего сосудов;

m_x = 78410 кг, m_y = 19110 кг, m_z= 8302 кг - соответственно массы вращающихся частей машины, груженого и порожнего сосудов, с учетом массы канатов, вычисленных, используя принцип Релея [7],[8];

$F_{cm}(x)$ - функция, характеризующая изменение статических сопротивлений в зависимости от координаты перемещения машины x;

$F_{дв}(x')$ - функция, характеризующая изменения усилие двигателем в зависимости от скорости машины x';

$Fm(t)$ - функция, характеризующая изменение тормозного усилия в зависимости от значения текущего времени t;

P_y = 1000 Н, P_z = 1000 Н - силы вредного сопротивления для груженой и порожней ветвей;

c_y , c_z , μ_y , μ_z - коэффициенты, характеризующие жесткость и диссипативные свойства ветвей канатов;

Статические сопротивления определяются по известным зависимостям и для уравновешенной подъёмной установки остаются постоянной величиной. Усилие, развиваемое двигателем, определяется по формуле Клосса, которую можно представить:

$$F_{дв}(x') = \frac{2\gamma_{кр} S_x (S_{кр})_i}{(S_{кр})_i^2 + S_x^2} F_н .$$

Коэффициенты жесткости c_y, c_z и диссипации μ_y , μ_z зависят от длины канатов, которая в процессе разгона изменяется, и определяются:

$$c_y = \frac{EF}{l_y - y}; \quad c_z = \frac{EF}{l_z + z}. \quad \mu_y = m_y \frac{\delta}{\pi}\sqrt{\frac{c_y}{m_y}}; \qquad \mu_z = m_z \frac{\delta}{\pi}\sqrt{\frac{c_z}{m_z}}.$$

В этих зависимостях E = 12 ·10^{10} Па - модуль упругости каната; F = 991,81·10^{-6} м^2; площадь проволок в канате; δ = 0,15 - логарифмический декремент колебаний; l_y = 700 м; l_z = 100 м - длины груженой и порожней ветвей канатов в начале процесса.

Величина тормозного усилия $F_m(t)$ зависит от типа тормозного привода, при этом следует отметить, что при исследовании процесса разгона необходимо знание закономерности уменьшения тормозного усилия. Цикл исследований по тормозным устройствам позволил описать характеристику нарастания тормозного усилия апериодическим звеном первого порядка, решение которого [7, 8].

$$Fm(t) := \begin{cases} Fmax \cdot \left(1 - e^{-\frac{t - txx}{\tau}}\right) & if \quad t > txx \\ 0 \quad otherwise \end{cases} \tag{5}$$

здесь:

$Fmax = 3Fcm(0)$ - максимальное тормозное усилие,

t_{xx} = 0.3 - время холостого хода тормоза [6],

τ = 1.23 - постоянная времени тормоза [7].

Формула (5) записана в обозначениях математического пакета MathCad, из которой видно, что при текущем значении времени $t < t_{xx}$ тормозное усилие $Fm(t) = 0$. Эта зависимость достаточно точно характеризует процесс, протекающий в реальной тормозной системе, и используется при исследовании динамических процессов при торможении шахтных подъемных установок [7, 8]. Опыт эксплуатации шахтных подъёмных машин показывает, что процесс расстормаживания протекает более интенсивно. Это объясняется следующими факторами. Во-первых, при растормаживании отсутствуют люфты и зазор между тормозным

ободом и колодками. Во-вторых, процесс истечения рабочей жидкости из тормозных цилиндров происходит быстрее по сравнению с процессом наполнения цилиндров рабочей жидкостью. В то же время, имеется задержка снижения тормозного усилия, которая объясняется постоянной времени катушки электромеханического преобразователя и временем срабатыванием регулятора давления. Из этих условий примем, что время холостого хода и постоянная времени тормоза при растормаживании в два раза меньше, чем при торможении. Тогда процесс растормаживания можно описать:

$$Fm(t) := Fmax - \begin{cases} Fmax \cdot \left(1 - e^{-\frac{t-\frac{txx}{2}}{\frac{\tau}{2}}}\right) & if \quad t > \frac{txx}{2} \\ 0 & otherwise \end{cases} \tag{6}$$

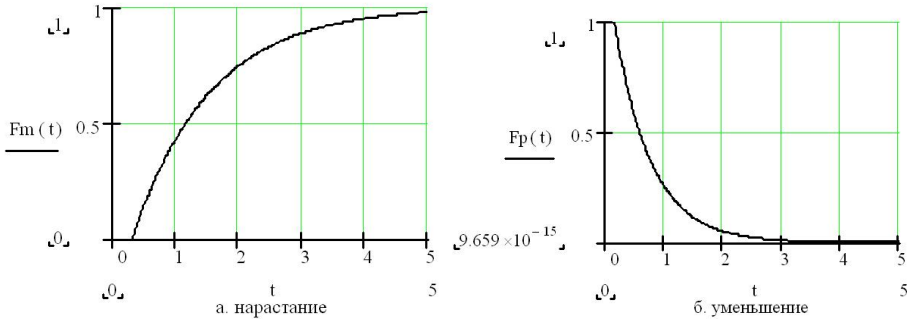


Рис.3. Характеристики: а-нарастания; б-уменьшения тормозного усилия

Характеристики нарастания и уменьшения тормозного усилия в относительных единицах показаны на рис. 3.

Несмотря на то, что величины масс m_y и m_z в процессе разгона, за счет изменения длин канатов, изменяются не более чем на 1%, это изменение можно учесть при численном интегрировании

$$m_y = m_{cy} + \frac{1}{3}p\left(l_y - y\right); \quad m_z = m_{cz} + \frac{1}{3}p\left(l_z + z\right).$$

Таким образом, подставив приведенные зависимости в систему уравнений (4) получим:

$$
\begin{cases}
x'' = \dfrac{1}{m_x}\left\{(y'-x')\dfrac{\delta}{\pi}\sqrt{\dfrac{EF_k}{l_y-y}\left[m_{cy}+\dfrac{1}{3}p(l_y-y)\right]}+\right. \\
+(z'-x')\dfrac{\delta}{\pi}\sqrt{\dfrac{EF_k}{l_z+z}\left[m_{cz}+\dfrac{1}{3}p(l_z+z)\right]}+(y-x)\dfrac{EF_k}{l_y-y}+ \\
\left.+(z-x)\dfrac{EF_k}{l_z+z}+2F_{\text{н}}\dfrac{\gamma_{\text{кр}}V_c(S_{\text{кр}})_i(V_c-x')}{\left[V_c(S_{\text{кр}})_i\right]^2+(V_c-x')^2}-Fcm(x)-Fm(t)\right\}; \\
y'' = \dfrac{1}{m_{cy}+\dfrac{1}{3}p(l_y-y)}\left\{(x'-y')\dfrac{\delta}{\pi}\sqrt{\dfrac{EF_k}{l_y-y}\left[m_{cy}+\dfrac{1}{3}p(l_y-y)\right]}+\right. \\
\left.+(x-y)\dfrac{EF_k}{l_y-y}-P_y\right\}; \\
z'' = \dfrac{1}{m_{cz}+\dfrac{1}{3}p(l_z+z)}\left\{(x'-z')\dfrac{\delta}{\pi}\sqrt{\dfrac{EF_k}{l_z+z}\left[m_{cz}+\dfrac{1}{3}p(l_z+z)\right]}+\right. \\
\left.+(x+z)\dfrac{EF_k}{l_z+z}-P_z\right\}.
\end{cases}
\tag{7}
$$

Полученная система дифференциальных уравнений, во-первых, нелинейная, во-вторых, имеет высокий порядок. Поэтому для решения задачи используются численные методы, которые в виде стандартных функций размещены в пакете Mathcad. Численное решение задачи позволяет учесть такие нелинейности, как нелинейность механической характеристики двигателя, нелинейность характеристики уменьшения тормозного усилия, изменение коэффициентов жесткости c_y и c_z, и коэффициентов диссипации μ_y, μ_z, а также значения статических сопротивлений и эквивалентных масс груженого и порожнего сосудов.

Решение задачи выполнено в пакете Matchcad с использованием стандартной программы rkfixed (Рунге-Кутта). На вычислительный процесс необходимо наложить ограничения:

1. После подачи напряжения на обмотки статора, электродвигатель работает на первой предварительной ступени в течение времени t_1 = 0.75 с. Такая выдержка времени рекомендована руководством по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъёмных установок [1].
2. На второй предварительной ступени электродвигатель работает до момента, пока скип не выйдет из разгрузочных кривых, т.е. при $x < h_0$.

3. Машина находится в неподвижном состоянии до момента, пока усилие двигателя меньше суммы усилий тормоза и статического.
4. Переход на последующую характеристику двигателя происходит при значении нижнего момента переключения, равном γ_2.

Для определения нижнего момента переключения γ_2, вернемся к механическим характеристикам. Рассмотрим любые две рядом лежащие пусковые характеристики. Из рис. 2 видно, что скольжение на любой характеристике при нижнем моменте переключения *γ2*, равно скольжению следующей характеристике при верхнем моменте переключения *γ1*, т.е. *S(i,γ2)= S(i+1,γ1).* Используя уравнение (2) можно записать:

$$\frac{Skr_i}{\gamma 2}\cdot\left[\gamma kr-\sqrt{\gamma kr^2-(\gamma 2)^2}\right]=\frac{Skr_{i+1}}{\gamma 1}\cdot\left[\gamma kr-\sqrt{\gamma kr^2-(\gamma 1)^2}\right]$$

Решение этого уравнения относительно нижнего момента переключения будет:

$$\gamma 2=2\cdot Skr_i\cdot\gamma 1\cdot\gamma kr\cdot Skr_{i+1}\cdot\frac{\left[-\gamma kr+\sqrt{\gamma kr^2-(\gamma 1)^2}\right]}{\left[-(Skr_i)^2\cdot(\gamma 1)^2-2\cdot(Skr_{i+1})^2\cdot\gamma kr^2+2\cdot(Skr_{i+1})^2\cdot\gamma kr\cdot\sqrt{\gamma kr^2-(\gamma 1)^2}+(Skr_{i+1})^2\cdot(\gamma 1)^2\right]}$$

Для рассматриваемого примера γ_2 =1.497.

Результаты математического моделирования позволяют произвести всесторонний анализ процесса пуска асинхронного электродвигателя шахтной подъёмной установки. На рис. 4 приведены механические характеристики, полученные в процессе разгона двигателя. Сплошными линями показаны характеристики, рассчитанные по предлагаемой методике, а пунктирными линиями - характеристики по результатам расчета роторных сопротивлений, изложенных в руководстве [1]. Видно, что характеристики имеют различие. Следует отметить, что при управлении двигателем при роторных сопротивлениях, полученных по предлагаемой методике необходимо незначительное изменение в схеме управления, а именно, сигнал на включение контактора 2У (первой пусковой ступени) следует подавать от датчика перемещения, который контролирует выход порожнего скипа из разгрузочных кривых. Это изменение объясняется тем фактом, что в существующих схемах включение контактора 2У происходит при моменте меньше нижнего момента переключения, с выдержкой времени равной 0,75 сек. [1].

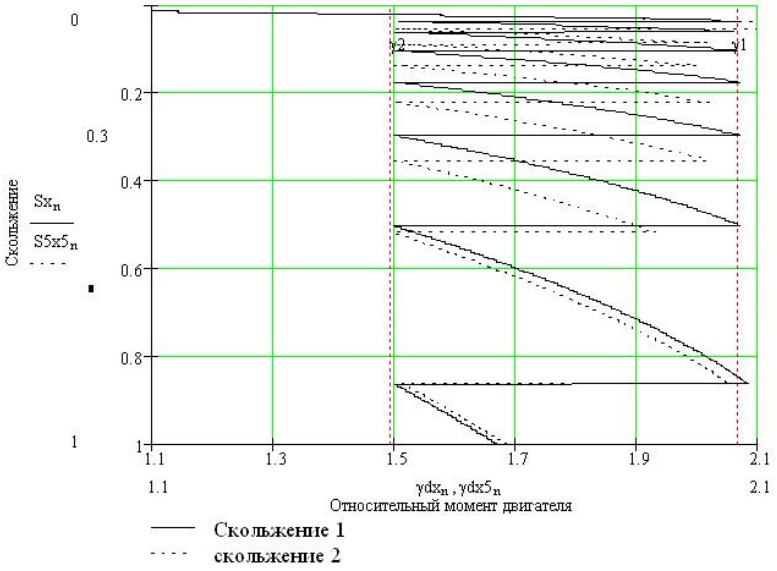


Рис.4. Механические характеристики электродвигателя

Как правило, это происходит тогда, когда порожний сосуд находится еще в разгрузочных кривых. Машина начинает более интенсивно разгоняться и скорость выхода порожнего скипа превышает рекомендуемую 1,5 м/с, [3], поэтому машинист, управляющий машиной, создает дополнительное тормозное усилие, ограничивая скорость выхода скипа из разгрузочных кривых. При автоматическом управлении подъемом наладчики опытным путем подбирают величину дополнительного роторного сопротивления на второй предварительной ступени.

Характеристики изменения скорости машины, усилий двигателя и тормоза, а также натяжения груженой ветви показаны на рис. 5.

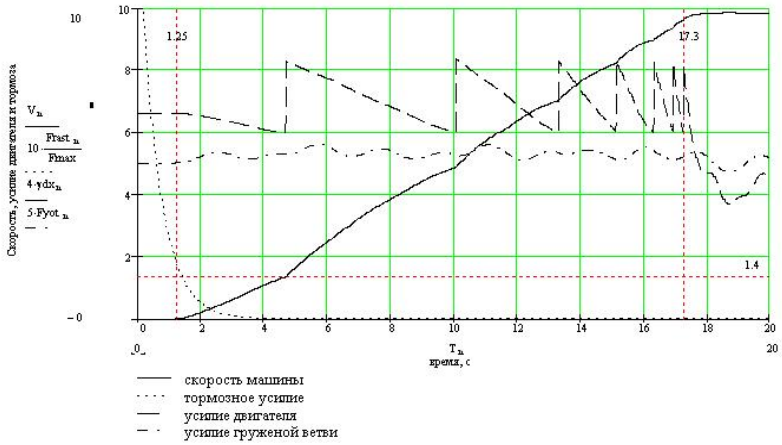


Рис.5. Характеристики, полученные в результате математического моделирования

Видно, что после подачи сигнала, машина через 1,25 сек., начинает плавное движение. Это объясняется выдержкой времени реле 1 РУ и тем, что в этот момент сумма статического и тормозного усилий становится равной усилию, развиваемым двигателем. С увеличением скорости усилие двигателя уменьшается и после того, как порожний сосуд выйдет из разгрузочных кривых следует сигнал на включение контактора 2У. Скорость выхода порожнего скипа из разгрузочных кривых равна 1,4 м/с. Двигатель переходит на первую пусковую характеристику, начинается более интенсивный разгон машины. Через 17,3 сек двигатель переходит на естественную характеристику. Среднее ускорение на пусковых характеристиках 0,654 м/сек^2. На рисунке штрих пунктирной линией показано усилие груженой ветви каната.

На рис. 6 показаны характеристики ускорений органа навивки и груженого сосуда в процессе пуска асинхронного двигателя шахтной подъёмной установки. Видна реакция на ступенчатое изменение усилия двигателем при переключении с одной характеристики на другую и влияние груженой и порожней ветвей канатов на колебательный процесс механической системы. Присутствие высокочастотной составляющей в ускорении машины объясняется влиянием порожней (короткой) ветви каната.

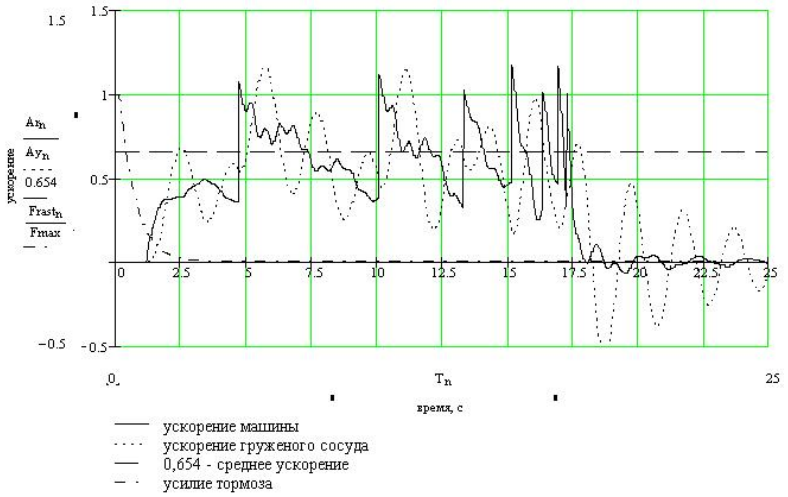
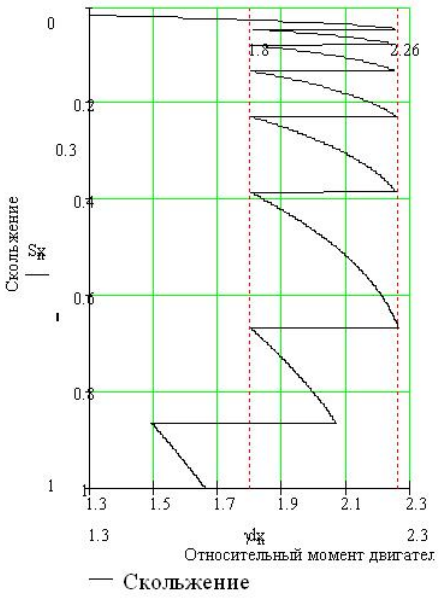


Рис.6. Ускорения машины и груженого сосуда

Изложенная методика и программа математического моделирования позволяют всесторонне исследовать динамические процессы, выявить возможные резервы по увеличению производительности установки и снижению динамических нагрузок при пуске асинхронного двигателя шахтной подъёмной установки. Например, при увеличении величины нижнего момента переключения до γ_2 = 1.8 получим характеристики показанные на рис. 7. Видно, что в этом случае, верхний момент переключения будет 2,26; среднее ускорение на пусковых ступенях возрастет

до 0,876 м/с^2, время разгона уменьшится на 3,3 с, что приведет к увеличению коэффициента полезного действия установки и к увеличению производительности установки на 5 процентов. Следует отметить, что при увеличении нижнего момента переключения γ_2 , верхний момент γ_1 может достигнуть величины выше рекомендованной (γ_1 = 0.9 γkr = 2.07), [3]. Такое увеличение значений моментов переключений, в случае падения напряжения питающей сети, может привести к работе электродвигателя на неустойчивой части характеристики. Возможность кратковременной работы двигателя на неустойчивой части характеристики, по мнению автора, дискуссионная и требует дополнительных исследований, хотя, очевидно, в этом случае токи в цепях электродвигателя будут выше критических. Это приведет к дополнительному потреблению энергии, а, следовательно, к снижению КПД установки и возможному перегреву обмоток электродвигателя. Опасность опрокидывания электродвигателя неоправданна, так как момент сопротивления всегда меньше критического момента.



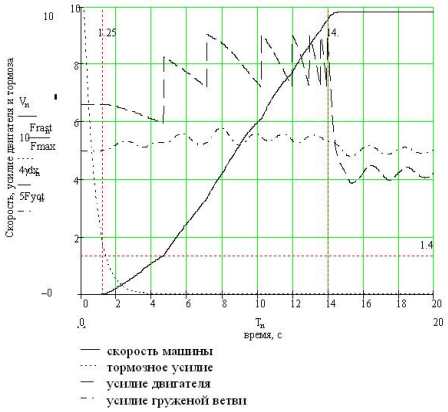


Рис.7. Характеристики процесса разгона при нижнем моменте переключения γ_2 = 1.8

Таким образом, рекомендуемая методика расчета и выбора роторных сопротивлений обеспечивает рациональные режимы работы установки, а приведенные исследования позволяют всесторонне изучить динамических процессы при пуске асинхронного электродвигателя шахтной подъёмной установки.

Программа математического моделирования динамических процессов при пуске асинхронного двигателя шахтной подъемной установки размещена на сайтах:

http://mysite.verizon.net/vze126xep/index.html

http://agstepanov2009.narod.ru/stepanovmathcad.html

Literatura

1. Руководстве по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъёмных установок. М. Недра,1982 г.
2. Василевский М.Н.: Асинхронный привод шахтных подъёмных машин. М. Недра, 1964. 447 с.
3. Общесоюзные нормы технологического проектирования шахтных подъемных установок. ОНТП-5-86. Минуглепром СССР. М.,1986. 27с. Изменения 1987. 19 с.
4. Стационарные установки шахт. /Под ред. Б.Ф. Братченко. М.: Недра, 1977. 440с.
5. Гейлер Л.Б.: Электропривод в тяжелом машиностроении. М.: Машгиз, 1958. 587 с.
6. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. М.: Недра, 1986. 447 с.
7. Степанов А.Г.: Динамика машин. Российская академия наук. Екатеринбург: 1999. 392 с.
8. Степанов А.Г.: Динамика шахтных подъёмных установок. Наука, 1994. 203 с.
9. Тарг С.М.: Краткий курс теоретической механики. М.: Наука, 1968. 478 с.

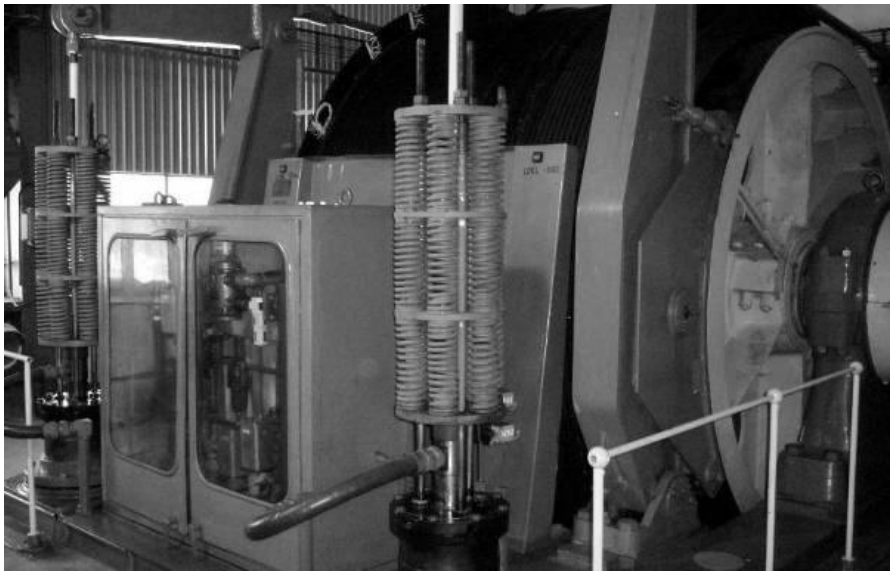
Pierwsze uruchomienie zespołu ZSHP-SO w warunkach ruchowych

Adam Granieczny, Andrzej Materzok, Jacek Bałys – OPA-ROW sp z o.o., **Leszek Kowal, Piotr Helmrich** – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono wyniki prac związanych z realizacją projektu celowego dotyczącego opracowania nowego układu sterowania hamulców maszyn wyciągowych wyposażonych w napędy sprężynowo-obciążnikowe odwodzone pneumatycznie. W krajowych wyciągach szybowych eksploatowanych jest kilkanaście maszyn wyciągowych wyprodukowanych w Donieckiej Fabryce Maszyn z tego typu napędami hamulcowymi. Stosowane do sterowania hamulców tych maszyn elektropneumatyczne układy sterowania są już w znacznym stopniu wyeksploatowane, a zdobycie części zamiennych jest coraz bardziej utrudnione. Ponadto dotychczasowe zespoły sterowania nie odpowiadają już standardom bezpieczeństwa i funkcjonalności obowiązującym w XXI w., a wyznaczonym między innymi przez zespoły ZSHP-A1. Dlatego na bazie doświadczeń nabytych przy wdrażaniu i wieloletniej eksploatacji nowoczesnych elektropneumatycznych zespołów sterowania typu ZSHP-A1 przeznaczonych do napędów hamulcowych pneumatyczno-obciążnikowych OPA-ROW sp. z o.o. i KOMAG postanowiły opracować nowe rozwiązanie zespołu sterowania typu ZSHP-SO przeznaczonego do napędów konstrukcji radzieckiej.

1. Wprowadzenie

OPA-ROW sp. z o.o. wraz z Instytutem Techniki Górniczej KOMAG prowadzą prace mające na celu wprowadzenie na rynek nowego zespołu sterowania przeznaczonego do sterowania hamulców maszyn wyciągowych wyposażonych w sprężynowo-obciążnikowe napędy hamulcowe odwodzone pneumatycznie. Hamulce tego typu stosowane były i są nadal w maszynach wyciągowych produkowanych przez Doniecką Fabrykę Maszyn (rys. 1).



Rys.1. Maszyny wyciągowe wyposażone w sprężynowo-obciążnikowe odwodzone pneumatycznie napędy hamulcowe i pierwotne układy sterowania

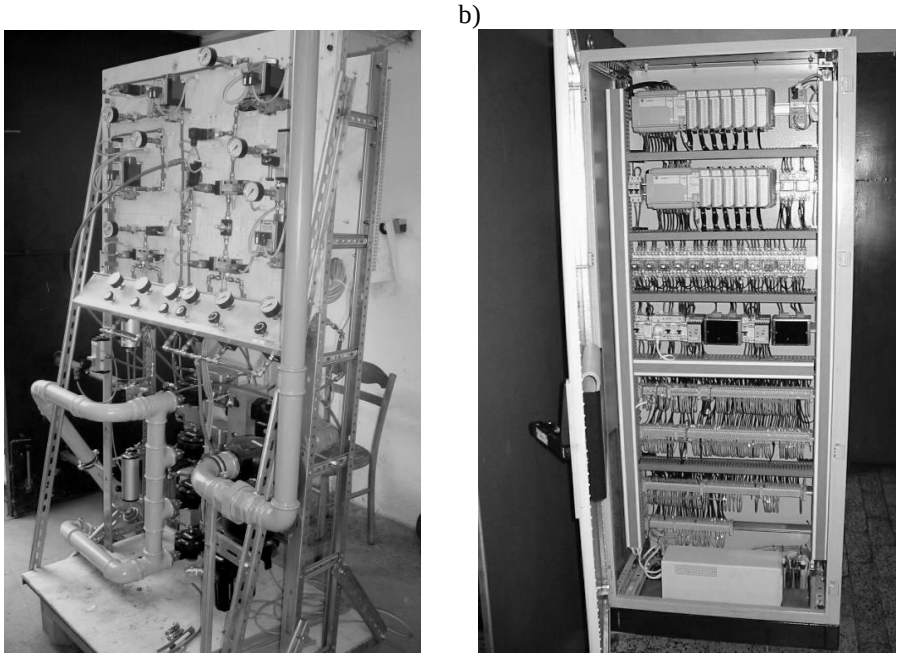
Nowy zespół sterowania oznaczony roboczym symbolem ZSHP-SO ma zastąpić dotychczas stosowane w tych maszynach układy sterowania. Zespół ma być urządzeniem samodzielnym opatrzonym wymaganymi przez przepisy dopuszczeniami, co umożliwi częściową modernizację maszyn wyciągowych tylko w zakresie sterowania hamulca bez konieczności modernizowania całego układu sterowania i zabezpieczeń maszyny wyciągowej. Jednocześnie postawiono sobie za cel opracowanie takiej struktury sterowania i zabezpieczeń zespołu, aby maksymalnie uprościć procedury włączenia w układy maszyny oraz umożliwić dostosowanie zespołu do dowolnego typu układu sterowania maszyny wyciągowej – zarówno oryginalnego, jak i nowoczesnego opartego na sterownikach programowalnych.

Opracowanie nowego zespołu sterowania realizowane jest w ramach projektu celowego współfinansowanego przez MNiSW [1].

2. Realizacja projektu

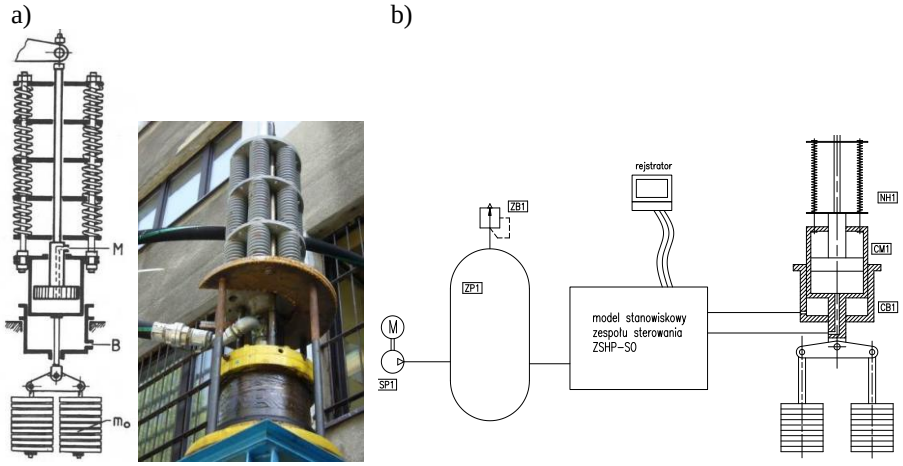
Pierwszym krokiem realizacji projektu było opracowanie wstępnej struktury pneumatycznej i sterowania zespołu, a następnie budowa modelu (rys. 2) i badania stanowiskowe. Badania te przeprowadzono na stanowisku badawczym w OPA-ROW sp. z o.o., które wyposażone było w pojedynczy napęd sprężynowo-obciążnikowy niezwiązany z układem dźwigniowym (rys. 3).

a) b)



Rys.2. Budowa modelowego zespołu sterowania do badań stanowiskowych: a) model struktury pneumatycznej zespołu, b) model układu sterowania zespołu

a) b)

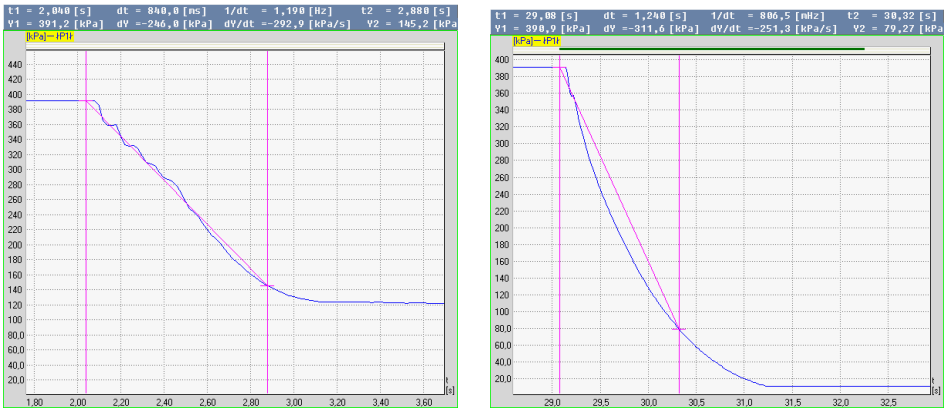


Rys.3. Stanowisko badawcze: a) napęd hamulcowy na stanowisku, b) schemat ideowy stanowiska

Na stanowisku badawczym wyposażonym w zbiornik ciśnieniowy oraz napęd hamulcowy zabudowano modelową strukturę zespołu. Przeprowadzono serie pomiarów, umożliwiających przetestowanie działania zespołu, szybkości działania napędu, układów kontroli i zabezpieczeń (rys. 4).

W wyniku przeprowadzonych badań stanowiskowych modelowej struktury sterowania stwierdzono:

– konieczność rozważenia stosowania jako głównych regulatorów ciśnienia zaworów o wielkości przyłączy 2” (typ VEX-1900 produkcji SMC) w miejsce zastosowanych podczas prób zaworów 5/4” (typ VEX-1700 produkcji SMC) – wynika to z uzyskiwanych zbyt długich czasów wypływu powietrza w trakcie wyzwolenia procesu tzw. „hamowania bezpieczeństwa” wymuszającego czas narostu siły do określonej wartości w czasie do 0,5 s,
– przeanalizowanie możliwości ograniczenia liczby zaworów typu VEX polegającą na rezygnacji z zaworów upustowych UM1, UM2, UB1, UB2 i przeniesienie ich sterowania do gałęzi sterującej regulatorów ciśnienia WM1, WM2, WB1, WB2 – zmniejszenie liczby zaworów ma ograniczyć awaryjność zespołu sterowania poprzez ograniczenie liczby podzespołów, przy zachowaniu właściwego poziomu niezawodności działania całego układu i skuteczności działania hamulca,
– możliwość stosowania w gałęzi zasilania cylindra manewrowego pojedynczego regulatora ciśnienia VEX z opcją stosowania dwóch zaworów zabudowanych równolegle w zależności od potrzeb związanych z wydajnością przepływów powietrza w celu uzyskania określonych szybkości narastania siły hamującej.

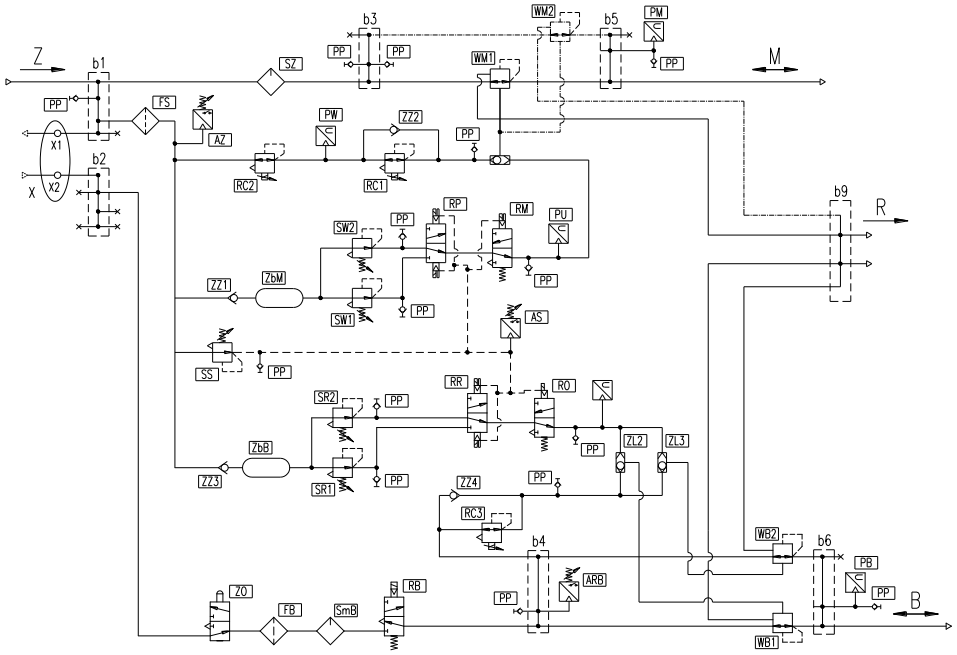


Rys.4. Przykładowe przebiegi ciśnień w układzie sterowania: a) zrzut ciśnienia do wartości, b) zrzut ciśnienia do 0 MPa ciśnienia resztkowego – pełna siła hamująca

Po przeprowadzonych na modelu badaniach stanowiskowych wprowadzono korekty w strukturze sterowania pneumatycznej i elektrycznej, a następnie opracowano dokumentację techniczną zespołu. Dokumentacja poddana została badaniom atestacyjnym, uzyskując pozytywną opinię, a następnie decyzję o przeprowadzeniu prób w warunkach ruchu zakładu górniczego w maszynie wyciągowej szybu III przedział zachodni KWK „Piast”.

3. Budowa zespołu i zabudowa na obiekcie

Prototypowy zespół sterowania ZSHP-SO zbudowano według struktury pneumatycznej przedstawionej na rysunku 5.



Rys.5. Schemat pneumatyczny zespołu sterowania ZHP-SO

Zespół ZSHP-SO jest zespołem dwuwariantowym tzn., że tzw. „hamowanie bezpieczeństwa" można realizować jedną z dwóch wartości siły hamującej odpowiadającej przygotowanym ciśnieniom w cylindrze manewrowym i cylindrze bezpieczeństwa wyznaczonych obliczeniowo, a wybieranych automatycznie przez układ sterowania w zależności od kierunku ruchu i wielkości transportowanej nadwagi.

Zespół w zakresie części pneumatycznej składa się z dwóch podstawowych przewodów zasilających, tj. przewodu zasilania cylindra manewrowego z regulatorem ciśnienia WM1 i opcjonalnie WM2 zabudowywanego równolegle przy dużych napędach w celu zwiększenia wydajności przepływu oraz przewodu zasilania cylindra bezpieczeństwa z dwoma równoległymi regulatorami ciśnienia WB1 i WB2, z których każdy niezależnie może spowodować obniżenie ciśnienia w tym cylindrze w przypadku uszkodzenia jednego z regulatorów.

W częściach sterowniczych głównych regulatorów ciśnienia (w gałęzi zasilania cylindra manewrowego oraz w gałęzi zasilania cylindra bezpieczeństwa) wyróżnić można przewód sterowania podstawowego i przewód asekuracyjny.

W przewodzie sterowania podstawowego regulatora WM1 (WM2) zabudowane są regulatory ciśnienia sterowane elektrycznie RC1 i RC2. Regulator ciśnienia RC1 sterowany jest proporcjonalnie do wychylenia dźwigni sterowniczej znajdującej się na pulpicie maszynisty lub programowo w sterowaniu automatycznym. Regulator ciśnienia RC2 jest sterowany programowo i prze-

znaczony przede wszystkim do wysterowania wybranego ciśnienia resztkowego w cylindrach manewrowych po zainicjowaniu „hamowania bezpieczeństwa", niezależnie od stanu regulatora RC1. Ponadto regulator RC2 blokuje możliwość odhamowania cylindrów manewrowych niezależnie od regulatora RC1 w przypadku wystąpienia blokady maszyny.

W przewodzie sterowania asekuracyjnego zabudowane są zawory rozdzielające, dzięki którym dokonywany jest wybór jednego z dwu przygotowanych ciśnień resztkowych lub 0 MPa (pełna siła hamująca) dla prędkości poniżej 1 m/s.

Podobnie skonfigurowana jest część sterownicza regulatorów ciśnienia WB1, WB2 zasilających cylindry bezpieczeństwa. Jedyna różnica polega na tym, że w przewodzie sterowania podstawowego zabudowany jest tylko jeden regulator ciśnienia RC3, sterowany programowo, który realizuje zadanie pełnego ciśnienia niezbędnego do podniesienia obciążników podczas ruchu maszyny oraz po zainicjowaniu hamowania bezpieczeństwa zadanie wybranego ciśnienia resztkowego lub ciśnienia 0 MPa (dla prędkości mniejszej niż 1 m/s) dla uzyskania pełnej siły hamującej.

Do budowy zespołu sterowania wykorzystano wiele elementów pneumatycznych, których funkcjonalność i niezawodność potwierdziła się w trakcie wieloletniej eksploatacji 35 zespołów typu ZSHP-A i ZSHP-A1. Głównymi elementami zabudowanymi na przewodach zasilających cylindry manewrowe i bezpieczeństwa są regulatory ciśnienia sterowane pneumatycznie produkcji SMC typu VEX-1700 i VEX-1900. Do ich sterowania zastosowano 3 proporcjonalne regulatory ciśnienia sterowane elektrycznie produkcji Rexroth typu NW4. Pozostałe wyposażenie pneumatyczne stanowią zawory rozdzielające, stabilizatory ciśnienia, przetworniki ciśnienia filtry i smarownice produkcji Norgren.

W zakresie sterowania elektrycznego zespół, podobnie jak wcześniejsze zespoły ZSHP-A1, jest sterowany przez dwa niezależne sterowniki programowalne Micrologix 1500 firmy Allen-Bradley. Jeden ze sterowników steruje ciśnieniem powietrza w cylindrach manewrowych natomiast drugi ciśnieniem w cylindrach bezpieczeństwa. Funkcje kontrolne i zabezpieczenia są realizowane w obu sterownikach, przy czym każdy sterownik kontroluje ciśnienia w swoich cylindrach. Każdy ze sterowników ma możliwość wywołania hamowania bezpieczeństwa o prawidłowych przebiegach sił hamowania niezależnie od drugiego sterownika, nawet w przypadku jego krytycznego uszkodzenia.

Wszystkie obwody czujników, cewek zaworów i elementów wykonawczych oraz sterowniki są zasilane wspólnym napięciem bezpiecznym, z jednego zasilacza impulsowego połączonego z buforowym zasilaczem awaryjnym 24VDC. Zespół jest zasilany napięciem 230VAC, a potrzebna do poprawnej pracy moc nie przekracza 500 W. Zastosowanie pojedynczego zasilacza pozwoliło zmniejszyć gabaryty i zintegrować wyposażenie elektryczne w jednej szafie

z wyposażeniem pneumatycznym, co z kolei spowodowało zmniejszenie liczby potrzebnych połączeń kablowych.

Łączniki kontroli położenia napędów hamulcowych, przyciski i łączniki sterujące na pulpicie stanowiska sterowniczego oraz stykowe sygnały wejściowe z układów sterowania maszyny wyciągowej i sygnalizacji szybowej są podłączane do sterowników pośrednio poprzez moduły zdalnych wejść, zainstalowane w bezpośrednim sąsiedztwie tych źródeł sygnałów. Podobnie poprzez zdalne moduły wyjściowe sterowane są przekaźniki wyjściowe zespołu, instalowane bezpośrednio w szafach sterowania maszyny wyciągowej. Moduły są przyłączane do wspólnej, dla obu sterowników, otwartej sieci magistralnej typu DeviceNet, powszechnie wykorzystywanej przez sterowniki firmy Allen-Bradley. Sieć ta służy także, jako kanał szybkiej wymiany danych pomiędzy sterownikami zespołu. Zastosowanie sieci i modułów rozproszonych pozwoliło na przyłączenie sygnałów wejściowych i wyjściowych w miejscu gdzie są one dostępne w maszynie, co spowodowało dalsze uproszczenie struktury połączeń. Najważniejsze z punktu widzenia bezpieczeństwa sygnały inicjujące hamowanie bezpieczeństwa oraz blokujące odhamowanie hamulca są przesyłane podwójnie – poprzez sieć oraz elektrycznie bezpośrednio do sterownika, a zgodność tych sygnałów jest stale kontrolowana.

Na podstawie prądów wirnika i stojana silnika wyciągowego (przewidziano także opcję dla silników pierścieniowych) sterownik podstawowy oblicza aktualną wielkość nadwagi, od której zależy wybór przygotowanego ciśnienia resztkowego. Dla przypadku podnoszenia nadwagi, gdy osiągane opóźnienia podczas hamowania bezpieczeństwa są duże, sterowniki mogą zmniejszyć siłę hamowania proporcjonalnie do transportowanej nadwagi w celu zmniejszenia opóźnień. Jest to hamowanie z ograniczonym opóźnieniem. Funkcja ta, określa ciśnienie hamowania na podstawie aktualnego pomiaru nadwagi, przed zainicjowaniem hamowania bezpieczeństwa. Po jego zainicjowaniu, obliczona w ten sposób wartość ciśnienia, nie jest już zmieniana i utrzymuje się na stałym poziomie przez cały czas hamowania bezpieczeństwa, a sterowniki kontrolują na podstawie odczytu opóźnienia maszyny efekt hamowania. Funkcja hamowania z ograniczonym opóźnieniem pozwala na zmniejszenie oddziaływań dynamicznych na liny wyciągu szybowego.

Sterowniki za pomocą czujników i przetworników analogowych kontrolują prawidłowość przebiegów ciśnień w cylindrach oraz ciśnień przygotowanych w gałęziach asekuracyjnych. Zabudowane na cylindrach napędów hamulcowych łączniki krańcowe wykorzystywane są przez sterownik do kontrolowania m.in.: niezamierzonego hamowania, zużycia okładzin hamulcowych, przekroczenia dopuszczalnych skoków, stanu podniesienia obciążnika. Dodatkowo, sterowniki kontrolują prawidłowość sygnałów wejściowych, zasilanie elektryczne zespołu, sprawność przekaźników wyjściowych. Dla zabezpieczeń, których kontrola poprzez symulowanie stanu uszkodzenia jest możliwa tylko za pomocą komputera, przewidziano funkcje testujące. Testy zabezpieczeń, które programowo symulują stan awaryjny, uruchamiane są z panela operatorskiego.

W ramach diagnostyki, zespół umożliwia wykonanie prób statycznych i dynamicznych włącznie z próbą asekuracyjną (hamowanie tylko obciążnikiem) oraz kontroli nastaw ciśnień resztkowych, za pomocą przycisków na pulpicie bez ingerencji w układy sterowania elektrycznego i pneumatycznego. Dostępna jest także samokontrola zespołu w formie automatycznego testu sprawdzającego oddzielnie wszystkie możliwe drogi wysterowania ciśnień resztkowych podczas hamowania bezpieczeństwa. Wyniki prób w formie pomiarów najbardziej charakterystycznych parametrów przebiegów ciśnień i prędkości maszyny są wyświetlane na panelu operatorskim.

Sygnalizacja stanów pracy zespołu, stanów przedawaryjnych i zabezpieczeń oraz aktualnych ciśnień i opcjonalnie temperatur bieżni jest realizowana przez panel operatorski z 8'' kolorowym dotykowym ekranem LCD. Panel ten umożliwia podgląd stanów niemal wszystkich elementów zespołu (w tym także indywidualne sterowanie każdym z zaworów lub przekaźników wyjściowych). Tak rozbudowana diagnostyka została przygotowana z myślą o szybkim i precyzyjnym lokalizowaniu ewentualnych usterek przy jednoczesnym zachowaniu minimalnej wymaganej liczby zabezpieczeń powodujących blokowanie ruchu maszyny.

Zastosowanie tych samych podzespołów elektrycznych jak w zespołach ZSHP-A1, pozwala na skorzystanie z jednolitej bazy programowej i sprzętowej dla kopalń, które posiadają już zespoły ZSHP. Zespół ZSHP-SO został tak zaprojektowany, że realizuje wiele funkcji znanych już z zespołów ZSHP-A1. Ich nazwy, działanie, opis, a także elementy takie jak przyciski czy łączniki są takie same w obu typach zespołów, co ułatwi obsłudze zapoznanie się z nowym zespołem.

Zespół ZSHP-SO został zaprojektowany tak, aby można go było dokładnie dopasować do każdej z maszyn wyciągowych. Liczba i rodzaj sygnałów wejściowych i wyjściowych są opcjonalne i dobierane dokładnie do potrzeb danej maszyny. Istnieje możliwość dodanie do sterowników modułów sieci nadrzędnych, takich jak: Ethernet, Profibus, CAN itp. które umożliwią podłączenie sterowników zespołu bezpośrednio do sterowników nowoczesnych maszyn wyciągowych.

Całość wyposażenia pneumatycznego i elektrycznego zabudowana jest w przeszklonej szafie (rys. 6).

Pierwszy egzemplarz zespołu ZSHP-SO zabudowany został w maszynie wyciągowej MK 5×2 górniczego wyciągu szybowego szybu III przedział zachodni KWK „Piast" (rys. 7). Wyciąg przeznaczony jest do prowadzenia jazdy ludzi, transportu urobku i materiałów. Wyciąg szybowy pracuje w układzie klatka-przeciwciężar. Atutem takiego układu są wysokie wartości opóźnień krytycznych, co umożliwia swobodny dobór wartości ciśnień resztkowych, a tym samym momentu hamującego w odniesieniu do realizowanych zadań ruchowych.

Rys.6. Szafa zespołu ZSHP-SO

Rys.7. Zespół ZSHP-SO – przygotowanie do uruchomienia na obiekcie

Zespół ZSHP-SO, na okres prób, został włączony równolegle z dotychczas stosowanym układem sterowania, a wybór czynnego zespołu dokonywany jest ręcznie przez obsługę. Taki sposób włączenia zabezpiecza kopalnię przed wszelkimi przestojami, które mogą powstać w trakcie testowania w ruchu nowego zespołu sterowania.

4. Podsumowanie

Realizowany obecnie ruch próbny zespołu ZSHP-SO planuje się zakończyć we wrześniu br. Po serii prób i badań zespołu na obiekcie, zrealizowana zostanie aktualizacja dokumentacji technicznej, która następnie poddana zostanie ponownemu procesowi atestacji. Po uzyskaniu pozytywnej opinii OPA-ROW sp. z o.o. wystąpi do Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego o dopuszczenie zespołu do stosowania w maszynach wyciągowych górniczych wyciągów szybowych.

W związku z powyższym mamy nadzieję, że nowy wyrób jeszcze w tym roku będzie dostępny na rynku krajowym.

Planuje się również promocję zespołu na rynkach wschodnich, gdzie eksploatowanych jest wiele maszyn wyposażonych w napędy hamulcowe sprężynowo-obciążnikowe odwodzone pneumatycznie do których dedykowany jest zespół ZSHP-SO.

Literatura

1. Barańska H., Kowal L., Materzok A.: Zmodyfikowana wersja zespołu sterowania hamulców pneumatycznych ZSHP. Maszyny Górnicze 1/2006, s. 25-29. KOMAG Gliwice.
2. Kowal L., Meder A.: Rozwiązania techniczne układów sterowania podnoszące niezawodność pneumatycznych i hydraulicznych hamulców maszyn wyciągowych. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Problemy i tendencje rozwojowe w pierwszej dekadzie XXI wieku". SIMP Wrocław, s. 87-94, Wrocław 17-19.05.2005.
3. Mijal T., Zmysłowski T.: Hamulce maszyn wyciągowych. Zeszyty Problemowe Maszyn Górniczych nr 1, ss. 118, KOMAG Gliwice 1995.
4. Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe – część mechaniczna. Wydawnictwo Śląsk, Katowice-Warszawa, ss. 450, 2004.

Elektrohydrauliczne zespoły sterowania EL-2 i EL-3 przeznaczone do stosowania w hamulcach maszyn wyciągowych

Hanna Barańska, Leszek Kowal – Instytut Techniki Górniczej KOMAG**, Jarosław Szymik, Stefan Wilk –** ELCAM sp. z o.o.

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono rozwiązania zespołów sterowania hamulców hydraulicznych opracowanych wspólnie przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG i firmę ELCAM sp. z o.o. wdrażanych w maszynach wyciągowych. Przedstawiono doświadczenia z eksploatacji zespołu EL-2 zainstalowanego w maszynie wyciągowej 2L-5000 szybu „Zygmunt" KHW S.A. KWK „Murcki" oraz zespołu EL-3 zainstalowanego w maszynie wyciągowej 4L-5500 szybu Grunwald III przedział południowy KW S.A. Oddział KWK „Halemba-Wirek".

1. Wstęp

Zespoły EL-2 i EL-3 przeznaczone są do sterowania hydraulicznie odwodzonych siłowników hamulcowych hamulca maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego.

Zespoły stosowane mogą być do hamulca maszyny wyciągowej wyposażonej w siłowniki hamulcowe, sprężynowe, odwodzone hydraulicznie (zwalniaki hydrauliczne) stanowiące zespół napędowo-roboczy hamulca o ciśnieniu roboczym zasilania do 16 MPa.

Obydwa zespoły zapewniają swoim działaniem realizowanie hamowania manewrowego, jak i tzw. hamowania bezpieczeństwa oraz hamowania zatrzymującego „STOP".

Zespoły EL-2 i EL-3 umożliwiają realizowanie dwuwariantowego hamowania bezpieczeństwa, siłą o wartości odpowiadającej jednemu z dwóch ciśnień resztkowych nastawionych w zespole hydraulicznym, wybieranych automatycznie, zależnie od wielkości i kierunku ruchu nadwagi.

Różnice konstrukcyjne zespołów EL-2 i EL-3 wynikły z potrzeb klientów.

Zespół EL-2 zabudowany w maszynie wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu III KWK „Murcki" składa się z części elektrycznej zabudowanej w szafie (+EH) i mechanicznej – pojedynczego agregatu hydraulicznego (+AH) (rys. 1). Zespół EL-3 zainstalowany w maszynie wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu Grunwald III przedział południowy KWK „Halemba" składa się z części elektrycznej (+EH) i mechanicznej – dwóch agregatów hydraulicznych (+AH1) i (+AH2) (gdzie 1, 2 oznaczają numery agregatów) oraz z zaworu przełączającego – kulowego sterowanego ręcznie z sygnalizacją położenia.

Charakterystyka techniczna zespołów	EL-2	EL-3
Maksymalne ciśnienie robocze zespołu	p_z = 16,0 MPa,	p_z = 16,0 MPa,

Pojemność nominalna zbiornika	V_{zb} = 250 dm^3	V_{zb} = 300 dm^3
Pojemność robocza odbiorników (orientacyjna)	V_r = do 0,75 dm^3	V_r = do 0,75 dm^3
Liczba zespołów pompowych (pompa–silnik)	n_{zp} = 2	n_{zp} = 1
Przyłącza zespołu	2 × G½"	2 x M26 x 1,5
Rodzaj czynnika roboczego	olej hydrauliczny o zakresie lepkości 2,8÷160 mm^2/s	olej hydrauliczny o zakresie lepkości 2,8÷160 mm^2/s
Optymalna lepkość czynnika	46 mm^2/s	46 mm^2/s
Filtracja	10 μm	10 μm
Optymalna temperatura pracy	40÷55^{o}C (313÷328 K)	40÷55^{o}C (313÷328 K)
Dopuszczalna temperatura pracy	10÷70^{o}C (283÷343 K)	10÷70^{o}C (283÷343 K)
Maksymalny poziom głośności	85 dB	85 dB
Masa zespołu (bez oleju)	około 450 kg	około 700 kg

2. Budowa zespołu EL-2

Opracowana struktura zespołu w swojej części hydraulicznej (agregat +AH) przedstawiona została na rysunku 1.

Zespół sterowania hamulca składa się z części elektrycznej zabudowanej w szafie (+EH) i mechanicznej – agregatu hydraulicznego (+AH).

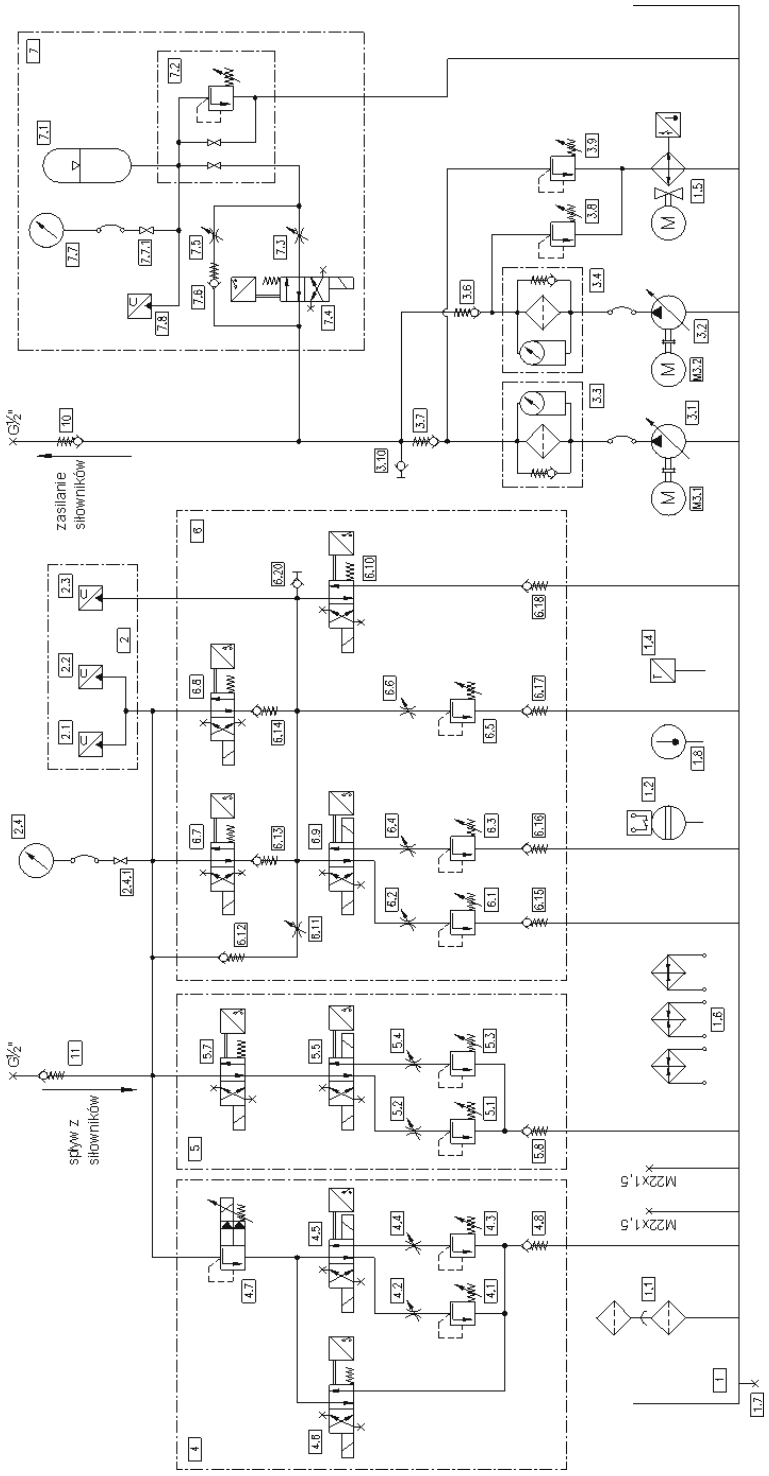
Elementy agregatu hydraulicznego (+AH) zespołu sterowania EL-2 ze względów funkcjonalnych podzielono na następujące podzespoły:

- zespół zbiornika – 1,
- zespół kontroli ciśnienia – 2,
- zespół pomp zasilających – 3,
- zespół hamowania manewrowego – 4,
- zespół asekuracyjny – 5,
- zespół hamowania bezpieczeństwa – 6,
- zespół akumulatora hydraulicznego – 7,
- wyposażenie dodatkowe.

2.1. Zespół zbiornika

Zespół zbiornika służy do zapewnienia wymaganej ilości oleju zasilającego układ hamulcowy oraz do zapewnienia właściwych jego parametrów, tj. m.in. czystości i temperatury. Zespół wyposażony jest w elementy umożliwiające bezpośrednią (wzrokową) jak i zdalną kontrolę ilości oleju w zbiorniku oraz temperatury oleju. Informacje te z czujników elektrycznych wykorzystywane są w układzie sterowania i zabezpieczeń zespołu sterowania hamulca. W skład zespołu zbiornika oleju wchodzą:

- zbiornik 1 – o pojemności 250 dm^3,



Rys.1. Schemat hydrauliczny - zespół EL-2

- wlew oleju z filtrem siatkowym i filtrem powietrza 1.1 – mający na celu zabezpieczyć zbiornik przed przedostawaniem się grubych cząstek zanieczyszczeń, jak również zanieczyszczeniami, które mogą przedostać się do zbiornika wraz z zasysanym w trakcie pracy powietrzem,
- czujnik poziomu oleju 1.2 – umożliwia wizualną kontrolę poziomu oleju w zbiorniku oraz przesyłanie informacji o zbyt niskim poziomie oleju do układu sterowania,
- czujnik temperatury 1.4 – pozwala kontrolować temperaturę oleju w zbiorniku,
- chłodnica oleju z silnikiem elektrycznym i wentylatorem 1.5 – ma na celu schładzanie nagrzewającego się w trakcie pracy oleju,
- grzałka oleju 1.6 – pozwala podnieść temperaturę oleju do wartości zapewniającej wymagane własności lepkości oleju,
- zawór spustowy oleju 1.7 – przeznaczony do opróżniania zbiornika z oleju hydraulicznego,
- termometr 1.8 – umożliwia wizualną kontrolę temperatury oleju w zbiorniku,

Na zbiorniku zamocowana jest płyta czołowa, na której zamocowane są zawory przelewowe, zawory dławiące oraz manometr. Ponadto na zbiorniku zamocowany jest blok przyłączeniowy (z wydrążonymi kanałami), do którego przymocowane są zawory rozdzielające oraz regulator ciśnienia. Integralną część zbiornika 1 stanowią dwa otwory rewizyjne znajdujące się na czołowej ścianie zbiornika. Do podłączenia instalacji hydraulicznej hamulca maszyny wyciągowej w agregacie (+AH) przygotowane są dwa przyłącza G½" (zasilające za zaworem zwrotnym 10, powrotne przed zaworem zwrotnym 11).

2.2. Zespół kontroli ciśnienia

Przetworniki ciśnienia zainstalowane w układzie umożliwiają kontrolę ciśnienia w głównym przewodzie zasilającym siłowniki hamulcowe (przetwornik ciśnienia 2.1, 2.2), kontrolę ciśnienia przygotowanego w zespole hamowania bezpieczeństwa 6 (przetwornik ciśnienia 2.3) oraz kontrolę ciśnienia w zespole akumulatora hydraulicznego (przetwornik ciśnienia 7.8). Informacje z przetworników ciśnienia wykorzystywane są w układzie sterowania i zabezpieczeń zespołu sterowania hamulca.

W skład zespołu kontroli ciśnienia 2 wchodzą:

- przetworniki ciśnienia 2.1, 2.2 – przeznaczone są do kontroli ciśnienia w układzie hydraulicznym wykorzystywane w układzie kontrolno-sterującym zespołu/maszyny,
- przetwornik ciśnienia 2.3 – przeznaczony jest do kontroli ciśnienia resztkowego nastawionego na zaworach przelewowych 6.1 i 6.3 w zespole hamowania bezpieczeństwa wybranego zaworem rozdzielającym 6.9 wykorzystywany w układzie kontrolno-sterującym zespołu/maszyny,
- przetwornik ciśnienia 7.8 – przeznaczony do kontroli ciśnienia oleju w akumulatorze hydraulicznym,

- manometr 2.4 – umożliwia wzrokową kontrolę wartości ciśnienia w układzie hydraulicznym bezpośrednio przy zespole hydraulicznym,
- manometr 7.7 – umożliwia wzrokową kontrolę wartości ciśnienia w zespole akumulatora hydraulicznego.

2.3. Zespół pomp zasilających

Zespół pomp zasilających ma zapewnić zasilenie układu hydraulicznego ciśnieniem o zadanej wartości (do 16 MPa) oraz zapewnienie właściwego poziomu czystości oleju dzięki zabudowanym na przewodach filtrom ciśnieniowym. Filtry te wyposażone są w zdalną kontrolę poziomu zanieczyszczenia wkładów filtrujących, a informacje o stanie zanieczyszczenia wykorzystywane są w układzie sterowania i zabezpieczeń zespołu sterowania hamulca.

W skład zespołu pomp zasilających 3 wchodzą:

- pompa zębata 3.1 z silnikiem elektrycznym dwubiegowym M3.1 – główna pompa przeznaczona do zasilania układu hydraulicznego,
- pompa zębata 3.2 z silnikiem elektrycznym dwubiegowym M3.2 – rezerwowa pompa przeznaczona do okresowego zasilania układu hydraulicznego,
- filtr oleju 3.3 połączony z zestawem pompowym 3.1 – filtr ciśnieniowy przeznaczony do oczyszczania oleju z frakcji zanieczyszczeń powyżej 10 μm z kontrolą zabrudzenia filtra,
- filtr oleju 3.4 połączony z zestawem pompowym 3.2 – filtr ciśnieniowy przeznaczony do oczyszczania oleju z frakcji zanieczyszczeń powyżej 10 μm z kontrolą zabrudzenia filtra,
- zawór przelewowy 3.9 nastawialny – przeznaczony jest do zabezpieczenia zestawu pompowego 3.1 przed nadmiernym ciśnieniem w układzie,
- zawór przelewowy 3.8 nastawialny – przeznaczony jest do zabezpieczenia zestawu pompowego 3.2 przed nadmiernym ciśnieniem w układzie,
- zawory zwrotne 3.6 i 3.7 – mające zabezpieczyć układ przed powrotnym spływem oleju przez filtry ciśnieniowe i pompy.

2.4. Zespół hamowania manewrowego

Zespół ten przeznaczony jest do proporcjonalnego sterowania ciśnienia w układzie hamulcowym. Wartość ciśnienia przy sterowaniu ręcznym jest proporcjonalna do sygnału sterującego zadawanego z dźwigni hamulca znajdującej się na stanowisku maszynisty wyciągowego. Wartość ciśnienia przy sterowaniu automatycznym jest proporcjonalna do sygnałów z układu automatycznego sterowania układu hamulcowego zrealizowanych w sterownikach programowalnych PLC.

W skład zespołu hamowania manewrowego 4 wchodzą:

- regulator ciśnienia 4.7 składający się z zaworu przelewowego (proporcjonalnego) sterowanego elektrycznie, wzmacniacza sterującego i zaworu przelewowego zabezpieczającego przed nadmiernym ciśnieniem – przeznaczony jest do ręcznego sterowania ciśnieniem w układzie, proporcjonalnie

do sygnałów wysyłanych przez maszynistę z drążka sterowania hamulcem, znajdującego się na pulpicie sterowniczym maszyny lub do automatycznego sterowania ciśnieniem, proporcjonalnie do sygnałów generowanych przez sterowniki programowalne PLC,

- zawór rozdzielający 4.6 sterowany elektrycznie (jednocewkowy) powrót sprężyną z kontrolą położenia organu sterującego zaworu – przeznaczony jest do otwierania drogi spływu oleju w zespole 4, umożliwiając zrzut ciśnienia oleju w układzie do 0 MPa (zahamowanie maszyny maksymalną siłą hamującą) – przełączenie zaworu uzależnione jest od prędkości ruchu maszyny (około 1 m/s),
- zawór rozdzielający 4.5 sterowany elektrycznie (dwucewkowy z zamkiem) z kontrolą położenia organu sterującego zaworu – umożliwiający wybór jednego z dwóch ciśnień resztkowych nastawionych na zaworach przelewowych 4.1 i 4.3 – przełączenie zaworu następuje od układu kontroli kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,
- zawory przelewowe 4.1 i 4.3 nastawialne – przeznaczone są do nastawienia wartości ciśnienia resztkowego – nastawy zaworów uzależnione są od kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,
- zawory dławiące 4.2 i 4.4 nastawialne z zabezpieczeniem kluczykiem – przeznaczone są do kształtowania charakterystyki spadku ciśnienia w układzie hamulcowym realizowanym przez zespół 4,
- zawór zwrotny 4.8 – zabezpieczający przed powrotnym ruchem oleju (zasysaniem oleju ze zbiornika).

2.5. Zespół asekuracyjny

Zespół ten umożliwia zrealizowanie spływu oleju w przypadku nieprawidłowego zadziałania podstawowej drogi spływu oleju w trakcie hamowania bezpieczeństwa zespołem hamowania bezpieczeństwa 6. Zespół asekuracyjny 5 jest uruchamiany ze zwłoką czasową (około 1 s) w odniesieniu do wyzwolenia procesu hamowania bezpieczeństwa. Zespół 5 działa zawsze po uruchomieniu procesu hamowania bezpieczeństwa.

W skład zespołu asekuracyjnego 5 wchodzą:

- zawór rozdzielający 5.7 sterowany elektrycznie (jednocewkowy) powrót sprężyną z kontrolą położenia organu sterującego zaworu – przeznaczony jest do otwierania asekuracyjnej drogi spływu oleju z układu hydraulicznego po 1 s od wyzwolenia hamowania bezpieczeństwa,
- zawór rozdzielający 5.5 sterowany elektrycznie (dwucewkowy z zamkiem) z kontrolą położenia organu sterującego zaworu – umożliwiający wybór jednego z dwóch ciśnień resztkowych nastawionych na zaworach przelewowych 5.1 i 5.3 – przełączenie zaworu następuje od układu kontroli kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,
- zawory przelewowe 5.1 i 5.3 nastawialne – przeznaczone są do nastawienia wartości ciśnienia resztkowego – nastawy zaworów uzależnione od kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,

– zawory dławiące 5.2 i 5.4 nastawialne z zabezpieczeniem kluczykiem – przeznaczone są do kształtowania charakterystyki spadku ciśnienia w układzie hamulcowym realizowanym przez zespół 5,
– zawór zwrotny 5.8 – zabezpieczający przed powrotnym ruchem oleju (zasysaniem oleju ze zbiornika).

2.6. Zespół hamowania bezpieczeństwa

Zespół 6 stanowi podstawową drogę spływu oleju w trakcie wyzwolenia procesu hamowania bezpieczeństwa. Proces hamowania bezpieczeństwa może zostać wymuszony przez maszynistę wyciągowego w wyniku użycia przycisku „hamowania bezpieczeństwa", jak również wyniku zadziałania właściwych elementów w układzie kontrolno-sterującym maszyny wyciągowej.

W skład zespołu hamowania bezpieczeństwa 6 wchodzą:

– zawory rozdzielające 6.7, 6.8 i 6.10 sterowane elektrycznie (jednocewkowe) powrót sprężyną z kontrolą położenia organu sterującego zaworu gdzie:
  - zawory 6.7 i 6.8 – przeznaczone są do otwierania podstawowej drogi spływu oleju w trakcie realizowania tzw. „hamowania bezpieczeństwa" z układu hydraulicznego w chwili wyzwolenia procesu hamowania bezpieczeństwa przez maszynistę lub odpowiednie układy kontrolno-sterujące maszyny,
  - zawór 6.10 – przeznaczony jest do otwierania drogi spływu oleju zespołem 6, umożliwiając zrzut ciśnienia oleju w układzie do 0 MPa (zahamowanie maszyny maksymalną siłą hamującą) – przełączenie zaworu uwarunkowane jest zatrzymaniem maszyny wyciągowej,
– zawór rozdzielający 6.9 sterowany elektrycznie (dwucewkowy z zamkiem) z kontrolą położenia organu sterującego zaworu – umożliwiający wybór jednego z dwóch ciśnień resztkowych nastawionych na zaworach przelewowych 6.1 i 6.3 - przełączenie zaworu następuje od układu kontroli kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,
– zawory przelewowe 6.1, 6.3, 6.5 nastawialne gdzie:
  - zawory 6.1 i 6.3 – przeznaczone są do nastawienia wartości ciśnienia resztkowego – nastawy zaworów uzależnione są od kierunku ruchu nadwagi i wielkości nadwagi,
  - zawór 6.5 – przeznaczony jest do nastawienia wartości ciśnienia (powyżej wyższego ciśnienia resztkowego) i stanowi jeden z elementów umożliwiających kształtowanie charakterystyki spadku ciśnienia w układzie hamulcowym w trakcie realizowania „hamowania bezpieczeństwa",
– zawory dławiące 6.2, 6.4, 6.6 nastawialne z zabezpieczeniem kluczykiem – przeznaczone są do kształtowania charakterystyki spadku ciśnienia w układzie hamulcowym realizowanym przez zespół 6,
– zawór dławiący 6.11 – przeznaczony do sterowania przepływem oleju przez zawory przelewowe w trakcie odhamowania maszyny celem zapewnienia kontroli przygotowanego ciśnienia resztkowego w zespole 6,

– zawory zwrotne 6.12, 6.15, 6.16, 6.17, 6.18 – zabezpieczające przed powrotnym ruchem oleju.

2.7. Zespół akumulatora hydraulicznego

Zadaniem zespołu akumulatora hydraulicznego jest stabilizowanie ciśnienia w układzie na poziomie wybranego ciśnienia resztkowego p_{rA} lub p_{rB} w trakcie realizowania hamowania bezpieczeństwa.

W skład zespołu akumulatora hydraulicznego wchodzą:

– akumulator hydrauliczny 7.1,
– blok zabezpieczenia akumulatora 7.2,
– zawór dławiący 7.3 – przeznaczony jest do nastawiania przepływu oleju z akumulatora do układu, tak aby ciśnienie resztkowe utrzymywane było w czasie hamowania maszyny,
– zawór dławiący 7.5 – przeznaczony jest do regulacji szybkości napełniania akumulatora olejem po odhamowaniu maszyny,
– zawór zwrotny 7.6 – umożliwiający zasilanie akumulatora i zabezpieczenie go przed rozładowaniem,
– zawór rozdzielający 7.4 – przeznaczony jest do uzupełniania instalacji hydraulicznej olejem po wyzwoleniu hamowania bezpieczeństwa w celu stabilizacji ciśnienia resztkowego w układzie,
– manometr 7.7 – umożliwia wzrokowe kontrolowanie wartość ciśnienia w zespole akumulatora hydraulicznego,
– przetwornik ciśnienia 7.8 – przeznaczony jest do kontroli ciśnienia w układzie hydraulicznym wykorzystywany w układzie kontrolno-sterującym zespołu/maszyny.

2.8. Wyposażenie dodatkowe

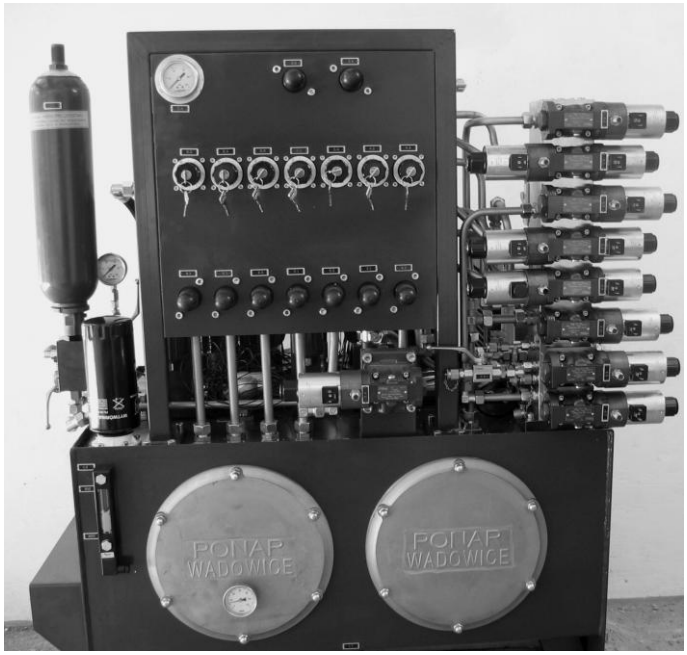
Zespół posiada dwa przyłącza wyjściowe $G^1/_2$" za zaworami zwrotnymi 10 i 11 przeznaczone do połączenia zespołu z hydraulicznym układem hamulcowym. Ponadto zespół wyposażony jest w szybkozłącza 3.10, 6.20 umożliwiające wpięcie np. dodatkowych przetworników ciśnienia w celu wykonania pomiarów i rejestracji działania układu. Ponadto w zbiorniku przygotowane są dwa przyłącza spływowe M22×1,5.

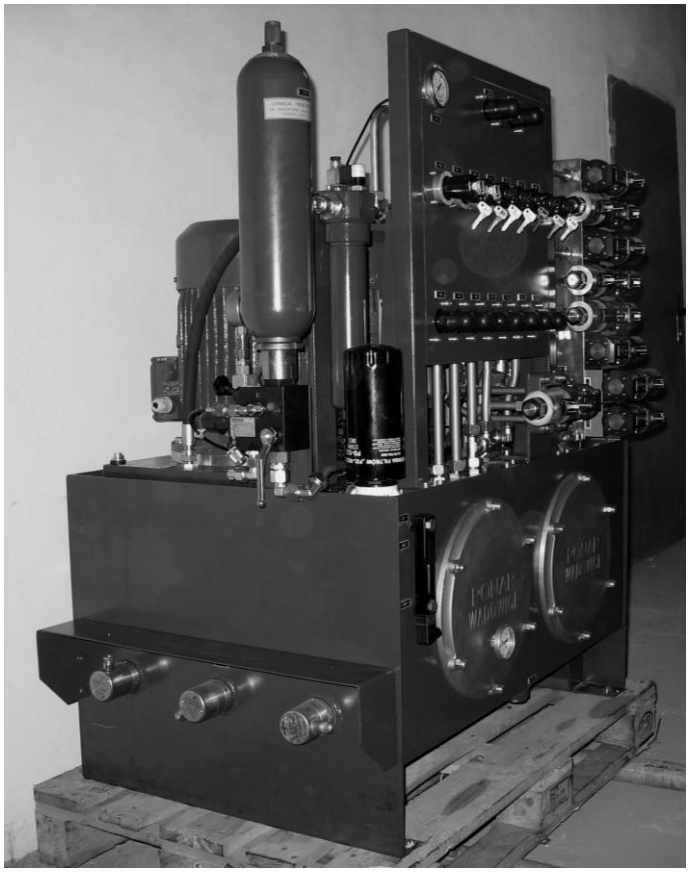
3. Zasada działania zespołu EL-2

Zespół sterowania EL-2 umożliwia realizowanie hamowania manewrowego (podzespołem 4) poprzez regulator ciśnienia sterowany ręcznie z drążka sterowniczego umieszczonego na pulpicie maszynisty lub sterowanie automatyczne poprzez sterowniki programowalne PLC. Wartość ciśnienia w sterowaniu ręcznym jest proporcjonalna do wychylenia drążka steru hamulca. W pracy automatycznej (podzespołem 4) realizowane jest wielostopniowe regulowanie ciśnienia hamowania w zależności od stanu wejść binarnych sterowników PLC.

W wyniku zadziałania któregokolwiek z zabezpieczeń, zgodnie z wymaganiami przepisów lub też w wyniku zadziałania maszynisty wyciągowego, zainicjowany może zostać proces tzw. „hamowania bezpieczeństwa", czyli hamowania programowanego. Efektem tego procesu jest realizowanie hamowania maszyny wyciągowej w wyniku mechanicznego działania hamulca. Po zainicjowaniu procesu „hamowania bezpieczeństwa" następuje zrzut ciśnienia z instalacji hamulcowej do wartości ciśnienia nastawionego na zaworach zrzutowych ścieżek A lub B (odpowiednio w zależności od wielkości i kierunku ruchu nadwagi) podzespołów 6, 5 i 4.

Wybór odpowiedniej ścieżki spływu oleju dokonywany jest automatycznie w początkowej fazie rozruchu maszyny, przy prędkości poniżej 1 m/s. Wartości ciśnienia na zaworach zrzutowych są tak dobrane, że siła hamowania hamulca nie spowoduje poślizgu liny na linopędni w określonych warunkach ruchu nadwagi wyciągu szybowego. Po zainicjowaniu hamowania bezpieczeństwa przesterowywane są zawory rozdzielające 6.7 i 6.8 otwierające spływ oleju zespołem „hamowania bezpieczeństwa" 6. Po czasie 1 s od zainicjowania hamowania bezpieczeństwa przesterowywuje się zawór rozdzielający 5.7 zespołu „asekuracyjnego" 5 otwierając dodatkową drogę spływu oleju. W tym czasie (do 1 s) układ automatyki kontroluje drożność podstawowej drogi spływu oleju zespołem hamowania bezpieczeństwa 6 i w przypadku stwierdzenia nieprawidłowości wyświetli informację o konieczności przeprowadzenia testu hamulca. Ponadto w trakcie realizowania hamowania bezpieczeństwa maszynista wyciągowy posiada możliwość otwarcia kolejnej drogi spływu oleju zespołem „hamowania manewrowego" 4 w wyniku przesterowania drążka sterującego regulatora ciśnienia.



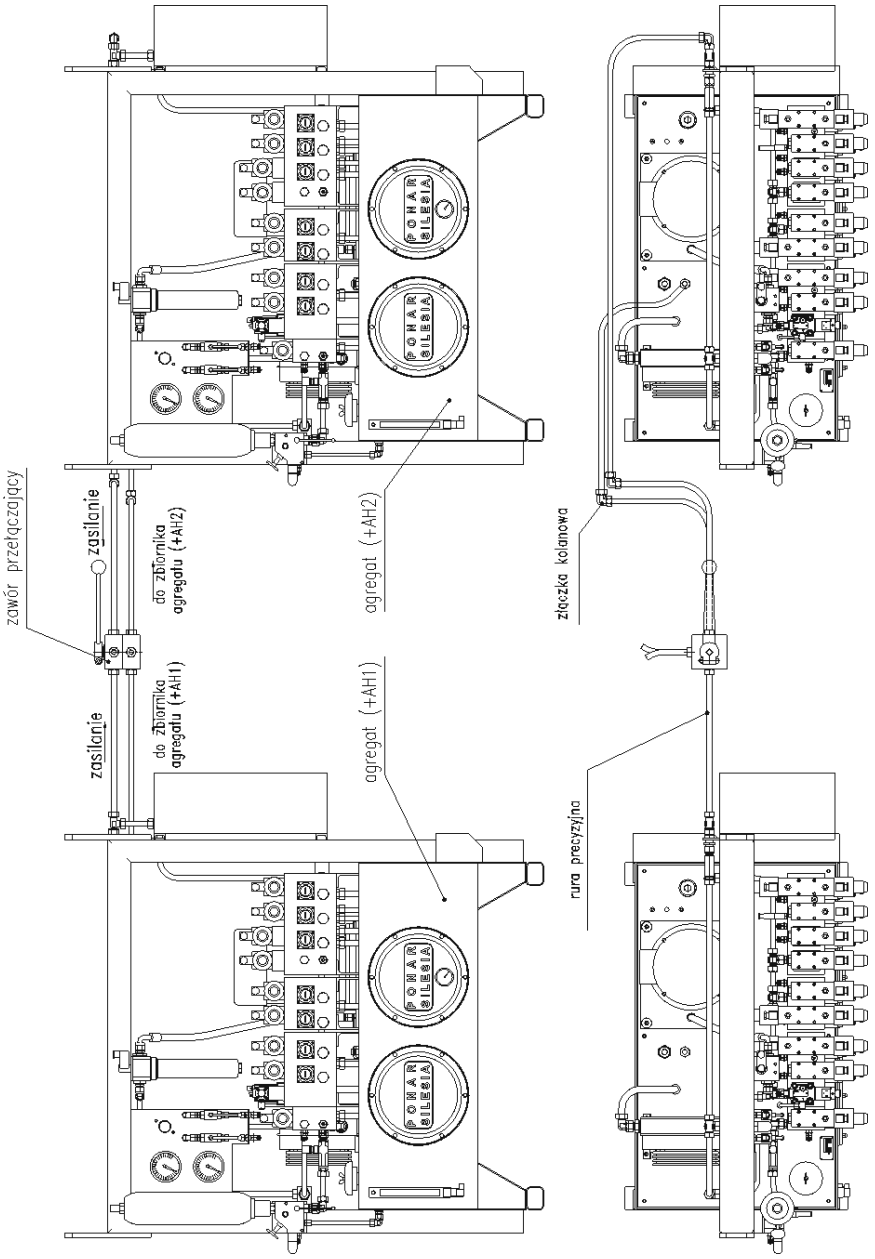


Rys.2. Widok agregatu hydraulicznego zespołu sterowania EL-2

W zaprojektowanym systemie zabezpieczeń hamulca można wyróżnić:

- zabezpieczenia powodujące przerwanie obwodu bezpieczeństwa PHBS1, PHBS2,
- zabezpieczenia działające na obwód awaryjnego hamowania napędem zrealizowanego w sterownikach programowalnych PLC1 i PLC2, których styki włączone są w obwód markera PAHM1, PAHM2,
- zabezpieczenia powodujące zablokowanie możliwości ruchu maszyny włączone do obwodu przekaźnika blokad hamulca zrealizowanego w sterownikach programowalnych PLC1 i PLC2, których styki włączone są w obwód markera PBS1, PBS2,
- zabezpieczenia powodujące ograniczenie prędkości maksymalnej do 1 m/s, których styki włączone są w obwód markera Vogr1, Vogr2.

Zabezpieczenia zrealizowano w układzie z zazbrajaniem, który zapewnia wysoką niezawodność. Zazbrajanie odbywa się przez podanie sygnału na wejścia sterowników programowalnych. Odpowiednia logika umożliwia równoczesne zazbrojenie grup zabezpieczeń działających na obwód bezpieczeństwa



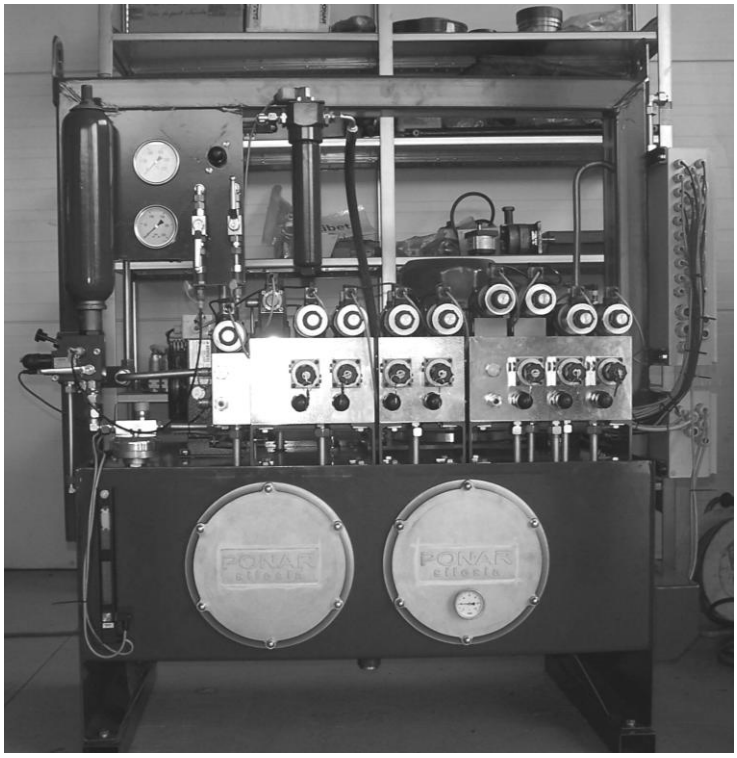
Rys.3. Widok zespołu sterowania EL-3

oraz na obwód blokad. Przy załączonym obwodzie bezpieczeństwa lub obwodzie blokad hamulca kasowanie odpowiednich zabezpieczeń jest zablokowane. Zabezpieczenia, które nie wymagają podtrzymania zostały zrealizowane bez pamięci zadziałania. Pobudzenie któregokolwiek z zabezpieczeń jest sygnalizowane na panelu operatorskim i dzwonkiem przez system sygnalizacji optyczno-akustycznej maszyny wyciągowej.

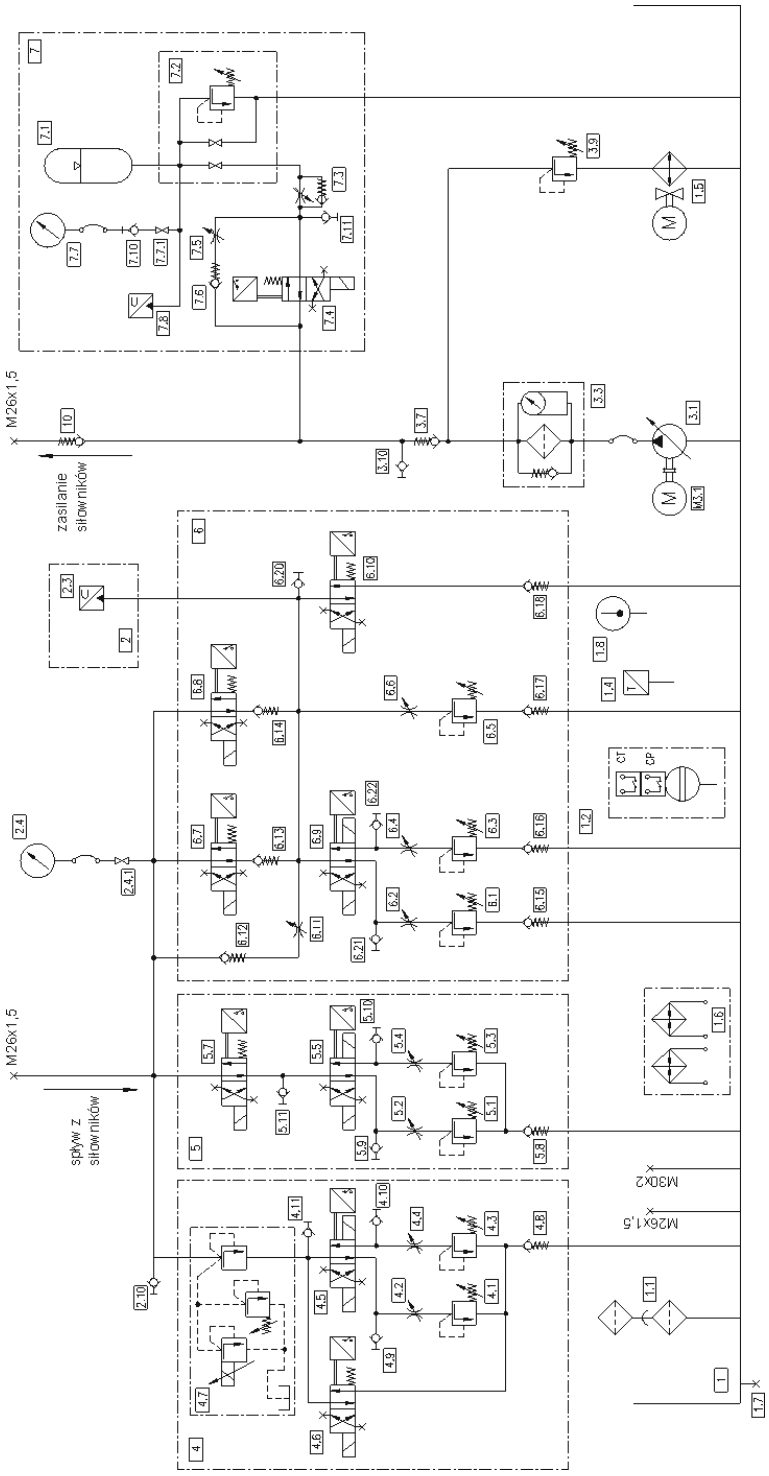
4. Budowa zespołu EL-3

Widok zespołu sterowania EL-3 został przedstawiony na rysunku 3. Opracowana struktura zespołu w swojej części hydraulicznej (agregat +AH) przedstawiona została na rysunku 4.

Zastosowanie w zespole EL-3 dwóch bliźniaczych agregatów hydraulicznych (+AH1) i (+AH2) wraz z ręcznie przestawianym zaworem kulowym uprawniającym jeden z tych agregatów do pracy, daje zapewnienie pełnej rezerwy na wypadek uszkodzenia bądź konieczności wykonania prac remontowych na jednym z nich. Wprowadzając dwa agregaty hydrauliczne do zespołu EL-3 zmieniono jego strukturę w niewielkim zakresie, poprzez zastosowanie po jednym silniku, pompie i zaworze przelewowym w każdym agregacie. Zasada działania zespołu jest taka sama jak EL-2.



Rys.4. Widok agregatu hydraulicznego zespołu sterowania EL-3



Rys.5. Schemat agregatu hydraulicznego - zespół EL-3

5. Podsumowanie

Zespoły EL-2 i EL-3 wiążą w sobie wiele cech, które gwarantują ich wysoką niezawodność, przy stosunkowo prostej budowie, dając szerokie możliwości stosowania ze względu na przyjęte założenia realizowania tzw. hamowania bezpieczeństwa w sposób dwuwariantowy w zależności od kierunku ruchu i wielkości nadwagi.

Przedstawione w monografii hydrauliczne zespoły sterowania hamulca maszyn wyciągowych są jednym z wielu przykładów współpracy Instytutu Techniki Górniczej KOMAG z firmą ELCAM sp. z o.o.

Literatura

1. Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe. Część mechaniczna. Wydawnictwo Śląsk, Katowice-Warszawa 2004 r., s. 450.
2. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz.U. z 1 maja 2004 r.). 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".
3. Kowal L., Helmrich P., Wilk S., Szymik J.: Nowy zespół sterowania hamulców hydraulicznych maszyn wyciągowych. IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Transport Szybowy 2007, Szczyrk 17-19. 09.2007.
4. Dokumentacja techniczna Instytutu Techniki Górniczej KOMAG.
5. Dokumentacja techniczna ELCAM sp. z o.o.

Nowoczesne metody sterowania i diagnostyki maszyn wyciągowych z wykorzystaniem metod sztucznej inteligencji

Andrzej Oleksy – Instytut Techniki Górniczej KOMAG, **Zygmunt Szymański** – Politechnika Śląska

Streszczenie. W pracy przedstawiono analizę możliwości zastosowania wybranych metod sztucznej inteligencji w układach sterowania, automatyki oraz diagnostyki maszyn wyciągowych. W opracowaniu ograniczono się do analizy metod sterowania rozmytego, metod algorytmów genetycznych oraz nowoczesnych sieci neuronowych II oraz III generacji. Metody te zapewniają realizację złożonych algorytmów sterowania maszyną wyciągową z zapewnieniem energooszczędnych warunków eksploatacyjnych, monitoringu parametrów eksploatacyjnych, oraz predykcyjną diagnostykę stanu technicznego maszyny wyciągowej, minimalizującą liczbę stanów awaryjnych. W pracy przedstawiono koncepcję układu sterowania i diagnostyki maszyny bazującej na metodzie: fuzzy-logic neuro net control system (sterowanie rozmyte w sieciach neuronowych). Przedstawiono wybrane algorytmy sterowania oraz wyniki analiz komputerowych wybranych modeli matematycznych maszyny wyciągowej.

1. Wstęp

Eksploatacja maszyn transportu poziomego i pionowego stosowanych w podziemnych zakładach górniczych wymaga spełnienia warunków: energooszczędności, niezawodności oraz bezpieczeństwa pracy. W napędach górniczych wyraźną poprawę wskaźników energetycznych i ekonomicznych uzyskuje się przez: zastosowanie nowoczesnych zasilaczy przekształtnikowych sterowanych układami mikroprocesorowymi, sterowanie optymalne pracą górniczej maszyny transportowej, zastosowanie metod sztucznej inteligencji w obwodach sterowania i diagnostyki. Wprowadzenie do obwodów siłowych maszyn wyciągowych zasilaczy przekształtnikowych zapewnia płynną i ekonomiczną regulację parametrów zasilania silnika napędowego. Układy zasilania mogą być sterowane z inteligentnych sterowników wyposażonych w regulatory ACN (artificial control network). W zależności od stopnia automatyzacji stosowane są różne systemy sterowania: sterowanie rozmyte, systemy sieci neuronowych, algorytmy genetyczne.

Zastosowanie techniki cyfrowej (cyfrowe regulatory jazdy, czujniki i przetworniki cyfrowe) zapewni sterowanie pracą maszyny wyciągowej w czasie rzeczywistym, przy bieżącej kontroli parametrów eksploatacyjnych. Komputery przemysłowe zapewnią monitoring oraz diagnostykę pracy maszyny wyciągowej, co umożliwi wcześniejsze wykrywanie stanów awaryjnych i zwiększy bezpieczeństwo pracy. Nowoczesne algorytmy sterowania, uwzględniające obowiązujące wymagania zawarte w przepisach górniczych, umożliwią automatyczne, suboptymalne sterowanie pracą maszyn wyciągowych (skipowych i klatkowych). W pracy przedstawiono analizę celowości wprowadzania napędów energooszczędnych do układów maszyn wyciągowych, potrzebę zastosowania metod sztucznej inteligencji w układach sterowania i diagnostyki, wy-

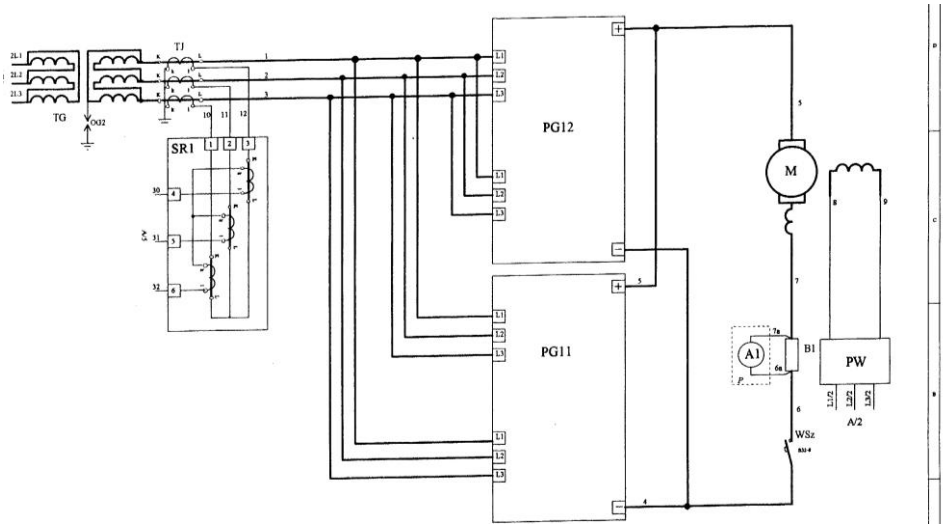
brane algorytmy i kryteria sterowania energooszczędnego, oraz koncepcję układu sterowania i diagnostyki maszyny bazującej na metodzie: fuzzy-logic neuro net control system (sterowanie rozmyte w sieciach neuronowych). Przedstawiono wybrane algorytmy sterowania oraz wyniki obliczeń komputerowych wybranych stanu pracy maszyny wyciągowej.

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, transportem materiałów oraz ze zjazdami i wyjazdami załóg górniczych. Na głównych szybach wydobywczych stosowane są maszyny wyciągowe napędzane silnikami obcowzbudnymi prądu stałego, zasilanymi z układów prostownikowych [3, 8, 9].

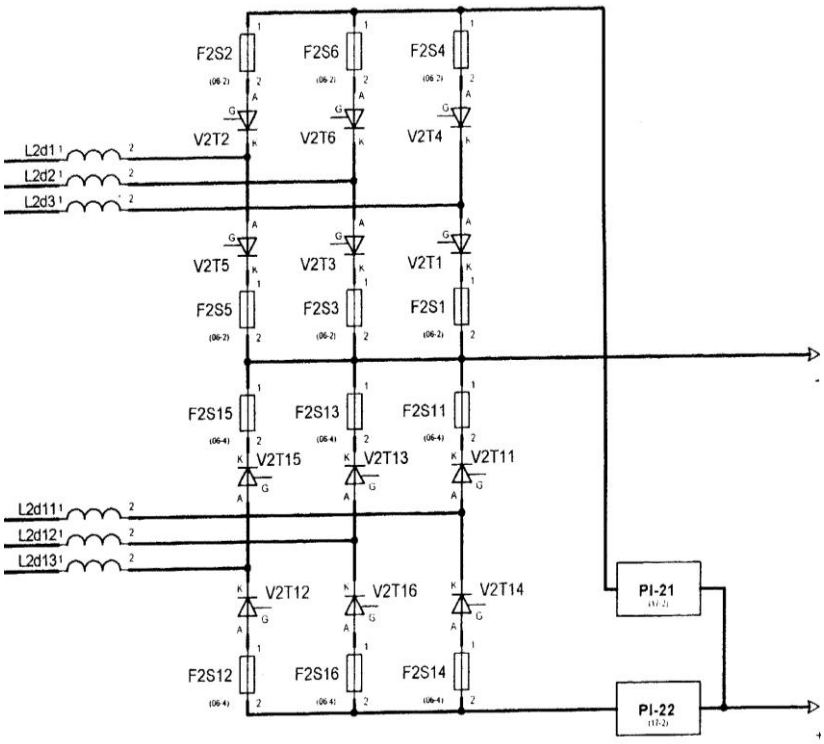
Moce silników napędowych maszyn wyciągowych osiągają poziom: (1000-7200) kW [8]. Maszyny wyciągowe są zasilane z rozdzielni głównej kopalni siecią trójfazową o napięciu znamionowym 6 kV. Rozdzielnie główne są zasilane przez transformatory obniżające: 110 kV/6kV, przy mocach zwarciowych sieci nie przekraczających 300 MVA. Konsekwencją tego są duże spadki napięć w sieciach zasilających. Zastosowanie zasilaczy przekształtnikowych powoduje zwiększenie stopnia deformacji napięcia i prądu zasilania (generowanie wyższych harmonicznych), duże wahania napięcia sieci przy skokowych zmianach mocy biernej, załamania komutacyjne napięcia zasilającego, stosunkowo mała wartość współczynnika mocy ($\cos \varphi \approx 0{,}55\text{-}0{,}60$) [8, 9]. 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 [8, 9]. Do zasilania silnika napędowego maszyny wyciągowej stosuje się układy: pojedynczego prostownika tyrystorowego 6T, lub dwóch prostowników symetrycznych 6T w układzie równoległym. Schemat układu zasilania silnika napędowego maszyny wyciągowej przedstawiono na rysunku 1.

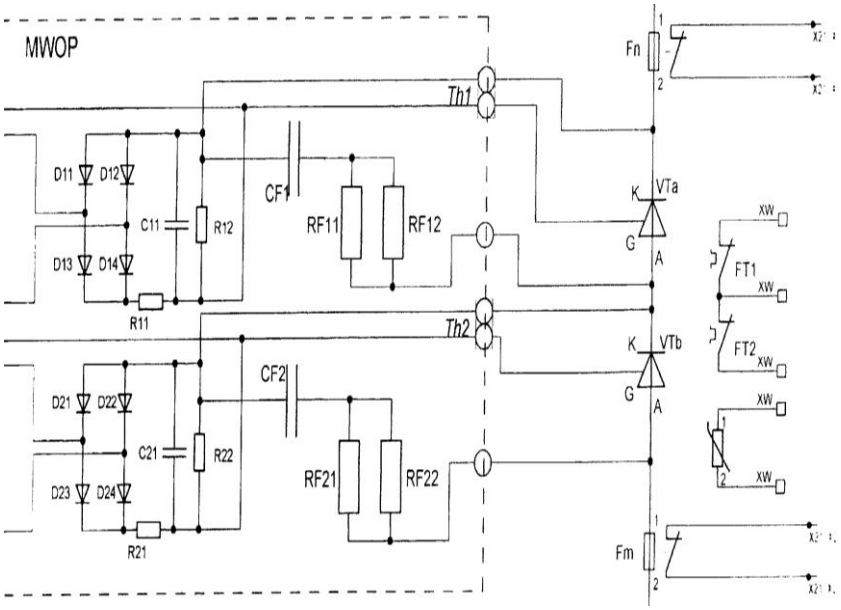


Rys.1. Schemat ideowy układu zasilania silnika napędowego maszyny wyciągowej

Na rysunku 2 przedstawiono schemat ideowy zasilacza przekształtnikowego maszyny wyciągowej, natomiast na rysunku 3 schemat modułu dwutyrystorowego tworzącego układ zasilania prostownika.



Rys.2. Schemat ideowy zasilacza przekształtnikowego maszyny wyciągowej



Rys.3. Schemat modułu dwutyrystorowego zasilacza tyrystorowego

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. Zaleca się stosować układ zmiany polaryzacji napięcia zasilania w obwodzie twornika silnika napędowego.

3. Analiza celowości wprowadzania metod sztucznej inteligencji do układów sterowania górniczych maszyn transportowych

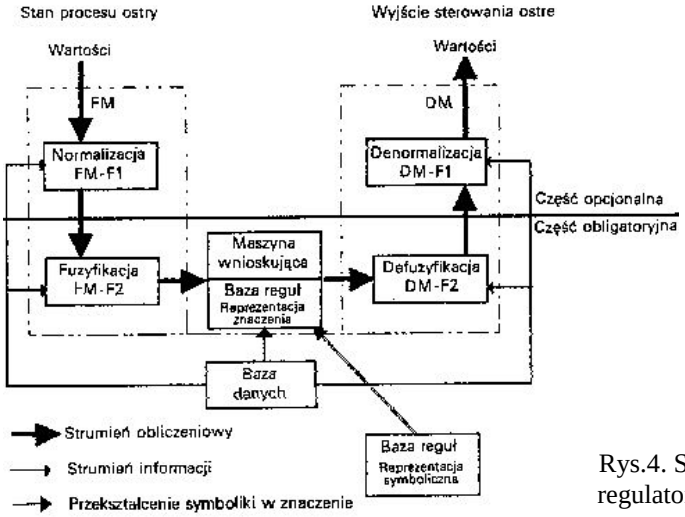
System transportu kopalnianego jest to uporządkowany wewnętrznie zbiór obiektów znajdujących się na powierzchni i w podziemiach kopalni, wraz z relacjami istniejącymi między tymi obiektami oraz ich właściwościami, którego działanie jest podporządkowane osiągnięciu założonego celu transportowego [8].

Stopień automatyzacji procesów produkcyjnych oraz kompleksowej diagnostyki maszyn i urządzeń jest w polskich kopalniach znacznie ograniczony [8, 9]. Stosowane są systemy automatyki lokalnej: stacji zasilających transformatorowych, zasilaczy prostownikowych, ciągów przenośników taśmowych, maszyn wyciągowych przy przewozie urobku, oraz częściowo maszyn urabiających: kombajny ścianowe, strugi węglowe [8, 9]. W większości kopalń stosowane są przede wszystkim rozwiązania konwencjonalne, w których człowiek jako operator jest potrzebny do uruchamiania i wyłączania maszyn, ustawiania parametrów eksploatacyjnych oraz do globalnej oceny prawidłowości pracy maszyn transportu poziomego i pionowego. Wiedza operatora i jego przełożo-

nych, oparta na doświadczeniu, zawarta w instrukcjach, oraz w przepisach i wymaganiach decyduje o jakości pracy maszyn górniczych [8].

Obecnie w części kopalń wykorzystuje się układy sterowania wyposażone w sterowniki programowalne PLC, które umożliwiają realizację sterowania quasi –automatycznego, wykorzystując oprogramowanie oraz regulatory sterownika [8]. Ogromna wiedza kadry technicznej kopalni powinna tworzyć bazę inteligentnych systemów sterowania w czasie rzeczywistym – KBS (*knowledge based system*), opartego na komputerowych bazach danych oraz bazach wiedzy [4, 5, 10]. System KBS umożliwi monitorowanie procesów czasie rzeczywistym, diagnozowanie stanu technicznego maszyny wyciągowej, prognozowanie kolejnych cykli eksploatacyjnych, oraz automatyczne sterowanie całego procesu wydobywczego lub jego newralgicznych elementów. Do realizacji sterowania eksperckiego: nadrzędnego (SECS – *supervisory expert control system*), lub prostego (DECS – *direct expert control system*) należy wykorzystać systemy sztucznej inteligencji: ACN (*artificial control network*) i ANN (*artificial neural network*) [6, 7]. Do realizacji systemów ekspertowych oraz sterowania optymalnego można wykorzystać m.in.: sterowanie rozmyte [4, 5, 10], sieci neuronowe [3, 8] lub systemy sterowania adaptacyjnego zawierające kombinację sterowania rozmytego (*fuzzy-logic*) i sieci neuronowych z zastosowaniem algorytmów genetycznych [5, 10]. Wymaga to jednak zastosowania procesorów o dużych możliwościach operacyjnych, szybkich i dużej pamięci operacyjnej [6, 10].

Sterowanie rozmyte (*fuzzy logic*) polega na zamianie ciągłych wielkości sterujących na wielkości rozmyte oparte na zależnościach lingwistycznych, wykorzystaniu eksperckiego systemu podejmowania decyzji (maszyna wnioskująca, baza reguł, baza danych) oraz wypracowaniu sygnału ciągłego realizującego podjętą decyzję w rzeczywistym obwodzie sterowania. Przykładowy schemat regulatora rozmytego FKBC (fuzzy knowledge based control) przedstawiono na rysunku 4.

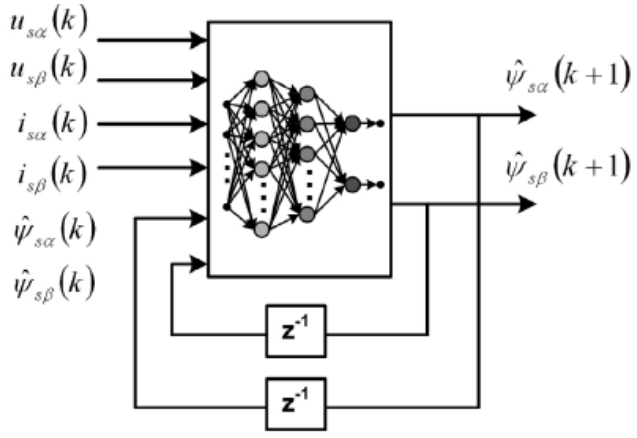


Rys.4. Schemat strukturalny regulatora rozmytego FKBC

Sygnał wejściowy regulatora jest poddawany procesowi standaryzacji (normalizacji), a następnie jest rozmywany w procesie fuzzyfikacji. Wykorzystując bazę wiedzy oraz zmienne lingwistyczne wyznacza się przedziały zmian zmiennych decyzyjnych oraz zalecany poziom sygnału wyjściowego, który po defuzzyfikacji (wyostrzeniu) i denormalizacji jest podawany na wyjście regulatora fuzzy-logic i do obwodu wykonawczego. Sterowanie rozmyte umożliwia realizację złożonych, nieliniowych procesów sterowania w sposób racjonalny, uwzględniający różne nieprzewidziane sytuacje.

Sterowanie układem sieci neuronowych polega na odwzorowaniu rzeczywistego układu sterowania systemem neuronów (inteligentnych komórek decyzyjnych – mikroprocesor wyposażony w przetworniki A/C i C/A oraz moduły pamięci operacyjnych RAM, ROM oraz EPROM), połączonych synapsami (dwukierunkowe magistrale transmisyjne). Proces sterowania składa się z dwóch etapów: I etap – etap nauczania (wprowadzenie do pamięci procesora informacji zawartych w bazach wiedzy i w bazach danych, oraz narzucenie funkcji ograniczeń), II etap – etap wnioskowania i podejmowania decyzji (realizacja procesu sterowania przy wykorzystaniu baz wiedzy). Układ sterowania wymaga stosowania procesorów o dużej szybkości obliczeń i dużej pamięci operacyjnej, jest on stosowany do sterowania bardzo złożonych cykli produkcyjnych. Uproszczony schemat regulatora neuronowego przedstawiono na rysunku 5.

Sterowanie z wykorzystaniem algorytmów genetycznych polega na zamianie rzeczywistego układu sterowania układem genetycznym, złożonym z: komórek, tkanek, sieci połączeń międzykomórkowych oraz nadrzędnych i lokalnych jednostek decyzyjnych. Pojedyncza komórka zawiera: dwa mikroprocesory, przetworniki A/C i C/A, rejestry komunikacyjne, oraz pamięci operacyjne. Komórka (gen) odwzorowuje fizycznie określony fragment rzeczywistego obwodu sterowania. Opisując programowo zależności zachodzące pomiędzy poszczególnymi elementami obwodu sterowania i regulacji budujemy sieć połączeń pomiędzy poszczególnymi komórkami (genami) układu.



Rys.5. Regulator z siecią neuronową

Umożliwia to modelowanie zjawisk fizycznych zachodzących w rzeczywistym układzie sterowania. Sterowanie to wymaga zastosowania dużej ilości sterowników mikroprocesorowych i jest celowe przy sterowaniu rozległych i złożonych procesów technicznych i produkcyjnych. Zastosowanie systemów ekspertowych w układach sterowania górniczych maszyn transportowych zapewni: energooszczędny sposób zasilania i sterowania pracą przenośników taśmowych oraz transportu szynowego, bieżącą kontrolę parametrów eksploatacyjnych, diagnostykę lokalną i globalną maszyn i systemów transportowych oraz sterowanie optymalne pracą maszyn transportowych.

4. 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. Ocenę można zrealizować w sposób globalny – wykorzystując centralne stanowisko diagnostyczne, lub w ograniczonym zakresie – wykorzystując elementy diagnostyczne zainstalowane w maszynie. Diagnostykę globalną powinno się przeprowadzać w sposób okresowy (w terminach wynikających z eksploatacji lub po awarii maszyny) [3, 9]. Ocena lokalna powinna być realizowana przed każdym uruchomieniem maszyny.

W ramach diagnostyki lokalnej sprawdza się stan techniczny: silnika napędowego, układu 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; wyprowadzenie obwodów kontrolno-pomiarowych do złącza wielowtykowego umieszczonego w kabinie operatora, separacja optoelektroniczna obwodów pomiarowych, zastosowanie interfejsu np.: RS-485 C do komunikacji z komputerem zewnętrznym, zastosowanie magistrali przesyłowej umożliwiającej transmisję danych i spełniającej wymagania karty UIC556 [3, 9].

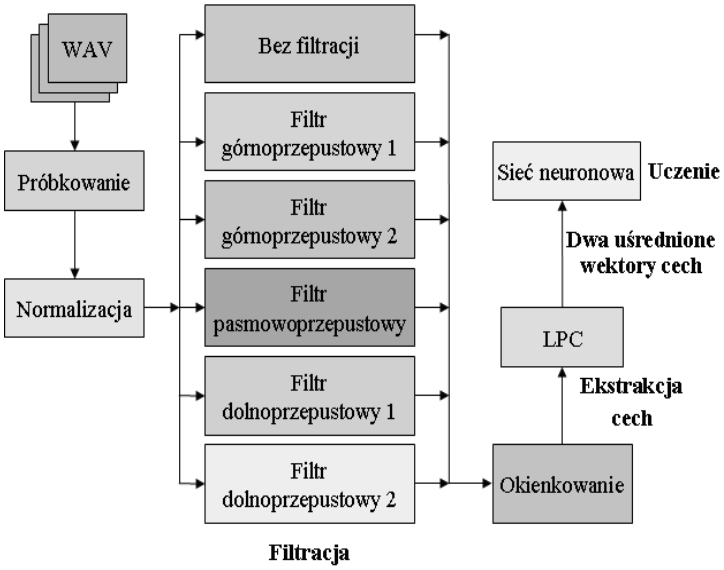
Centralne stanowisko diagnostyczne sterowane z mikrokomputera powinno być wyposażone w urządzenia umożliwiające realizację badań technicznych: układu mechanicznego oraz układu hamulcowego. Wszystkie wyniki pomiarów będą przechowywane w pamięci mikrokomputera. Specjalny program symulacyjny oraz odpowiednie 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 szczotko trzymacza 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. [3, 9]. Ocenę stanu technicznego silnika prądu stałego [1, 2, 4, 7], można przeprowadzić także metodą akustyczną, wykorzystując układy sieci neuronowych. Metoda polega na uczeniu regulatora neuronowego rozpoznawania normalnych stanów pracy oraz awaryjnych stanów pracy na podstawie analizy dźwięków generowanych przez układ napędowy. Proces rozpoznawania dźwięku składa się z procesu uczenia i procesu identyfikacji z próbkowaniem typu okno Hamminga. Następnie dane są zamieniane przez algorytm LPC, a dla każdej kategorii wyznaczane są współczynniki predykcji liniowej.

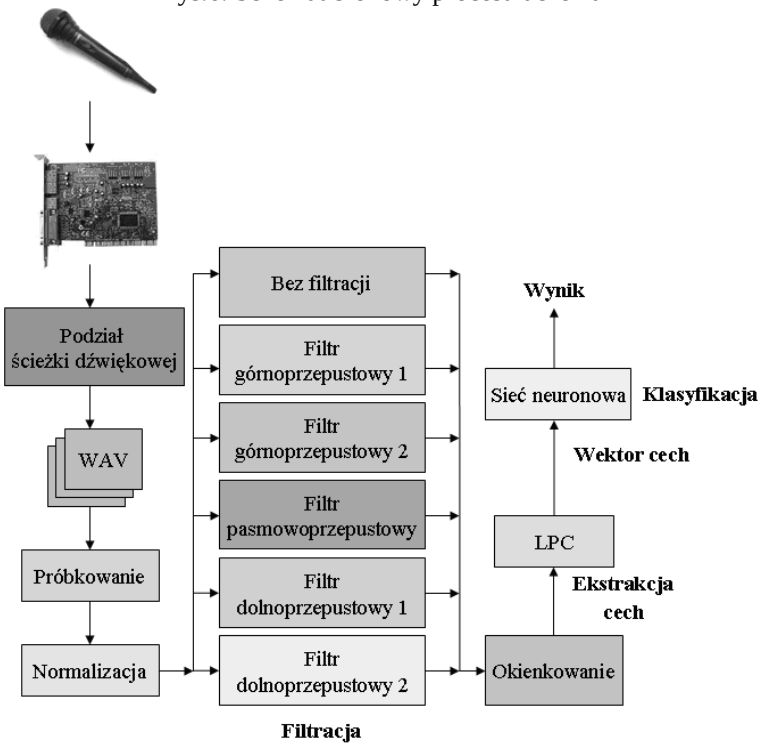
Na podstawie obliczonych współczynników predykcji, budowany jest **wektor cech**. Procesy uczenia i identyfikacji oparte na algorytmach przetwarzania danych przedstawiono na rysunkach 6 i 7. Klasyfikacja oparta jest na algorytmie wstecznej propagacji błędów, w zastosowaniu do określonej sieci neuronowej. Jej wynik zależy od wartości uzyskanej na wyjściowym neuronie. Proces identyfikacji sygnału zawiera następujące etapy: rejestracja sygnału akustycznego, podział ścieżki dźwiękowej, próbkowanie, kwantyzacja, normalizacja amplitudy, filtracja, ekstrakcja cech, klasyfikacja. Różnice między typowymi dźwiękami są wynikiem różnic w uporządkowanych sekwencjach. Klasyfikacja bazuje na sieci neuronowej z algorytmem wstecznej propagacji błędów. Sieć neuronowa składa się z dużej liczby neuronów (elementów przetwarzających informację). Neurony są połączone w sieć za pomocą połączeń z określonymi parametrami (wagi) modyfikowanymi w trakcie procesu uczenia.

Po wykonaniu etapu uczenia sieci neuronowej algorytmem wstecznej propagacji błędów, następuje identyfikacja na podstawie wektora cech wchodzącego na wejścia sieci neuronowej. Jeżeli na neuronie wyjściowym uzyskamy wartość **0**, wtedy system generuje jako wynik ton normalny. Jeżeli na neuronie wyjściowym uzyskamy wartość **1**, wtedy system podaje jako wynik dźwięk awaria. Metoda diagnostyki opracowana przez prof. Z. Głowacza z AGH Kraków, była weryfikowana na specjalnym modelu silnika prądu stałego zawierającym różne uszkodzenia. Wyniki analizy są zadowalające [3, 4]. 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 układach napędowych górniczych wyciągów szybowych należy szczególną uwagę zwracać na stan techniczny lin nośnych oraz wyrównawczych, stopień zużycia okładzin hamulcowych oraz poprawności pracy układu hamulcowego. Do badania stopnia zużycia lin wykorzystuje się przede wszystkim metody indukcyjne oraz ultradźwiękowe [8, 10]. Badania należy przeprowadzać przed każdą zmianą wydobywczą przeprowadzając jazdę rewizyjną maszyny [7, 8, 9].



Rys.6. Schemat blokowy procesu uczenia



Rys.7. Schemat blokowy procesu identyfikacji

Do realizacji badań diagnostycznych maszyny transportowej wykorzystano sterownik mikroprocesorowy, zbudowany na bazie komputera przemysłowego wyposażonego w moduły sterownika typu *fuzzy–logic neuro net control*

system. Sterownik ten może realizować różne funkcje: diagnostyczne, sterujące, komunikacyjne i dokumentacyjne. Jest on wykorzystywany w napędach prądu stałego i prądu zmiennego o regulowanej prędkości obrotowej.

5. Inteligentne czujniki pomiarowe w układach napędowych maszyn wyciągowych

W każdej kopalni znajduje się kilka głównych szybów wydobywczych, którymi odbywa 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, regulator jazdy, obwód 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 ładowanego 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 przetworniki inkrementalne, oraz 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 układzie hamulcowym. W obwodach elektrycznych należy mierzyć wartości prądu wzbudzenia silnika, prądu twornika oraz temperaturę uzwojeń: 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, lin, oraz zawiesi). Najczęściej wykorzystywane są 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. W lutni szybowej mogłyby być zainstalowane czujniki: uszkodzenia liny, prędkości ruchu naczynia, określające ilość i jakość transportowanego 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.

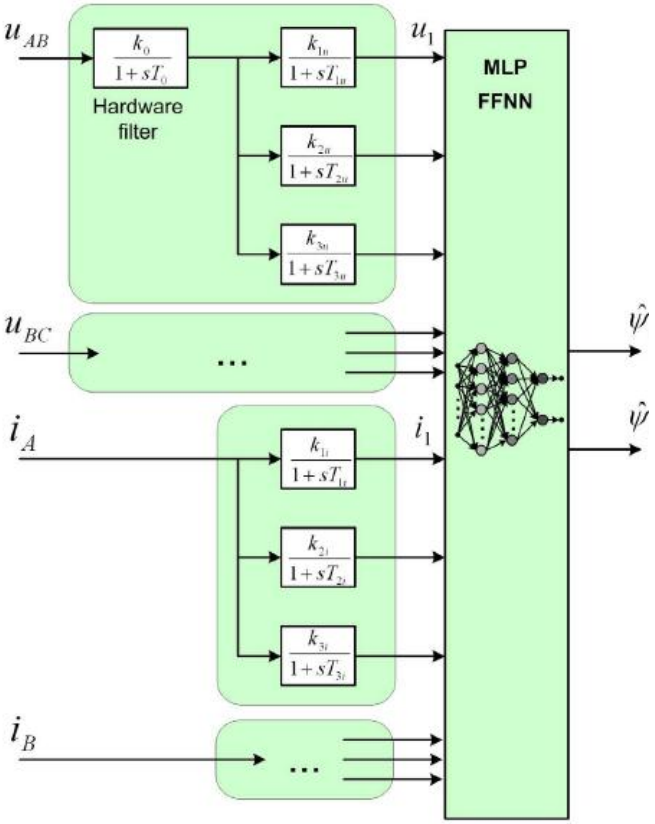
6. Mikroprocesorowy układ sterowania maszyny wyciągowej z wykorzystaniem sterownika ACN

Sterowanie pracą maszyny wyciągowej zapewniające realizację określonych zadań przewozowych przy założonych czasach przejazdów i jeździe ekonomicznej, 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 zwalniania 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. Ze względu na złożoność procedur sterowania nadążnego [9, 10], zastosowano algorytm sterowania rozmytego ze sterownikiem sieci neuronowych II stopnia do wyznaczania wartości momentu elektromagnetycznego silnika napędowego maszyny. Schemat blokowy regulatora adaptacyjnego rozmytego opartego na modelu obiektu przedstawiono na rysunku 8.

Przy opracowaniu werbalnego opisu zmiennych wejściowych i rozmytych reguł wnioskowania wykorzystuje się bazę wiedzy i bazę danych sterowania maszyn wyciągowych. Obecnie stosowane są różne wersje regulatorów: regulator z komórkami TDLs (Time Delay Liner) na wejściu FFNN (Feed-Forward Neural Network), układ z powtarzaniem procesów, oraz sterowanie w czasie rzeczywistym. Można także zastosować układy z identyfikacją Wienera i aproksymacją liniową stanów dynamicznych oraz nieliniową stanów statycznych.

Na rysunku 9 przedstawiono schemat blokowy modelu matematycznego maszyny wyciągowej skipowej opracowany z wykorzystaniem programów: Matlab-Simulink i TCAD. Model symulacyjny wykorzystano do sprawdzenia poprawności nastaw regulatorów FLNS. Przykładowe wyniki obliczeń symulacyjnych przedstawiono na rysunkach 10 i 11. Wyniki obliczeń potwierdziły przydatność regulatorów ACN w układach sterowania maszyn wyciągowych.

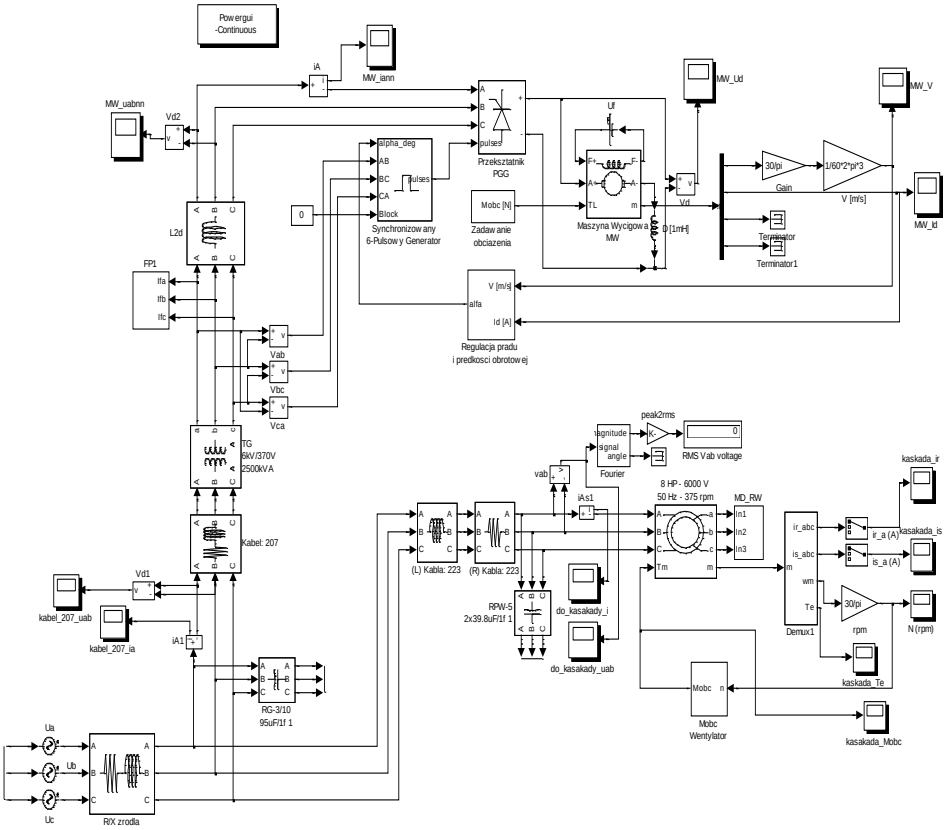


Rys.8. Schemat poglądowy regulatora *fuzzy logic neuro net control*

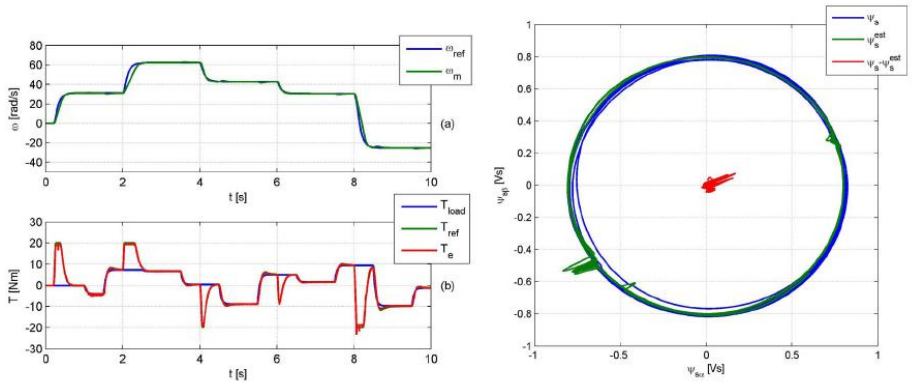
7. Zakończenie

Zastosowanie systemów sterowania ekspertowego 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.

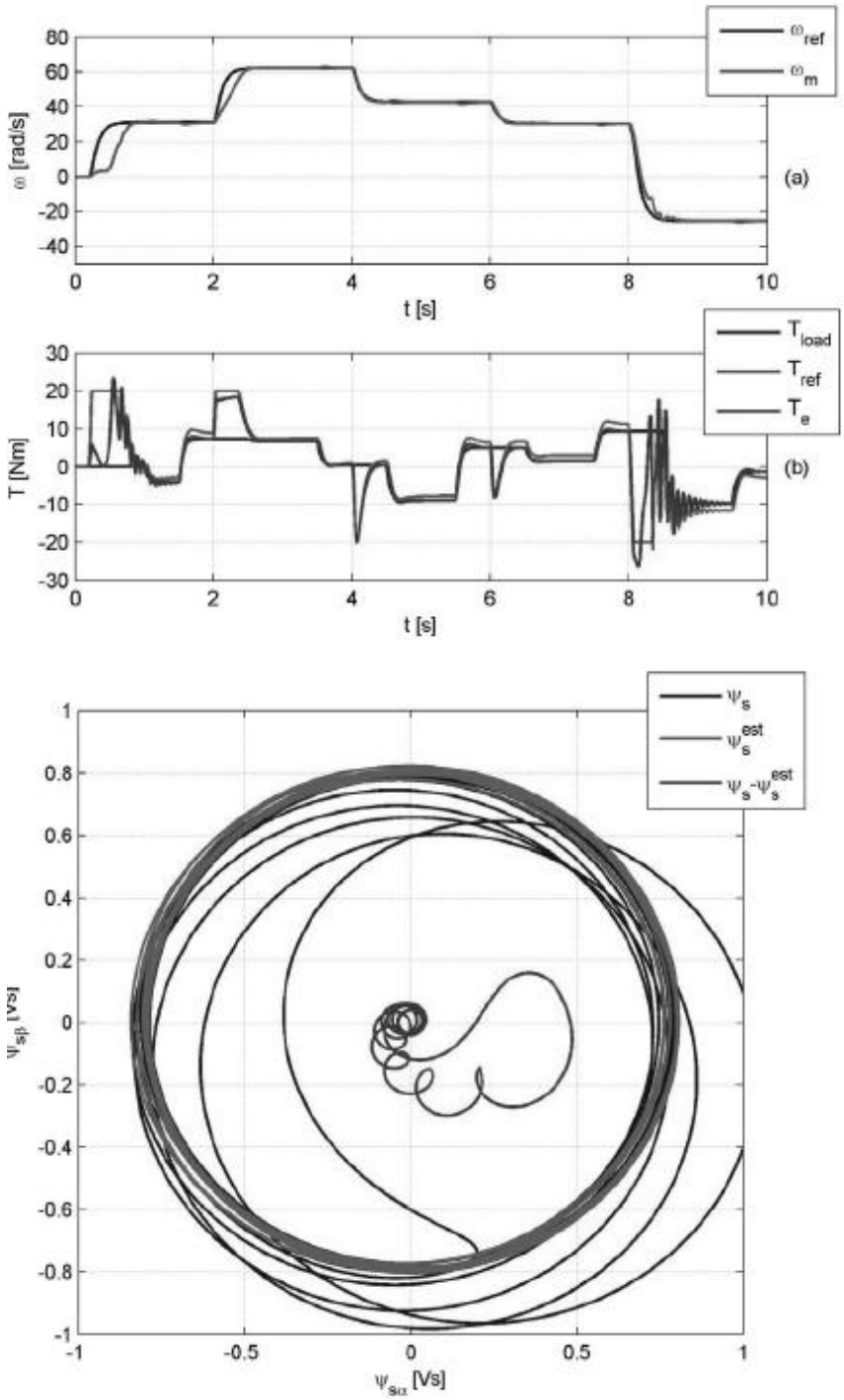
Zastosowanie sterowania rozmytego pozwala uwzględnić w procesie sterowania maszyny wyciągowej sytuacje niejednoznaczne, w których trudno podjąć właściwą decyzję. Sterowanie rozmyte wymaga jednak wprowadzenia do układów sterowania układów mikroprocesorowych i specjalnego oprogramowania. Efekty ekonomiczne wprowadzenia metod sztucznej inteligencji bardzo korzystne dla normalnych warunków gospodarczych mogą jednak przynosić ograniczone korzyści w okresie transformacji.



Rys.9. Schemat blokowy modelu symulacyjnego maszyny wyciągowej



Rys.10. Przebiegi czasowe zmian prędkości obrotowej silnika oraz momentu napędowego przy prawidłowej pracy napędu maszyny wyciągowej



Rys.11. Przebiegi czasowe zmian prędkości obrotowej silnika oraz momentu napędowego przy awaryjnej pracy napędu maszyny wyciągowej

Literatura

1. Dubois D., Guastavino C.: Cognitive evaluation of sound quality: Bridging the gap between acoustic measurements and meanings, Proceedings of 19th International Congress on Acoustics - ICA07, September 2-8 2007, Madrid, Spain.
2. Driankov D., Helledoom H., Reinfrank M.: Wprowadzenie do sterowania rozmytego. WNT, Warszawa 1996.
3. Glinka T.: Badania diagnostyczne maszyn elektrycznych. Wydawnictwo Komel, Katowice 2000.
4. Głowacz Z., Zdrojewski A.: Analiza spektralna sygnałów silnika komutatorowego prądu stałego zasilanego ze źródła napięcia stałego. Przegląd Elektrotechniczny nr 11, 82 (2006), 76-79.
5. Golden R.M.: Mathematical Methods for Neural Network analysis and Design. MIT Press, 1996.
6. Kowalski C.T.: Zastosowanie sztucznej inteligencji w diagnostyce silników indukcyjnych. Przegląd Elektrotechniczny nr 11, 82 (2006), 53-58.
7. Pasko M., Walczak J.: Teoria Sygnałów. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2007.
8. Szklarski L, Zarudzki J.: Maszyny wyciągowe. PWN, Warszawa 2000.
9. Szymański Z.: Zastosowanie metod sztucznej inteligencji w układach sterowania maszyn wyciągowych. KOMTECH'2003, Szczyrk, listopad 2003.
10. Tadeusiewicz R.: Sieci Neuronowe. Akademicka Oficyna Wydawnicza, Warszawa 1993.
11. Żurada J.M.: Introduction to Artificial Neural Systems. PWS Publishing Company, 1992.
12. Yoshii K., Goto M. and Okuno H.G.: Drum Sound Recognition for Polyphonic Audio Signals by Adaptation and Matching of Spectrogram Templates With Harmonic Structure Suppression, IEEE Transactions on Audio, Speech, and Language Processing, Vol. 15, No. 1, January 2007, 333-345.
13. 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, z późn.zm.).
14. 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.).

Awaria górniczego wyciągu szybowego szybu „V" zakładu górniczego Kompanii Węglowej S.A. Oddział Kopalnia Węgla Kamiennego „Bielszowice" w Rudzie Śląskiej

Józef Koczwara, Zbigniew Ligęza, Grzegorz Strózik – Wyższy Urząd Górniczy

Streszczenie. W pracy przedstawiono przebieg awarii górniczego wyciągu szybowego szybu „V" zakładu górniczego Kompanii Węglowej S.A. Oddziału Kopalnia Węgla Kamiennego „Bielszowice" w Rudzie Śląskiej oraz jej przyczyny i skutki.

1. Wprowadzenie

1.1. Ogólna charakterystyka zakładu górniczego KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice"

Obszar

Kopalnia Węgla Kamiennego „Bielszowice" zajmuje obszar 34,17 km^2. Obszar, na którym prowadzona jest eksploatacja (obszar czynny) wynosi 23,46 km^2. Kopalnia położona jest na terenie trzech miast: Zabrze, Ruda Śląska i Mikołów. Obszar górniczy kopalni położony jest w północno-zachodniej części Niecki Głównej Górnośląskiego Zagłębia Węglowego.

Zasoby

W złożu objętym obszarem górniczym kopalni "Bielszowice" udokumentowano zasoby w 27 pokładach następujących grup stratygraficznych:

- grupa orzeska – 4 pokłady,
- grupa rudzka – 16 pokładów,
- grupa siodłowa – 7 pokładów.

Spośród wspomnianych pokładów 14 posiada zasoby przemysłowe. Najwyższym spośród tej grupy pokładów jest pokład 358/1 reprezentujący warstwy orzeskie, a najniższym pokład 510 stanowiący dolną granicę warstw siodłowych. Skały towarzyszące pokładom węgla to: łupki ilaste, łupki piaszczyste i piaskowce.

Model transportu pionowego

Zakład górniczy KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice" posiada osiem szybów, z których dwa, szyb II i szyb V to szyby wydobywcze, przeznaczone do ciągnienia urobku górniczymi wyciągami szybowymi.

1.2. Ogólna charakterystyka szybu V oraz górniczych wyciągów szybowych przedziałów „A" i „B".

Ogólna charakterystyka szybu

- szyb wdechowy,
- wieża szybowa basztowa, stalowo-betonowa,

- zrąb szybu wyposażony w klapy przeciwpożarowe przesuwne,
- średnica szybu ø 7,5 m
- głębokość szybu 1130 m
- poziomy: 642, 840, 1000 m
- obudowa szybu betonowa
- prowadniki stalowe skrzynkowe 150x200x9000 mm
- dźwigary główne zbrojenia stalowe - skrzynkowe 140x180 mm
- przedział drabinowy od poz. 840 m do 1100 m
- zbiorniki przepadu poz. 840 m oraz 1100 m
- inne urządzenia w szybie: rurociągi wodne, rurociągi sprężonego powietrza, kable energetyczne, sygnalizacyjne i teletechniczne.

Ogólna charakterystyka górniczego wyciągu szybowego przedziału „A" w szybie V

Parametry ruchu:

- wydobycie urobku V_u = 20 m/s, Q_u = 20 Mg
- wydobycie stanowisko załadunku skipów na poz. 870 m
- naczynia wyciągowe skipy Qu = 20 Mg
- prowadzenie naczyń wyciągowych czołowe - toczne
- liny nośne konstrukcji Warrington-Seale, przeciwzwite ø 48,0 DIN 21254-9-FE+6x36WS-48 no Zn 1570 zS (sZ) – 4szt.
- liny wyrównawcze płaskie typu SAG 17,4-205x35/6x20 stalowo-gumowe – 2szt.
- maszyna wyciągowa 4L-4250/2x2400 wieżowa
- regulator jazdy typu SK 3s
- hamulce tarczowe z agregatami hydraulicznymi firmy „Bosch" wersja III
- sterowanie ręczne lub automatyczne

Ogólna charakterystyka górniczego wyciągu szybowego przedziału „B" w szybie V

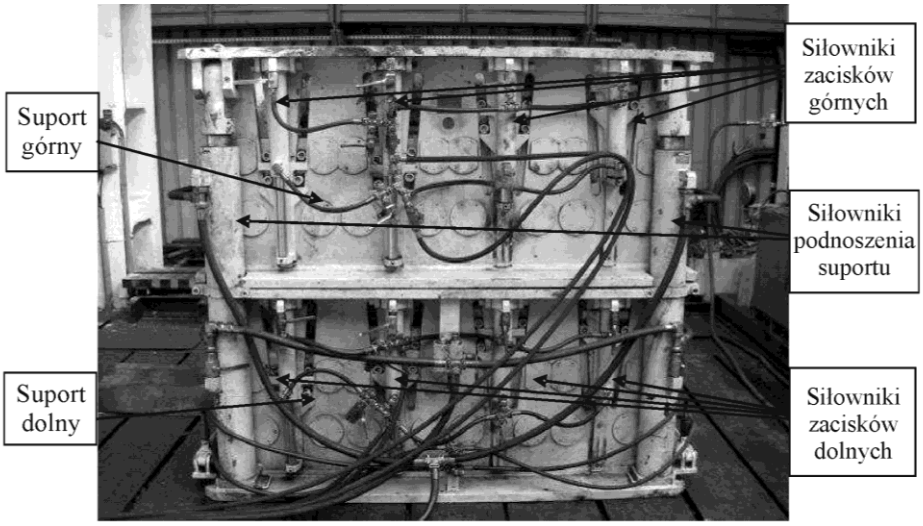
Parametry ruchu:

- wydobycie urobku V_u = 16 m/s, Q_u = 20 Mg
- jazda ludzi V_l = 6 m/s, Q_l = 1,62 Mg (tj. 18 osób)
- transport materiałów V_m = 6 m/s, Q_m = 5 Mg
- wydobycie poz. 1045 m
- jazda ludzi poz. 642, 840, 1000 m
- transport materiałów poz. 642, 840, 1000 m
- naczynia wyciągowe skipoklatki Qu = 20 Mg Q_l = 1,62 Mg (18 osób)

- prowadzenie naczyń wyciągowych czołowe - toczne
- liny nośne konstrukcji Warrington-Seale, przeciwzwite ø 48,0 6×36 WS+FE-S/z (Z/s) – n-I-g-1570 r – 4szt.
- liny wyrównawcze płaskie typu SAG 17,4-205x35/6x20 stalowo-gumowe – 2szt.
- maszyna wyciągowa 4L-4250/2 x 2400 wieżowa
- regulator jazdy typu SK 3s
- hamulce tarczowe z agregatami hydraulicznymi firmy „Bosch" wersja III
- sterowanie ręczne lub automatyczne

2. Awaria

W związku z uszkodzeniem jednej z nośnych lin wyciągowych górniczego wyciągu szybowego przedziału „B" szybu V, stwierdzonym w dniu 6 sierpnia 2008 r., przeprowadzono jej nadzwyczajne badanie przez rzeczoznawcę ds. ruchu zakładu górniczego – Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Spółka z o.o. w Lędzinach. Wyniki badania nie zezwalały na dalszą eksploatację uszkodzonej liny nośnej i ruch górniczego wyciągu szybowego został wstrzymany. Podjęto decyzję o wymianie kompletu lin nośnych (4 liny) górniczego wyciągu szybowego przedziału „B" szybu V, zlecając wykonawstwo firmie SADEX Spółka z o.o. Zaplanowano wymianę lin według ustaleń technologii opracowanej przez firmę SADEX spółka z o.o. i zatwierdzonej przez kierownika ruchu zakładu górniczego KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice". Według zatwierdzonej technologii, opuszczanie nowych lin do szybu miało być wykonywane za pomocą zestawu remontowego do robót szybowych (rys. 1).



Rys.1. Zestaw remontowy do robót szybowych ZR4x160-450(400)

Awaria nastąpiła w dniu 10 sierpnia 2008 r. około godziny 5^{20}, gdy realizowano punkt 56. „Technologii wymiany lin nośnych (…)" tj. *„56. Opuszczać nowe liny przy pomocy zestawu remontowego aż zawieszenie znajdzie się około 0,5 m nad skipoklatką południową (maszyna wyciągowa pracuje jak rolka)"*. W tym samym czasie pracownik firmy SADEX sp. z o.o. wraz z sygnalistą szybowym KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice" jechali do góry na pomoście piętra skipu górniczego wyciągu szybowego w sąsiednim przedziale „A", po wykonanej kontroli położenia w szybie końców opuszczanych lin. Chwilę przed awarią, około godziny 5^{20} końce opuszczanych lin znajdowały się na głębokości około 600 m, jadący do góry skip z pracownikami, na głębokości około 360 m.

Ustalono, że podczas wykonywania manewrów zestawem remontowym, w chwili rozpoczęcia ruchu suportu górnego w dół, powodującego w normalnych warunkach opuszczanie kolejnego odcinka czterech lin do szybu, dwie z nich zaczęły przemieszczać się do szybu szybciej niż dwie pozostałe, które przemieszczały się w dół razem z suportem górnym. Operator dostrzegł zaistniałe zjawisko i wysterował zatrzymanie ruchu suportu górnego, a następnie wysterował równocześnie zaciśnięcie zacisków dolnych i górnych. Wykonane przez operatora czynności układem sterowania zestawu remontowego nie spowodowały zatrzymania ruchu dwóch lin, które w dalszym ciągu przemieszczały się do szybu, nabierając coraz większej prędkości, natomiast dwie pozostałe liny spętlały się na zestawie remontowym. Operator zestawu remontowego uznał zaistniałą sytuację za niebezpieczną i oddalił się od pulpitu sterowniczego zestawu na odległość około 4 m.

Wyniki obliczeń wykonane na przyjętym modelu wykazały, że czas opadania lin do szybu wynosił około 42 s, a maksymalna ich prędkość wyniosła około 26 m/s.

Przemieszczające się przez pomieszczenie maszyny wyciągowej liny uszkodziły między innymi elementy nadzoru pracy siłowników hamulcowych maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego sąsiedniego przedziału „A" powodując hamowanie bezpieczeństwa. Zatrzymanie ruchu górniczego wyciągu szybowego w przedziale „A" nastąpiło, gdy jadący do góry skip z pracownikiem firmy SADEX sp. z o.o. oraz sygnalistą szybowym KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice" znajdował się na głębokości 320 m.

Akcję ratowniczą osób uwięzionych w skipie przeprowadzono za pomocą ratowniczego wyciągu szybowego Centralnej Stacji Ratownictwa Górniczego S.A. w Bytomiu.

3. Skutki awarii

W wyniku oględzin przeprowadzonych po awarii stwierdzono następujące uszkodzenia/zniszczenia:

1. Zniszczenie kompletu czterech nowych lin wyciągowych nośnych.

2. Uszkodzenia maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego zainstalowanego w przedziale „A”:
   - uszkodzenie zespołu mechanicznego krzywkowego regulatora jazdy,
   - uszkodzenie osłony bębna pędnego,
   - uszkodzenie dwóch siłowników hamulców tarczowych wraz z ich oczujnikowaniem.
3. Uszkodzenia maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego zainstalowanego w przedziale „B”:
   - uszkodzenie krzywek wyłączników przejazdowych mechanicznego krzywkowego regulatora jazdy,
   - uszkodzenie osłony bębna pędnego,
   - uszkodzenie czterech siłowników hamulców tarczowych wraz z ich oczujnikowaniem.
4. Uszkodzenia wieży szybowej:
   - uszkodzenie elementów pomostu kontrolnego pod maszyną wyciągową przedziału „B” w zakresie pokrycia i belek stalowych oparcia,
   - uszkodzenie belek dystansowych w rejonie suportu do korekcji rowków na bębnie pędnym maszyny wyciągowej,
   - na poz. +62 m zniszczenie barierek ochronnych wokół otworów przejściowych lin,
   - na poziomie kół odciskowych +56 m uszkodzenie i przemieszczenie elementów pomocniczych, tj. belek montażowych i dystansowych nad kołami odciskowymi przedziału „B” oraz barierek ochronnych wokół otworów linowych w stropie,
   - na dolnych krawędziach środkowych belek mocujących listwy hamującego urządzenia ciernego stwierdzono niewielkie uszkodzenie (otarcia na głębokość do 5 mm).
5. Uszkodzenie czterolinowego zestawu remontowego do robót szybowych firmy SADEX sp. z o.o.
6. Wpadające do szybu liny nr 1 i 2 uszkodziły kilkanaście dźwigarów (18 szt.), kilka prowadników, uszkodzone zostały liny wyrównawcze obu górniczych wyciągów szybowych oraz głowice naczyń wyciągowych, zerwane zostały kable zasilające łączniki magnetyczne kontroli prędkości maszyn wyciągowych, uszkodzone zostały w 5 miejscach kable 6 kV oraz uszkodzone zostały uchwyty kablowe. Ponadto zniszczone zostały elementy przedziału drabinowego oraz jego osiatkowanie w kilku miejscach na odcinku od poziomu 840 m do rząpia, stwierdzono uszkodzenia prowadzenia kątowego naczyń wyciągowych w rejonie stacji załadowczej przedziału „B”.

4. Powołanie komisji

W dniu 11 sierpnia 2008 r. na podstawie § 4 statutu Wyższego Urzędu Górniczego, stanowiącego załącznik do zarządzenia Ministra Środowiska z dnia 6 września 2007 r. w sprawie nadania statutu Wyższemu Urzędowi Górniczemu

(M.P. Nr 62, poz. 710), Prezes Wyższego Urzędu Górniczego Decyzją Nr 42 powołał Komisję dla zbadania przyczyn i okoliczności awarii górniczego wyciągu szybowego, zaistniałej w dniu 10 sierpnia 2008 r. w Kompanii Węglowej S.A. Oddział Kopalnia Węgla Kamiennego „Bielszowice" w Rudzie Śląskiej.

Komisja działała w następującym składzie:

1) Przewodniczący:
   - mgr inż. Józef Koczwara – Wyższy Urząd Górniczy;
2) Zastępca Przewodniczącego:
   - dr inż. Adam Zygmunt – Urząd Górniczy do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych;
3) Członkowie:
   - prof. dr hab. inż. Józef Hansel – Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie,
   - mgr inż. Zbigniew Ligęza – Wyższy Urząd Górniczy,
   - dr inż. Andrzej Meder – Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG,
   - mgr inż. Janusz Pypłacz – Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego sp. z o.o. w Lędzinach,
   - dr hab. inż. Andrzej Tytko – Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie,
   - mgr inż. Marek Uszko – Kompania Węglowa S.A. w Katowicach;
4) Sekretarz:
   - mgr inż. Marek Szczygieł – Urząd Górniczy do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych.

Przewodniczący Komisji zaprosił do współpracy ekspertów:

- dr inż. Zbigniew Rosner – KGHM Polska Miedź S.A. w Lubinie,
- inż. Piotr Widera – Carbomech sp. z o.o. w Rudzie Śląskiej,
- dr inż. Leszek Kowal – Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG w Gliwicach.

Zadaniem Komisji było:

1) dokonanie analizy przyczyn i okoliczności niebezpiecznego zdarzenia zaistniałego w dniu 10 sierpnia 2008 r., podczas wymiany lin nośnych w górniczym wyciągu szybowym w szybie V w przedziale „B", w Kompanii Węglowej S.A. Oddział Kopalnia Węgla Kamiennego „Bielszowice" w Rudzie Śląskiej;
2) przedstawienie wniosków wynikających z analizy, o której mowa w pkt 1, oraz propozycji zaleceń zmierzających do zapobieżenia podobnym zdarzeniom w przyszłości.

Komisja rozpoczęła prace niezwłocznie i zakończyła je zgodnie z Decyzją Nr 54 Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego w terminie do dnia 28 lutego 2009 r., przedstawiając pisemne wnioski.

5. Przyczyny awarii

Komisja ustaliła, że przyczyną awarii zaistniałej w dniu 10 sierpnia 2008 r. podczas wymiany czterech lin nośnych górniczego wyciągu szybowego przedziału „B" szybu „V" Kompanii Węglowej S.A. Oddział Kopalnia Węgla Kamiennego „Bielszowice" w Rudzie Śląskiej, było wpadnięcie do szybu dwóch nowych lin nośnych opuszczanych do szybu zestawem remontowym do robót szybowych, spowodowane utratą sprzężenia pomiędzy linami a zaciskami tego zestawu.

Utrata sprzężenia pomiędzy linami a zaciskami zestawu remontowego mogła nastąpić w wyniku zmniejszenia się siły zacisku (zaciśnięcia) liny w zaciskach, co mogło być spowodowane lokalną zmianą (zmniejszeniem) średnicy liny, nagromadzeniem się smaru lub nadmiarem wody w zaciskach. Dodatkowo mogło wystąpić oddziaływanie sił o charakterze dynamicznym, które w krótkim interwale czasu powodowały luzowanie lin w zaciskach zestawu.

Wpadnięcie lin do szybu było następstwem zastosowania w „Technologii wymiany lin nośnych (…)" pojedynczego urządzenia dla opuszczania lin do szybu (zestawu remontowego do robót szybowych ZR4x160-450(400)), samodzielnie utrzymującego ciężar lin w szybie bez odpowiedniej nadwyżki obciążeniowej oraz środków asekuracyjnych, zapewniających przejęcie obciążenia w przypadku braku skuteczności lub awarii tego urządzenia.

6. Wnioski

W związku z ustalonymi przez Komisję przyczynami i okolicznościami awarii zaistniałej w dniu 10 sierpnia 2008 r. podczas wymiany czterech lin nośnych górniczego wyciągu szybowego przedziału „B" szybu „V" Kompanii Węglowej S.A. Oddział Kopalnia Węgla Kamiennego „Bielszowice" w Rudzie Śląskiej, uwzględniającymi wyniki ustaleń dokonanych przez Dyrektora Urzędu Górniczego do Badań Kontrolnych Urządzeń Energomechanicznych, a także w oparciu o opracowania zespołów roboczych Komisji pt.:

- „Analiza technologii wymiany lin nośnych, podczas realizacji której w dniu 10 sierpnia 2008 r. nastąpiła awaria w szybie „V" KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice" – KTL AGH Kraków,
- „Ocena techniczna zestawu remontowego do robót szybowych zastosowanego do wymiany lin nośnych górniczego wyciągu szybowego przedziału „B" szybu „V" KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice", w trakcie której w dniu 10 sierpnia 2008 r. nastąpiła awaria" – CMG KOMAG Gliwice,

przyjęto następujące wnioski.

6.1. W sprawie okoliczności awarii

1. Technologia wymiany lin nośnych, podczas realizacji, której w dniu 10 sierpnia 2008 r. nastąpiła awaria w szybie „V" KW S.A. Oddział KWK

„Bielszowice", nie spełniała wymagań punktu 5.30.11. i 5.30.16.2. załącznika nr 4 do rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 139, poz. 1169 oraz z 2006 r. Nr 124, poz.863), w szczególności w zakresie:

- opisu sposobu wykonywania poszczególnych prac,
- obliczeń zastosowanych konstrukcji oraz zacisków linowych,
- doboru sprzętu, maszyn i urządzeń.

2. Zastosowanie w „Technologii wymiany lin nośnych (…)" pojedynczego urządzenia (zestawu remontowego do robót szybowych ZR4x160-450(400) nr fabr. 6/2000) dla opuszczania lin do szybu samodzielnie utrzymującego ciężar lin w szybie bez odpowiedniej nadwyżki obciążeniowej oraz środków asekuracyjnych zapewniających przejęcie obciążenia w przypadku braku skuteczności lub awarii tego urządzenia, nie zapewniało akceptowalnego poziomu bezpieczeństwa prowadzenia robót w odniesieniu do skutków, jakie mogły zaistnieć w przypadku awarii tego urządzenia.

6.2. Dotyczące praktyki prowadzenia robót szybowych, tzw. prac szczególnie odpowiedzialnych

1. Dokumentacje robót szybowych tzw. prac szczególnie odpowiedzialnych, wymagają weryfikacji na zgodność z wymaganiami przepisów punktów 5.29., 5.30., 5.31. załącznika nr 4 do rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 139, poz. 1169 oraz z 2006 r. Nr 124, poz. 863), ze wskazaniem na zgodność w zakresie wymaganej dokumentacji.
2. Urządzenia transportowe i/lub zespoły tych urządzeń w szybach górniczych, w tym urządzenia do opuszczania lin, powinna cechować zdolność do wykonywania ruchów manewrowych, asekurowanych w każdej chwili możliwością wywołania niezależnego hamowania bezpieczeństwa.
3. Zestawy remontowe do robót szybowych, których konstrukcja posiada cechy zestawu remontowego do robót szybowych zastosowanego do wymiany lin nośnych górniczego wyciągu szybowego przedziału „B" szybu „V" KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice", nie posiadają konstrukcji właściwej dla ich zastosowania jako **samodzielne urządzenia** do prowadzenia wymiany lin wyciągowych. Zarówno konstrukcja mechaniczna przedmiotowego zestawu, jak i sposób sterowania nie są zaprojektowane dla pracy wykonywanej cyklicznie i trwającej wiele godzin, gdyż ***nie uwzględniają możliwych do przewidzenia sytuacji odbiegających od normalnych***, a w szczególności wynikających z ***niewygody, zmęczenia i obciążenia psychicznego odczuwanego przez operatora***.
4. Zestawy remontowe do robót szybowych, których konstrukcja posiada cechy zestawu remontowego do robót szybowych zastosowanego do wymiany lin nośnych górniczego wyciągu szybowego przedziału „B" szybu

„V" KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice", mogą być stosowane wyłącznie do okresowego odciążenia elementów górniczego wyciągu szybowego, w tym również podczas prowadzenia robót szybowych związanych z wymianą lin wyciągowych.

5. Wprowadzone do obrotu zestawy remontowe do robót szybowych, będące maszynami w rozumieniu przepisów rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. Nr 259, poz.2170), powinny spełniać wymagania tego rozporządzenia (wcześniej rozporządzenia Ministra Gospodarki, Pracy i Polityki społecznej z dnia 10 kwietnia 2003 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa - Dz.U. Nr 91, poz. 858).

6.3. W sprawie zmiany obowiązujących regulacji prawnych

W świetle wyniku prac Komisji, a w szczególności wobec stwierdzonej wyjątkowości technologii wymiany lin nośnych górniczego wyciągu szybowego przedziału „B" szybu „V" KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice" oraz wad tej technologii, zaproponowano zmianę niektórych wymagań przepisów punktu 5.30. załącznika nr 4 do rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. Nr 139, poz. 1169 oraz z 2006 r. Nr 124, poz. 863).

Uwaga: *Zmiany oznaczono czcionką cieniowaną.*

5.30. Warunki opuszczania maszyn, urządzeń i materiałów.

5.30.10. Do prac szczególnie odpowiedzialnych zalicza się w szczególności:

1) zakładanie i wymianę lin wyciągowych, kół linowych, naczyń wyciągowych,

2) opuszczanie kabli oraz maszyn i urządzeń nie mieszczących się w naczyniach wyciągowych,

3) wymianę i zabudowę prowadników oraz dźwigarów szybowych,

4) usuwanie skutków awarii szybowych,

5) demontaż wyciągu szybowego i likwidację szybu.

5.30.11. Prace szczególnie odpowiedzialne prowadzi się zgodnie ze szczegółową technologią opracowaną przez kierownika działu energomechanicznego, zaopiniowaną przez rzeczoznawcę ds. ruchu zakładu górniczego i zatwierdzoną przez kierownika ruchu zakładu górniczego. Szczegółowa technologia powinna zawierać w szczególności:

1) opis sposobu wykonania poszczególnych prac,

2) obliczenia w szczególności: zastosowanych konstrukcji oraz zacisków linowych,

3) warunki bezpieczeństwa,

4) *dobór sprzętu, maszyn i narzędzi,*

5) *zasady postępowania i podział czynności w przypadku konieczności zatrudnienia do prowadzenia robót pracowników innych przedsiębiorców,*

6) *warunki nadzoru nad prowadzonymi pracami, z tym że wymianę i zakładanie lin, naczyń oraz kół linowych prowadzi się pod kierownictwem osób wyższego dozoru ruchu oraz pod nadzorem kierownika działu energomechanicznego,*

7) *spis dokumentów, na podstawie których opracowano technologię.*

5.30.16. Warunki zakładania i wymiany lin oraz naczyń wyciągowych.

5.30.16.1. Przed przystąpieniem do wykonania prac przygotowawczych do zakładania i wymiany lin oraz naczyń wyciągowych:

1) *przeprowadza się analizę operatu mierniczego elementów:*
   a) *zbrojenia szybowego,*
   b) *wyposażenia konstrukcji trzonu wieży,*
   c) *wyposażenia rząpia szybowego,*
   d) *ustawienia kół linowych kierujących,*
   e) *tarczy pędnej lub bębnów maszyny wyciągowej,*
2) *sprawdza się:*
   a) *naczynia wyciągowe pod względem zgodności ich wykonania z dokumentacją techniczną,*
   b) *liny w zakresie ich zgodności z dokumentacją techniczną,*
   c) *fundamenty windy frykcyjnej (lub kołowrotu) oraz fundamenty kół linowych kierujących,*
   e) *zaciski zrębowe oraz ich dopuszczalną obciążalność,*
   f) *zgodność elementów zawieszenia naczyń wyciągowych i zawieszenia lin wyrównawczych z zaświadczeniami wytwórcy oraz zaświadczeniami potwierdzającymi próby obciążenia,*
   g) *windy frykcyjne (kołowroty) w zakresie: kompletności montażu, pewności zasilania, obciążalności zacisków zakładanych na tarczy pędnej, sygnalizacji i środków łączności,*
3) *dokonuje się analizy przygotowania maszyny wyciągowej (układu hamulcowego) do utrzymania maksymalnej nadwagi.*

Z wykonania powyższych czynności sporządza się protokół.

5.30.16.2. Technologia, o której mowa w punkcie 5.30.11. powinna uwzględniać:

1) *opis czynności związanych z przeciąganiem nakładanych lin do miejsca oprawienia w zaciski,*
2) *opis sposobu transportu naczyń wyciągowych do trzonu wieży wyciągowej,*

3) *opis budowy i lokalizacji pomostów służących do połączenia lin z zaciskami zawieszenia oraz zawieszeń do naczyń wyciągowych,*
4) *obliczenia wytrzymałościowe elementów służących do posadzenia naczyń wyciągowych, przy czym obliczeniowy współczynnik nie może być mniejszy od 5 dla maksymalnego planowanego obciążenia,*
5) *obliczenia liczby zacisków służących do uchwycenia liny na zrębie szybu,*
6) *opis sposobu dokonywania prób obciążenia w celu stwierdzenia nośności zacisków stosowanych do uchwycenia liny na tarczy pędnej i wyniki tych prób,*
7) *opis sposobu konwojowania naczyń; dopuszcza się następujące metody konwojowania naczyń:*
   a) *naczyniem z sąsiedniego przedziału,*
   b) *innym urządzeniem,*
   c) *przedziałem drabinowym,*
   d) *opuszczanym naczyniem, o ile spełnione będą następujące warunki:*
      - *kierownik działu energomechanicznego wyznaczy osoby dozoru ruchu oddziału szybowego do konwojowania,*
      - *między osobami konwojującymi a stanowiskiem na nadszybiu jest pewnie działająca łączność,*
      - *opracowany zostanie sposób ewakuacji na wypadek wystąpienia nagłego zagrożenia,*
      - *zapewnione będzie bezpieczne wyjście osób konwojujących, z naczynia wyciągowego na docelowy poziom,*
8) *szczegółowe określenie poziomu posadzenia naczyń,*
9) *określenie sposobu budowy pomostów zakrycia szybu na zrębie,*
10) *warunki próby utrzymania maksymalnej nadwagi przed obcięciem lin od windy służącej do ich zakładania,*
11) *warunki przygotowania układu hamulcowego maszyny wyciągowej dla utrzymania maksymalnej nadwagi występującej podczas zakładania,*
12) *opis współdziałania z pracownikami innych przedsiębiorców i zakres wykonywania przez nich prac,*
13) *określenie środków łączności oraz sposobu porozumienia się pomiędzy stanowiskami pracy:*
    - *windy frykcyjnej,*
    - *maszyny wyciągowej,*
    - *zrębu szybu,*
    - *osobami dokonującymi konwojowania.*

7. Podsumowanie

- Uszczegółowienie przepisu punktu 5.30.10. podpunkt 1) oraz punktu 5.30.16. określi jednoznacznie, że zakładanie i/lub wymiana lin równorzędnie należy do prac szczególnie odpowiedzialnych.
- Zmiana treści punktu 5.30.11. w zakresie zobowiązania kierownika działu energomechanicznego zakładu górniczego do opracowania technologii prac szczególnie odpowiedzialnych, uczyni go jednoznacznie odpowiedzialnym za jej ustalenia. Wydanie opinii o technologii prac szczególnie odpowiedzialnych przez rzeczoznawcę do spraw ruchu zakładu górniczego będzie klasycznym przypadkiem udziału tzw. „trzeciej strony" w kształtowaniu poziomu bezpieczeństwa technicznego i będzie potwierdzeniem lub zaprzeczeniem akceptowalności poziomu bezpieczeństwa prowadzenia prac, w odniesieniu do skutków, jakie mogą zaistnieć w przypadku awarii.
- Obowiązek sporządzenia protokółu z czynności, o których mowa w punkcie 5.30.16.1. zapewni rejestrację i utrwalenie opisu stanu wyjściowego przed przystąpieniem do prac.
- Uszczegółowienie przepisu punktu 5.30.16.2. w zakresie przywołania postanowień punktu 5.30.11. ma charakter porządkowy dla jednoznacznego wskazania tożsamości dokumentu.

Zastosowanie maszyn i urządzeń w zakładach górniczych, do prowadzenia robót szybowych wiąże się ze znacznym ryzykiem dla obsługi i innych urządzeń znajdujących się w strefie oddziaływania tych maszyn. W związku z tym maszyny i urządzenia, oraz technologie opracowane dla robót szybowych z ich wykorzystaniem powinny się znajdować pod szczególnym nadzorem osób odpowiedzialnych za ich wykorzystanie, opracowanie i zatwierdzenie do stosowania.

Literatura

1. 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 z 2006 r. Nr 124, poz. 863).
2. Sprawozdanie Komisji powołanej przez Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego dla zbadania przyczyn i okoliczności awarii górniczego wyciągu szybowego zaistniałej w dniu 10 sierpnia 2008 r. w zakładzie górniczym Kompanii Węglowej S.A. Oddział KWK „Bielszowice" w Rudzie Śląskiej.

Gospodarka i zarządzanie wyposażeniem maszyn wyciągowych w tunelu Gotthard-Base - Szyb 1 Sedrun, na przykładzie maszyn wyciągowych zaprojektowanych, uruchomionych i obsługiwanych przez firmę SIEMAG M-Tec²

Jörg Arloth, Armin Heller – PC-Soft GmbH, **Henryk Michalski** – SIEMAG M-Tec² GmbH

Streszczenie. Firma SIEMAG M-Tec² jest wiodącą na świecie firmą w zakresie rozwoju, planowania, konstrukcji, produkcji i montażu oraz kompletnych urządzeń szybowych. Ważną dziedziną jej działalności jest również chłodnictwo. W pracy przedstawiono gospodarkę i zarządzanie wyposażeniem maszyn wyciągowych w tunelu Gotthard-Base Szyb 1 Sedrun, na przykładzie maszyn wyciągowych zaprojektowanych, uruchomionych i obsługiwanych przez firmę SIEMAG M-Tec².

1. Wprowadzenie

Do budowy najdłuższego tunelu kolejowego na świecie, który powstaje w Szwajcarii, trzeba przetransportować szybem tysiące ton urobku skalnego, ludzi oraz materiał niezbędny do rozbudowy tunelu. Codziennie, 24 godziny na dobę. Ze względu na trudne warunki panujące pod ziemią sterowanie napędu i systemu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej musi spełniać wysokie wymagania techniczne.

Celem spełnienia tych wymagań, firma SIEMAG M-TEC², odpowiedzialna za transport szybowy, zdecydowała się na zastosowanie systemu **zedas®asset** firmy PC-Soft, kontrolującego maszynę i zarządzającego serwisem w zależności od stanu zużycia materiału. Dzięki zastosowaniu tego systemu wzrosła niezawodność, dyspozycyjność oraz wydajność.

2. Partnerzy realizujący przedsięwzięcie

SIEMAG M-TEC² jest wiodącą na świecie firmą w zakresie rozwoju, planowania, konstrukcji, produkcji, montażu i rozruchu kompletnych urządzeń szybowych. Ważną dziedzinę jej działalności stanowi także chłodnictwo.

Specjalizacją SIEMAG M-TEC² są następujące maszyny i urządzenia:

- wielolinowe maszyny wyciągowe w szybach i upadowych systemu KOEPE z silnikiem budowanym na zewnątrz lub wewnątrz koła pędnego,
- wielolinowe maszyny wyciągowe BLAIRE,
- maszyny jedno- i dwubębnowe,
- systemy hamulcowe,
- windy frykcyjne do nakładania lub wymiany lin oraz windy ratownicze,
- systemy chłodnicze dla górnictwa,
- specjalistyczne systemy szybowe – dla odpadów nuklearnych i toksycznych.

Ciężary użytkowe do 65 t, prędkości do 20 m/s, urządzenia wielolinowe z maksymalnie 10 linami, transport szybowy do głębokości 3000 m, silniki o mocach także powyżej 13 MW.

Maszyny wyciągowe projektowane są pod kątem specyficznych warunków i wymogów lokalnych, na podstawie niemieckich przepisów bezpieczeństwa. SIEMAG M-TEC² opracowała system wymiennika ciśnieniowego odpowiadającego najnowszym rozwiązaniom technicznym chłodnictwa w kopalniach oraz tunelach.

Podstawą sukcesu jest ciągłe doskonalenie palety produktów. Firma, wraz z centralą w Niemczech i filiami w Chinach, Szwajcarii, RPA i USA, zatrudnia 250 pracowników.

Firma PC-SOFT, mająca siedzibę w Brandenburgii, została założona w 1990 roku.

Jest firmą niemiecką o zasięgu międzynarodowym, oferującą kompleksowe oprogramowanie w zakresie zarządzania maszynami w przemyśle i w zakresie transportu kolejowego. Z centralą w Senftenbergu i biurem w regionie Rhine-Main, zatrudnia 55 pracowników, którzy wspomagani przez międzynarodową sieć wysoko wykwalifikowanych specjalistów, realizują projekty o wysokich wymaganiach. Firma posiada wieloletnie doświadczenie w projektach dotyczących zarządzania wyposażeniem zakładów (górnictwo, magazynowanie gazu, transport i energetyka).

Zakres oferowanych prac obejmuje:

- opracowanie oprogramowania,
- analizę procesów,
- opracowanie infrastruktury IT, instalację i porady,
- instalację oprogramowania i dopasowanie go do potrzeb klienta,
- szkolenia i porady dla użytkowników.

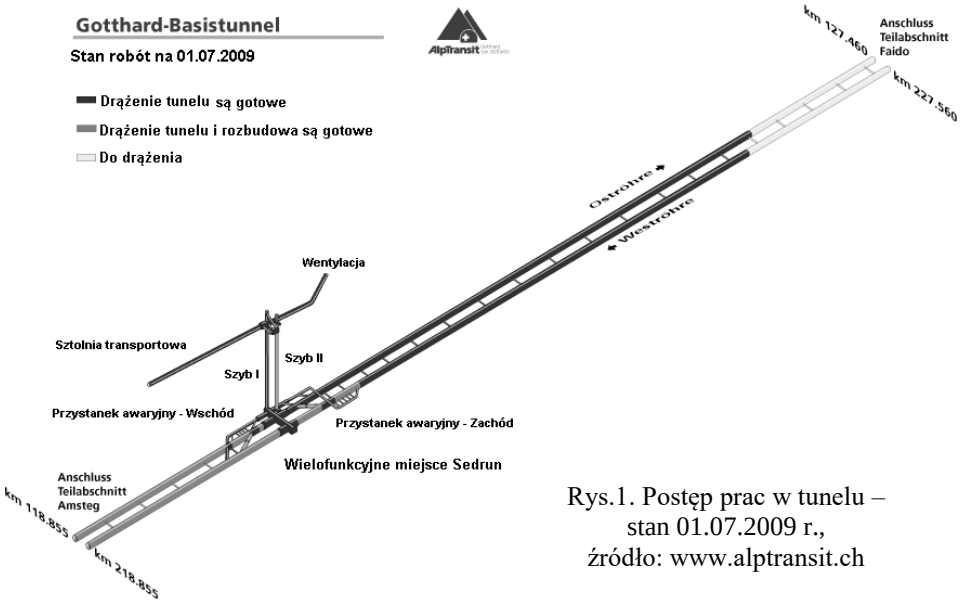
System zedas firmy PC-SOFT jest stosowany od wielu lat w kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego Vattenfall Mining AG na Łużycach. System ten znalazł także zastosowanie w kopalniach miedzi w Chile, magazynach gazu ziemnego oraz obrabiarkach cyfrowych, a także w firmach produkcyjnych, kolejnictwie oraz przy produkcji i eksploatacji pojazdów szynowych. Szerokie zastosowanie gwarantuje ciągły rozwój oprogramowania.

Od wizji do misji

Przyszłościowe zakłady produkcyjne powinny się same kontrolować, automatycznie rozpoznawać parametry produkcji. Ograniczenia możliwości produkcji oraz konieczność serwisu powinny być wcześniej zgłaszane, żeby nie były zaskoczeniem dla odpowiedzialnych za produkcję.

(źródło: NAMUR AK 4.13 „Asset Management“ in atp 11.2007)

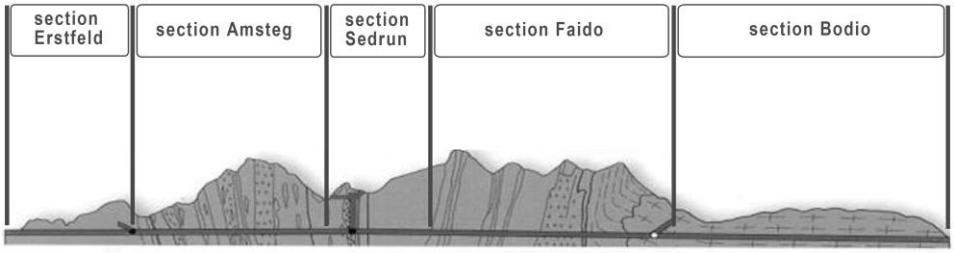
3. Opis przedsięwzięcia



Rys.1. Postęp prac w tunelu – stan 01.07.2009 r., źródło: www.alptransit.ch

Prace związane z budową tunelu Gotthard-Base, najdłuższego tunelu kolejowego świata, rozpoczęto w 2002 roku. Tunel jest drążony z obu końców jednego szybu i dwóch pochylni. Maszyna wyciągowa firmy SIEMAG M-TEC² jest zainstalowana w środku góry, 800 m powyżej tunelu w Sedrun.

Dojazd do zrębu jest sztolnią, której wylot znajduje się w pobliżu centrum Sedrun. Z powodu trudnych warunków geologicznych firma AlpTransit zdecydowała o budowie szybu, który umożliwia budowę odcinka pośredniego.



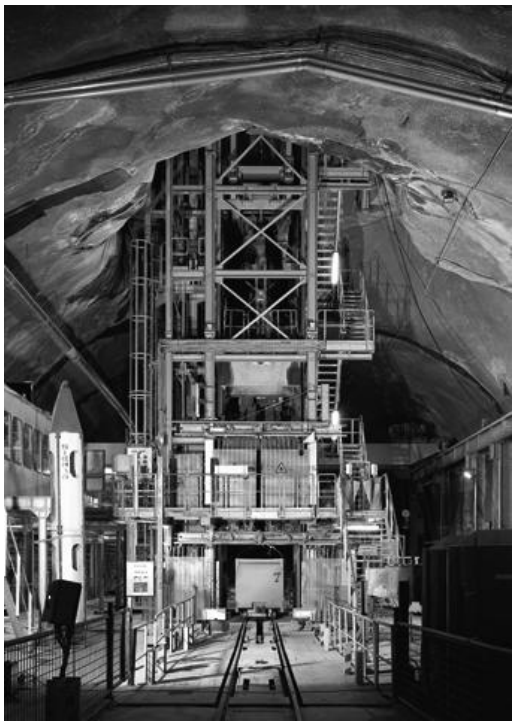
Rys.2. Tunel w przekroju

Od 2011 roku trasę Zurych-Mediolan będą pokonywały szybkościowe pociągi w 2 godziny 10 minut. Będzie to możliwe dzięki budowie nowej trasy w Szwajcarii, która przebiega przez 3 tunele. Najdłuższy z nich to tunel Gotthard-Base o długości 57 km, lecz zanim tunel będzie gotowy trzeba przetransportować szybem tysiące ton urobionej skały, ludzi i materiał niezbędny do rozbudowy tunelu. Transport szybowy jest zawsze wąskim gardłem. Dlatego bardzo ważne jest, żeby dobrze funkcjonował. Firma SIEMAG M-TEC² osiąga to dzięki znakomitej technice i serwisowi dopasowanemu do uwarunkowań.

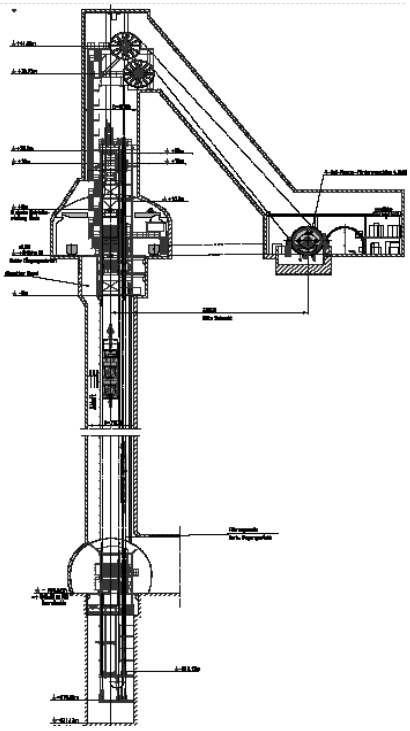
4. Projekt – szyb 1

Szyb 1 firmy SIEMAG M-TEC² zapewnia na nadszybiu i podszybiu w pełni zautomatyzowany transport urobku i materiału do budowy tunelu. Od 2002 r. 20 pracowników firmy SIEMAG M-TEC² zapewnia całodobowo eksploatację i serwis szybu 340 dni w roku, 7 dni w tygodniu.

Maszyna wyciągowa zrębowa konstrukcji SIEMAG M-TEC^2 z ciernym kołem pędnym systemu Koepe o następujących parametrach:



Rys.3. Zrąb szybu 1



Rys.4 Przekrój szybu 1

Dane techniczne:

–	Przekrój szybu	7,90 m
–	Głębokość	796 m
–	Prędkość transportowa	16 m/s
–	Prędkość jazdy ludzi	12 m/s
–	Nośność użytkowa	50,8 t
–	Wydajność, urobek skalny	6350 t/dzień
–	Jazda ludzi	60 osób
–	Kopacytet jazda ludzi	960 osób/dzień
–	Moc	4176 kW

Certyfikat: DIN ISO 9000:2001. Obowiązujące przepisy: TAS/BVOS.

Dodatkowo w szybie jest zainstalowana jednolinowa pomocnicza maszyna bębnowa o nośności 1,6 t dla jazd awaryjnych.

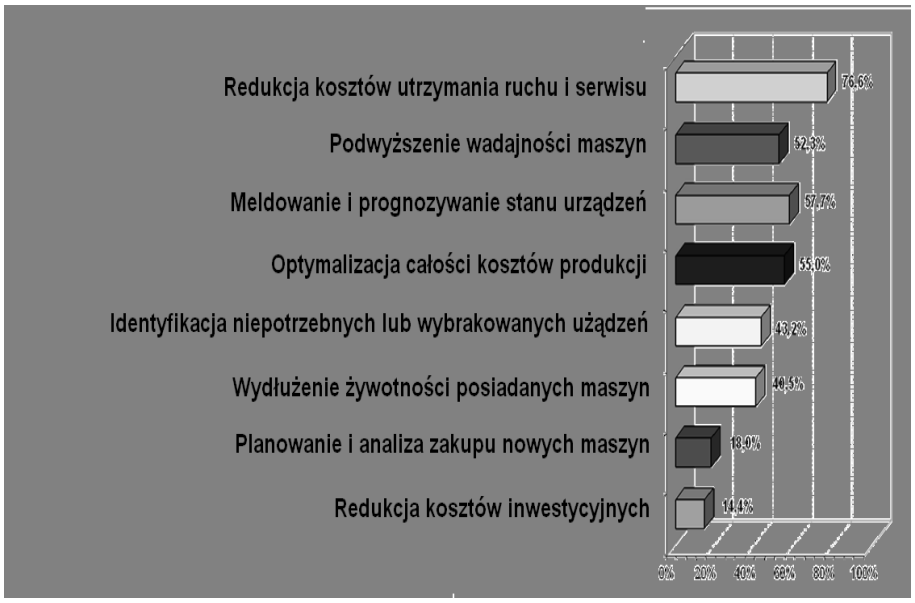
Rys.5. Napęd maszyny wyciągowej szybu 1

5. Cele projektu

- Przegląd i zwiększenie dyspozycyjności przy jednoczesnym obniżeniu kosztów.
- Przegląd stanu bezpieczeństwa i dokumentacja niezbędnych zadań oraz kontrola zgodności z obowiązującymi przepisami.
- Kontrola i dokumentacja wszystkich prac serwisowych.
- Korzystając z doświadczenia ciągle podwyższać niezawodność, dyspozycyjność, łatwość obsługi serwisowej i bezpieczeństwa, przy jednoczesnym ulepszaniu stanu techniki, optymalizacji pracy i strategii serwisu.
- Redukcja kosztów i strat produkcji (kar konwencjonalnych) przez wydłużenie interwału serwisu, przy uwzględnieniu aktualnego stanu i obciążenia urządzeń.
- Instalację właściwej, pewnej, i możliwej do rozbudowy IT infrastruktury dla połączenia miejsca produkcji z centralą.

Znajomość materii i doświadczenie firmy SIEMAG M-TEC² w planowaniu wykonaniu, eksploatacji i serwisie urządzeń wyciągowych zapewnia właściwą podstawę do podejmowania decyzji do dalszego ulepszania produktów, obsługi i strategii serwisu.

PODSTAWY - Cele zarządzania majątkiem zakładowym



PODSTAWY - Klasyfikacja gospodarki parkiem maszynowym dostosowanej do specyfiki zakładu

Całościowa ocena procesu produkcyjnego.

Urządzenia urabiające, transportujące i chłodzące w górnictwie są oceniane na podstawie: bezpieczeństwa, niezawodności, dyspozycyjności, wydajności oraz wysokości kosztów utrzymania ruchu. Potrzebne do tego doświadczenie po stronie wykonawcy, obsługi i serwisu jest w praktyce bardzo niejednolite. Zgromadzone w głowach doświadczonych pracowników, w tabelach, bazach danych, zakładowych zarządzeniach, dokumentach oraz modułach serwisu z ERP-systemów. Przy całościowym ujęciu tych urządzeń, jako stanu majątkowego i utrzymania zdolności produkcyjnej widać, że dla optymalnych decyzji dotyczących użytkowania tych urządzeń (Opex) oraz ich wymiany przez zakup nowych maszyn (Capex) zarówno mnóstwo danych i informacji oraz wydajne narzędzia są niezbędne, które umożliwiają centralny dostęp do maksimum informacji i doświadczeń. Taki system komunikuje z tymi urządzeniami i umożliwia rozbudowę potencjału użytkowego. To dotyczy wykonawców, ekipy serwisowe, użytkownika odpowiedzialnego za produkcję i serwis, serwisowe firmy zewnętrzne, ubezpieczalnie, banki, aż do nadzoru technicznego.

OGNIWO między maszynami i dyrekcją - zedas®asset - system zarządzania maszynami i urządzeniami

Nowoczesne urządzenia w górnictwie są wyposażone w sterowniki i wizualizację oraz oczujnikowanie. Podłączenie do centralnego PLS (SCADA) umożliwia optymalne sterowanie całych linii produkcyjnych z centrali sterowniczej,

w celu zapewnienia ciągłości produkcji i celów gospodarczych. Pracownicy odpowiedzialni za niezawodność funkcjonalność tych urządzeń używają często EPR-systemy z modułami dla serwisu. Systemy te szacują urządzenia na podstawie kosztów i wspomagają optymalizację naprawczych i zapobiegawczych prac serwisowych.

Placement of zedas®asset according to NAMUR-recommendation NE91

CELE - zedas®asset – Platforma jednocząca

Zastosowanie systemu zarządzania maszynami **zedas®asset** umożliwia integrację pomiędzy maszynami i EPR-systemem, wspomaga optymalizację strategii serwisu oraz utrzymania ruchu. Dzięki temu jest możliwy podział serwisu w ERP-systemie na elektryczny serwis, mechaniczny serwis, kontrolę jakości, kontrolę energii. W praktyce oznacza to:

- dowolną głębokość struktur,
- pole widzenia na urządzenie zależne od funkcji,
- analizy i wyniki opracowań dla wszystkich komponentów, urządzeń i miejsc produkcji.

Ciągła optymalizacja oznacza, że następujące punkty będą ciągle opracowywane:

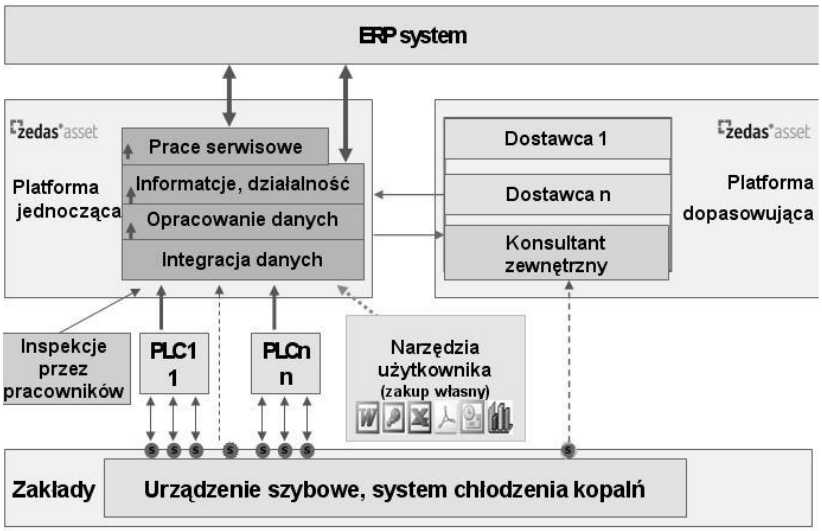
- analiza słabych ogniw w procesie przemysłowym,
- optymalizacja urządzeń,
- ocena stanu rzeczywistego urządzeń,
- monitoring – meldunki,
- prace serwisowe.

OPC wejście umożliwia wymianę informacji, takich jak: ilość urobku, czas pracy urządzenia, ilość załączeń. Dalsze możliwości to analiza awarii, opracowanie danych i optymalizacja cyklicznych, zapobiegawczych prac serwisowych.

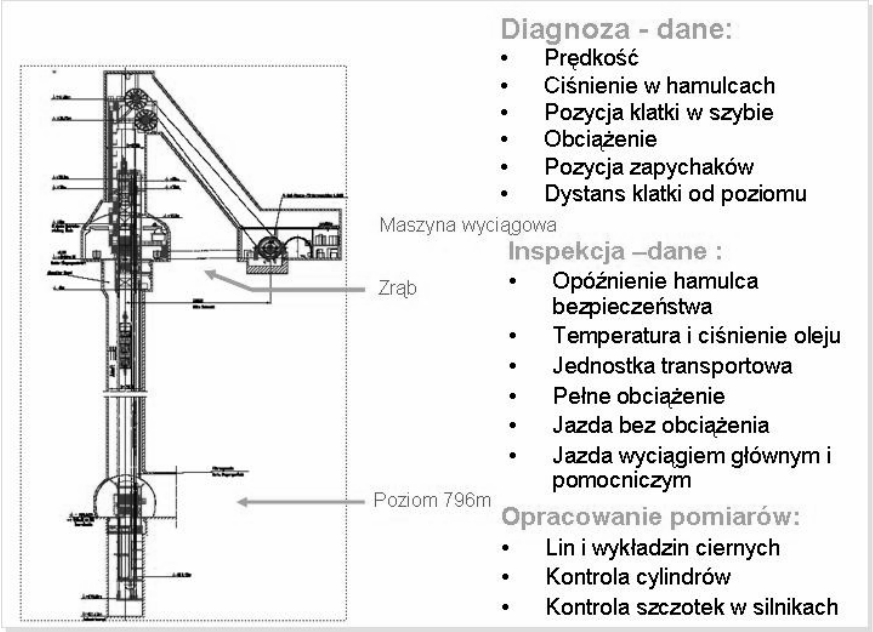
NARZĘDZIA - zedas®asset – Platforma adaptująca

Jako platforma jednocząca zbiera **zedas®asset** informacje ze wszystkich mu dostępnych źródeł (manualne inspekcje, różne sterowniki, oprogramowania) i integruje je w jednolitą strukturę. Przy zachowaniu reguł i funkcjonalnych zależności używanego przez zakład oprogramowania. W ten sposób powstaje zcentralizowane narzędzie zarządzania.

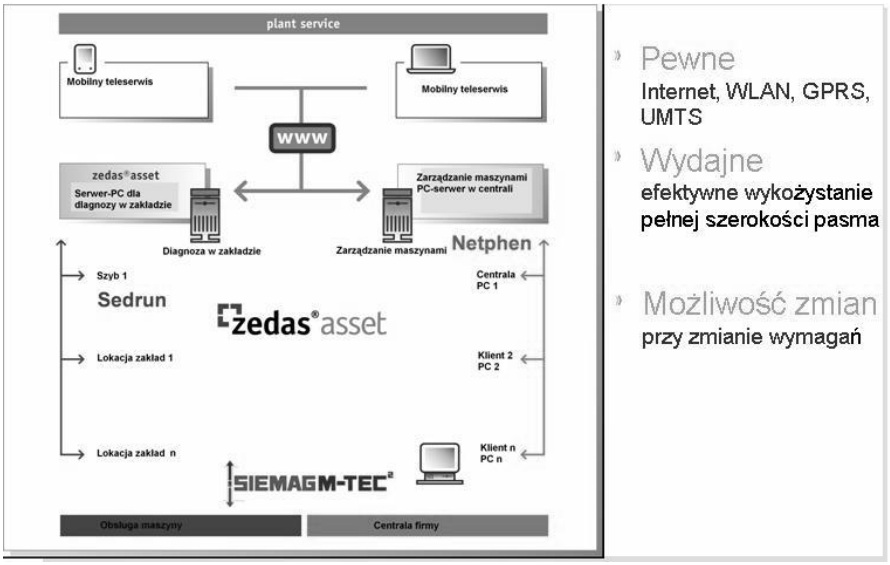
Jako platforma adaptująca potrafi **zedas®asset** dostarczone przez lieferantów urządzeń oprogramowanie wzbogacić poprzez dodatkowe dane, jak również wyniki opracowane przez te oprogramowania dać do dyspozycji w centralnej bazie danych.



Powyższa tabela przedstawia jak **zedas®asset** wspomaga procesy produkcyjne i wskazuje zależności między zbieraniem danych i optymalizacją procesów. Dane z procesów produkcyjnych będą uszlachetnione przez ich oszacowanie i dodatkowe informacje i doświadczenia serwisowe i od lieferantów.



Infrastruktura komunikacji



Wnioski:

- **Zarządzanie parkiem maszynowym na podstawie realnych danych zedas®asset stwarza przejrzystość dla zależności między:**
  - historią wyposażenia (wymiany komponentów, zakłóceń, obsługi serwisowej, …),
  - historią wydajności (okresem użytkowania, częstotliwość transportu, ładowność,…),
  - historią kosztów (interne i eksterne koszty pracy i materiału).

  oraz wspomaga firmę SIEMAG M-TEC² w zminimalizowaniu kosztów, zoptymalizowaniu wyposażenia i produkcji.
- **Efektywne dopasowane systemu zarządzania do wymagań urządzenia:**
  - sprawdzone oprogramowanie zarządzania urządzeniami,
  - doświadczenie zawodowe,
  - doświadczenie w obsłudze,
  - doświadczenie w pracach serwisowych,
  - niezawodna i pewna infrastruktura oprogramowania.
- **Następne kroki**
  - zastartować zedas®asset StateViewer dla wizualizacji istniejących warunków i stanu urządzenia,
  - integracja nowych kompleksów diagnozy,
  - automatyczna inspekcja lin,
  - nowy system hamulcowy,
  - zintegrowanie nowych zakładów na całym świecie.

6. Podsumowanie

zedas®asset jako system bliski urządzeniom wspomaga wydajne i oparte na udokumentowanej wiedzy, bazującej na pracy wszystkich mających do czynienia z utrzymaniem ruchu, pracami serwisowymi i utrzymaniem zdolności produkcyjnej maszyn (wytwórcę, operatorów, serwisu w pełnym zakresie).

Oprogramowanie zedas®asset można dopasować do każdego urządzenia i w razie jego rozbudowy można go znowu dopasować.

Dzięki platformom, takim jak: Internet, WLAN, UMTS, CAN-Bus, Industrial Ethernet itd. możliwe są różnorodne scenariusze dla zastosowania i umożliwienia współpracy między działem inwestycji, biurami technicznymi, operatorami, serwisem oraz firmami zewnętrznymi.

Maszyny wyciągowe ze zintegrowanym silnikiem

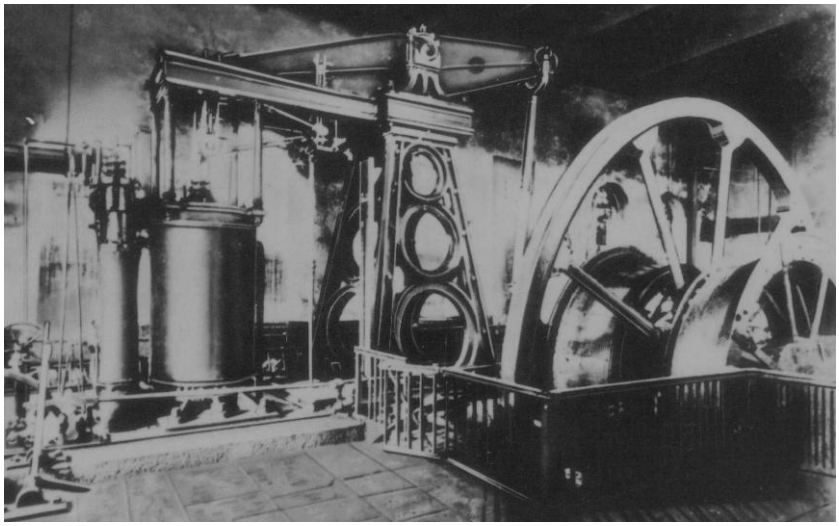
Henryk Michalski – SIEMAG M-TEC² GmbH

Streszczenie. Przedstawiono osiągnięcia firmy SIEMAG M-TEC² w zakresie maszyn wyciągowych ze zintegrowanym silnikiem. Zaprezentowano ich zalety oraz wybrane przykłady instalacji w Chinach, Hiszpanii, Niemczech i RPA, a także referencje. Ponadto przedstawiono zagadnienia przebudowy hamulca bębnowego na tarczowy oraz wymiany lin maszyn wyciągowych z zastosowaniem windy frykcyjnej firmy SIEMAG M-TEC².

1. Zalety maszyn wyciągowych ze zintegrowanym silnikiem

Ważniejsze etapy w historii maszyn wyciągowych:

- 1877 r.: wynalezienie ciernego koła pędnego przez C. F. Koepe,
- 1896 r.: pierwsza SIEMAG M-TEC maszyna wyciągowa frykcyjna,
- 1899 r.: pierwsza maszyna wyciągowa dwubębnowa z napędem elektrycznym,
- 1987 r.: pierwsza maszyna wyciągowa ze zintegrowanym silnikiem.



Rys.1. Parowa maszyna wyciągowa z 1855 roku

Średnica koła pędnego	5,6 m
Liczba lin	4
Transportowany materiał	węgiel
Ciężar użytkowy	20 t
Moc	2200 kW
Prędkość	12 m/s
Instalacja	1987 r.

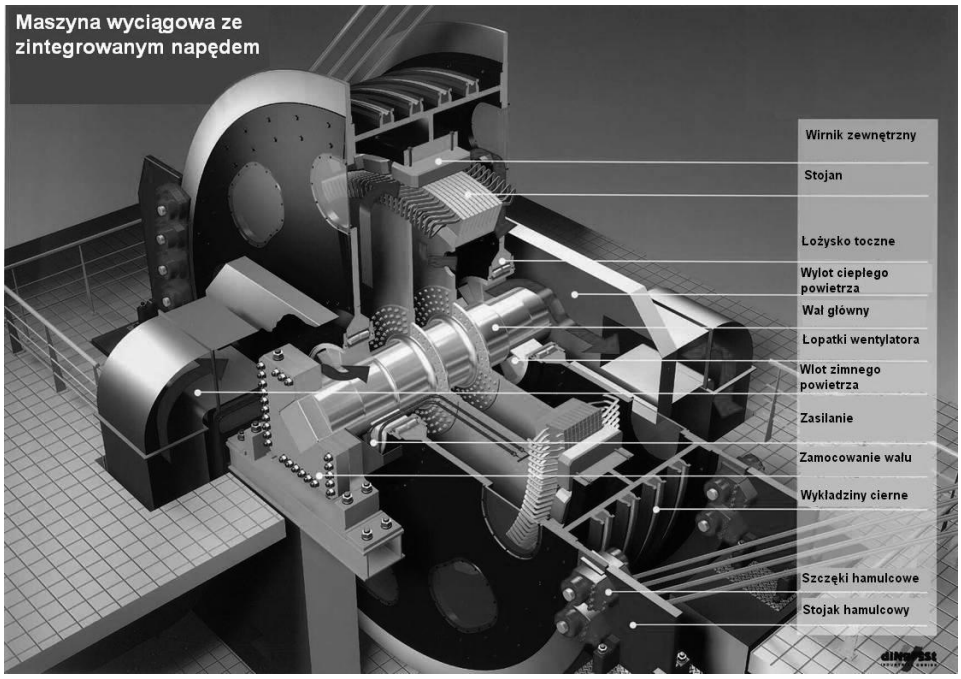
Maszyna wyciągowa została przeniesiona z Romberg do Lerche w roku 2001.

Rys.2. Pierwsza maszyna wyciągowa ze zintegrowanym silnikiem została zainstalowana w kopalni Romberg w Niemczech

W maszynach zintegrowanych zastosowano silnik synchroniczny jednak zmieniono pozycję stojana i wirnika. Uzwojenia stojana umieszczono na wale w miejscu uzwojenia wirnika. Uzwojenie wirnika umieszczono na obrotowym korpusie w miejsce uzwojenia stojana. W ten sposób uzyskano zaletę obrotowego korpusu silnika, który równocześnie pełni funkcję ciernego koła pędnego i bezpośrednio przenosi moment obrotowy poprzez wykładziny cierne na liny. Uniknięto jednak potrzeby doprowadzenia prądu stojana poprzez pierścienie ślizgowe. Tak jak w normalnym silniku synchronicznym uzwojenie wirnika jest zasilane poprzez pierścienie ślizgowe.

Dodatkowe zalety maszyny wyciągowej ze zintegrowanym silnikiem to:

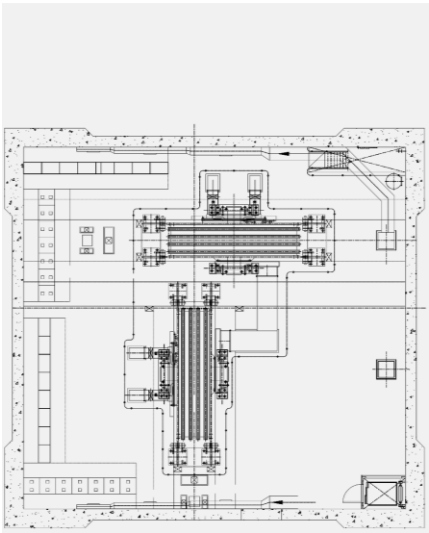
- prosta konstrukcja,
- 2-punktowe obciążenie fundamentu,
- statycznie obliczalny mechaniczny system,
- pełna symetria,
- stacjonarny wał, bez zmęczenia materiału spowodowanego przez uginanie,
- uginanie wału nie powoduje zmian w szczelinie powietrznej w silniku,
- moment obrotowy jest bezpośrednio przenoszony na liny,
- nagrzanie wirnika i stojana nie powoduje sił działających na fundament,
- nagrzanie wirnika i stojana nie ma powoduje ekscentryczności układu,
- kompaktowy obrys maszyny,
- ułatwiony serwis i prace kontrolne.



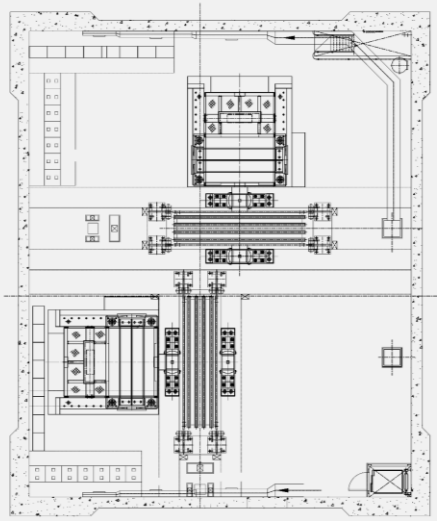
Rys.3. Maszyna wyciągowa zintegrowana w przekroju

Zintegrowana maszyna wyciągowa zajmuje znacznie mniej miejsca niż tradycyjna. W zależności od konfiguracji maszyn wyciągowych osiągamy oszczędność miejsca o przynajmniej 25%.

Przykład dwóch maszyn wyciągowych ustawionych pod kątem 90° przedstawiono na rysunkach 4 i 5.

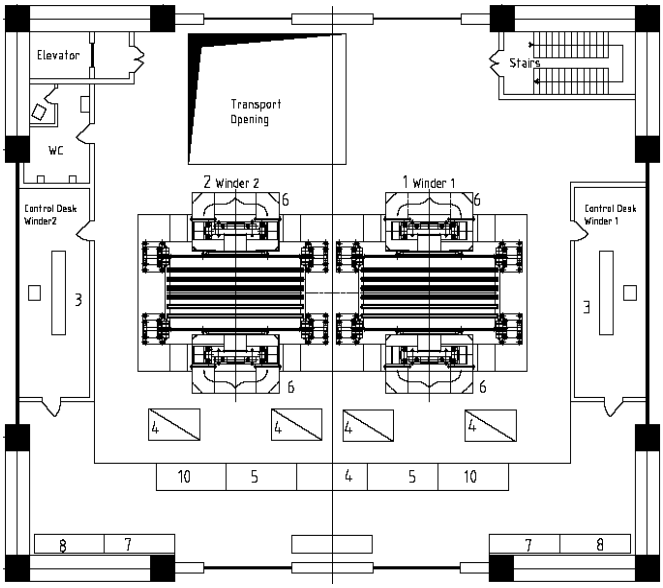


Rys.4. Zintegrowana

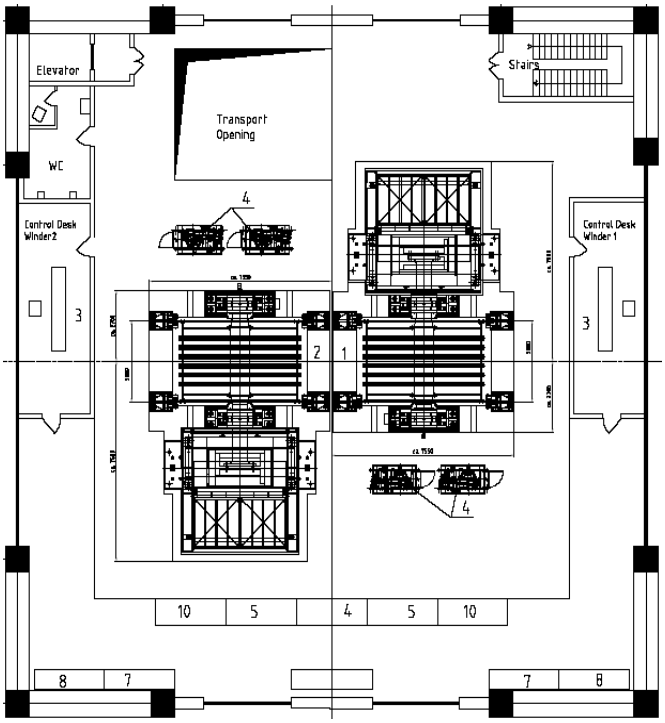


Rys.5. Tradycyjna

Przykład dwóch maszyn wyciągowych ustawionych w jednej linii przedstawiono na rysunkach 6 i 7.

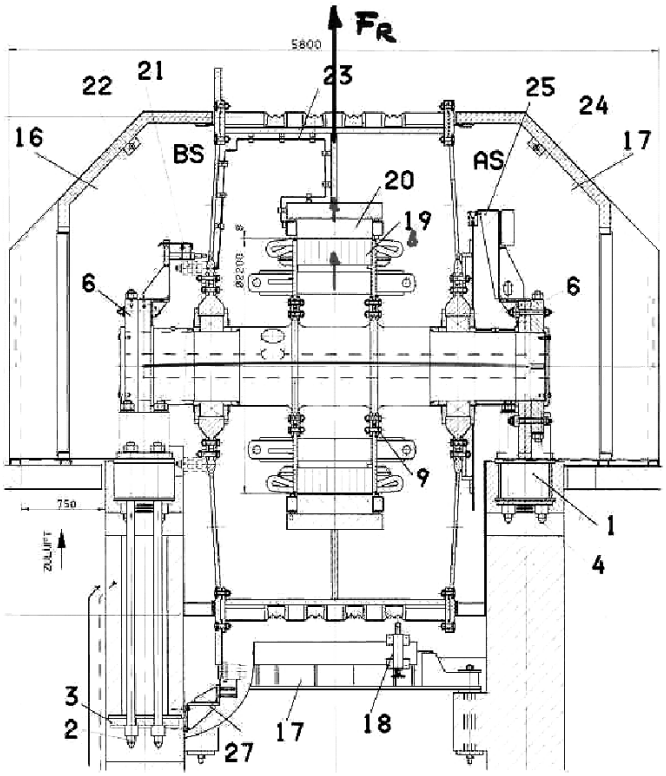


Rys.6. Zintegrowana

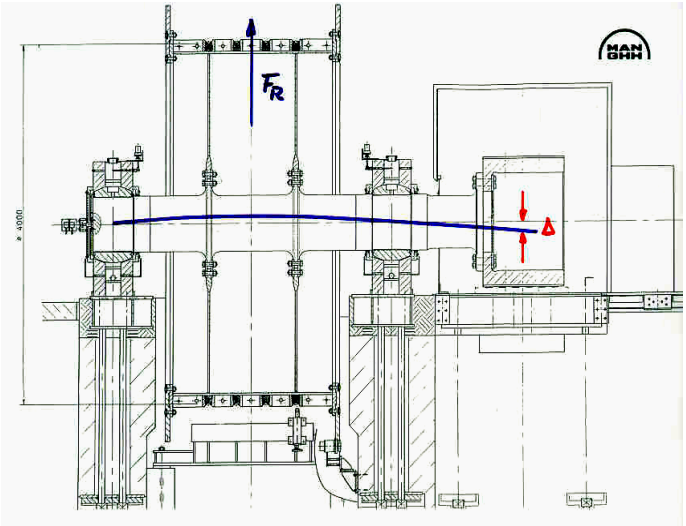


Rys.7. Tradycyjna

Ugięcie wału napędowego w tradycyjnej i zintegrowanej maszynie wyciągowej przedstawiono na rys. 8 i 9.



Rys.8. Tradycyjna



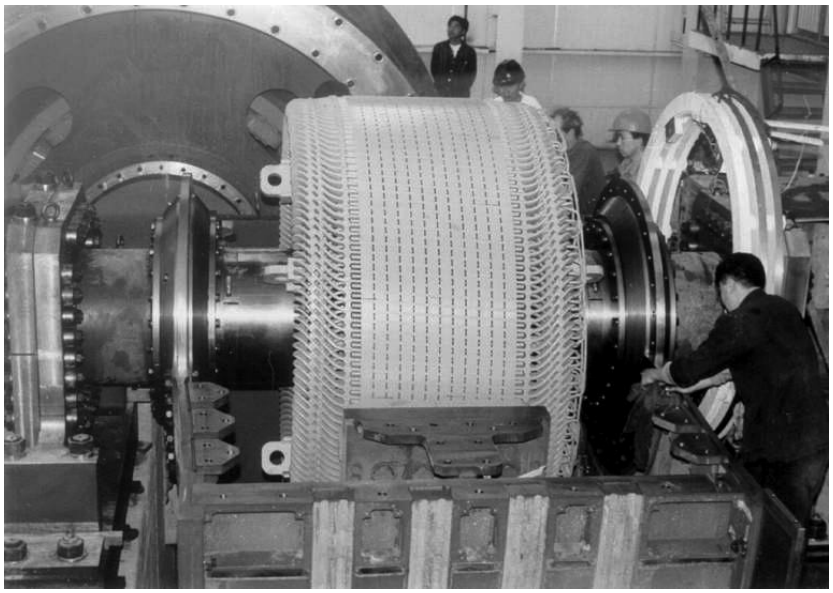
Rys.9. Zintegrowana

Zestawienie zalet maszyny zintegrowanej w porównaniu do systemu tradycyjnego

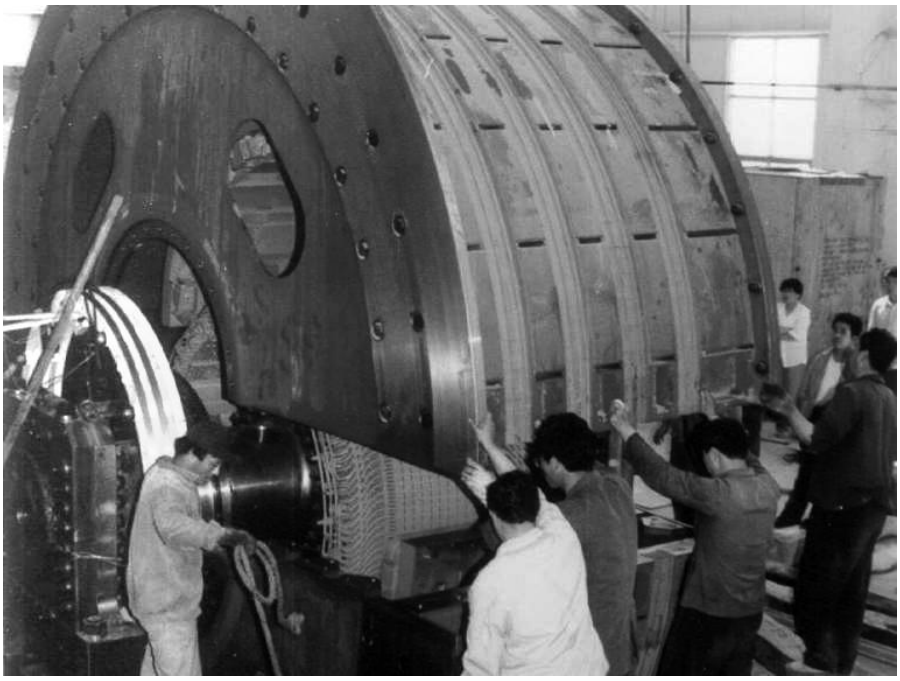
Tabela 1

Maszyna wyciągowa ze zintegrowanym silnikiem	Maszyna wyciągowa Goya tradycyjna
System z dwoma łożyskami tocznymi	System z dwoma łożyskami ślizgowymi hydraulicznym układem smarowania
Symetryczne obciążenie łożysk + siły działające na fundament w stałym kierunku	Niesymetryczne obciążenie łożysk + siły działające na fundament zmieniają kierunek
Prosty symetryczny fundament	Niesymetryczny, kompleksowy rozkład sił
Kompaktowy obrys + prosta konstrukcja. Szybka instalacja	Zajmuje więcej miejsca + czasochłonne ustawianie i regulacja
Brak zewnętrznych wpływów na szczelinę powietrzną w silniku, zminimalizowane niebezpieczeństwo uszkodzenia silnika	Wiele czynników wpływa na szczelinę powietrzną w silniku
Moment obrotowy jest bezpośrednio przenoszony na liny	Moment obrotowy przenoszony na liny poprzez wał sprzęgło i koło pędne
Termika stojana i wirnika nie ma wpływu na fundament	Termika stojana wywołuje siły działające na fundament
Stacjonarny wał, bez zmęczenia materiału przez uginanie	Obrotowy wał, zmęczenie materiału przez uginanie
Proste inspekcje i prace kontrolne	Czasochłonne inspekcje i prace kontrolne

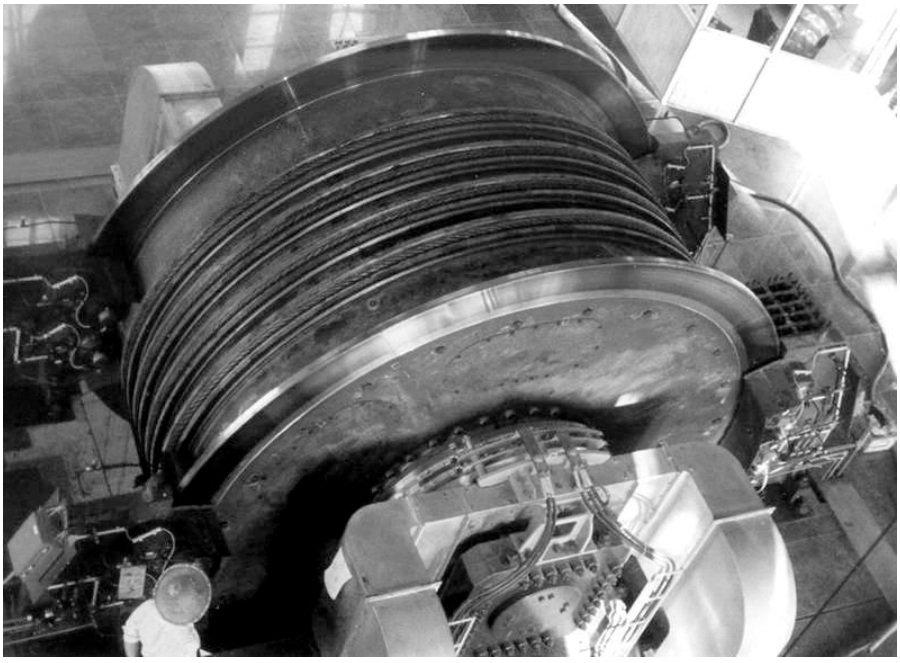
Wybrane przykłady instalacji maszyn zintegrowanych przedstawiono poniżej.



Rys.10. Montaż zintegrowanej maszyny wyciągowej zrębowej – Dong Huan Tuo /Chiny



Rys.11. Montaż zintegrowanej maszyny wyciągowej zrębowej Dong Huan Tuo / Chiny



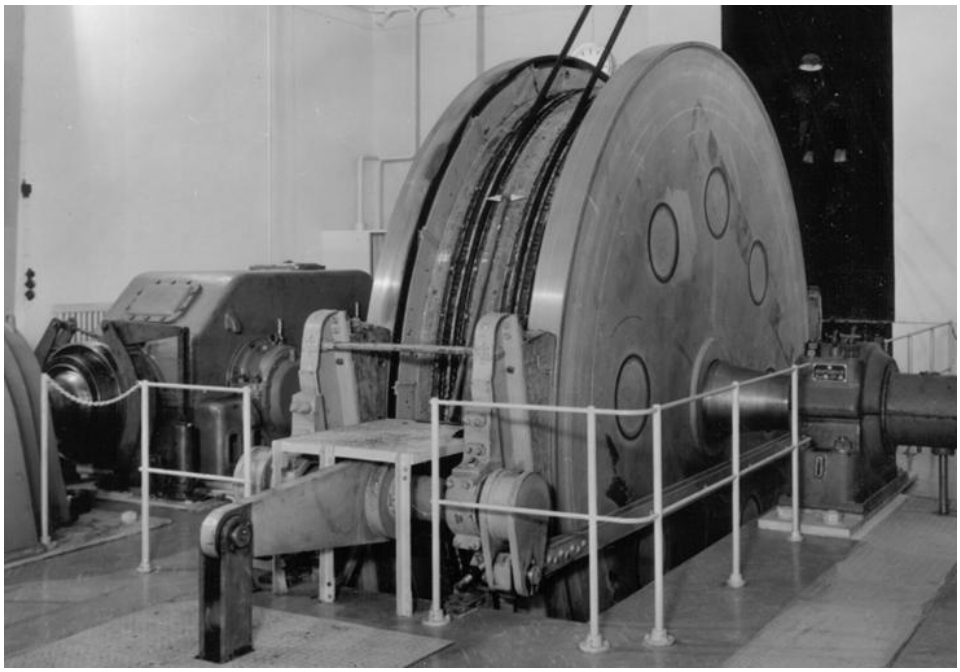
Rys.12. Montaż zintegrowanej maszyny wyciągowej wieżowej Chensilou / Chiny

– Średnica koła pędnego	4,3 m
– Liczba lin	4
– Transportowany materiał	węgiel/serwis
– Ciężar użytkowy	11 t
– Moc	1100 kW
– Prędkość	11 m/s

– Średnica koła pędnego	4,0 m
– Liczba lin	4
– Transportowany materiał	węgiel/serwis
– Ciężar użytkowy	23,5 t
– Moc	2600 kW
– Prędkość	10 m/s

Na rysunkach 13 i 14 przedstawiono wymianę starej maszyny wyciągowej z przekładnią na maszynę wyciągową zintegrowaną w kopalni Ransbach – Niemcy.

– bez przebudowy budynku,
– bez przebudowy fundamentów,
– minimalny czas przebudowy,
– zdalny monitoring maszyny.



Rys.13. Ransbach – stara maszyna z przekładnią i hamulcem bębnowym

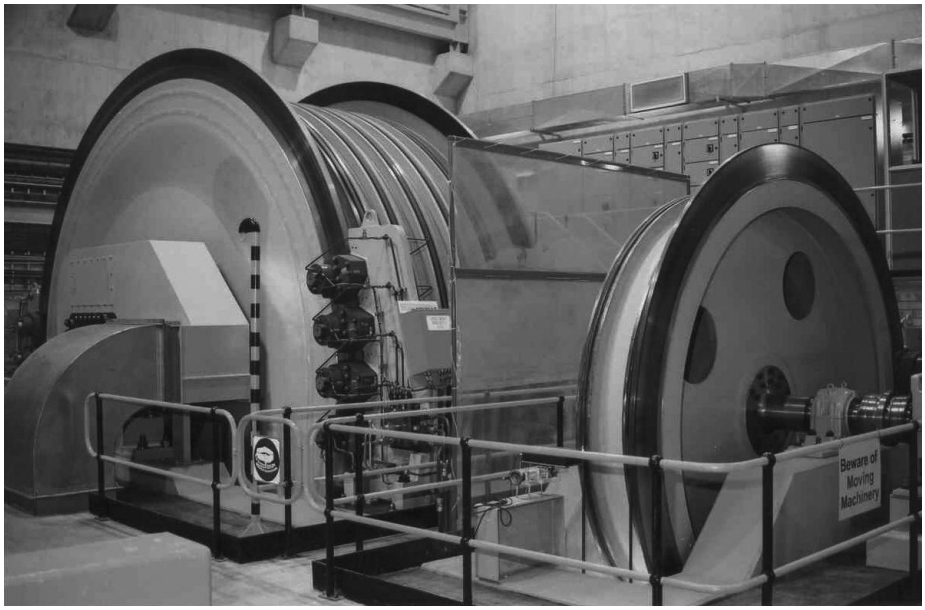
Rys.14. Ransbach – nowa maszyna zintegrowana z hamulcem tarczowym

Dzięki tej przebudowie osiągnięto zwiększenie przepustowości szybu przy minimalnym czasie przebudowy. Szybka instalacja dzięki prostej konstrukcji.

Rys.15. Uzwojenie wirnika

Montaż silnika w zintegrowanej maszynie wyciągowej w warsztatach SIEMAG M-TEC² w Netphen - Niemcy dla kopalni Liuzhuang w Chinach.

– Średnica koła pędnego	4,65 m
– Liczba lin	6
– Transportowany materiał	węgiel
– Ciężar użytkowy	40 t
– Moc	5500 kW
– Prędkość	12 m/s



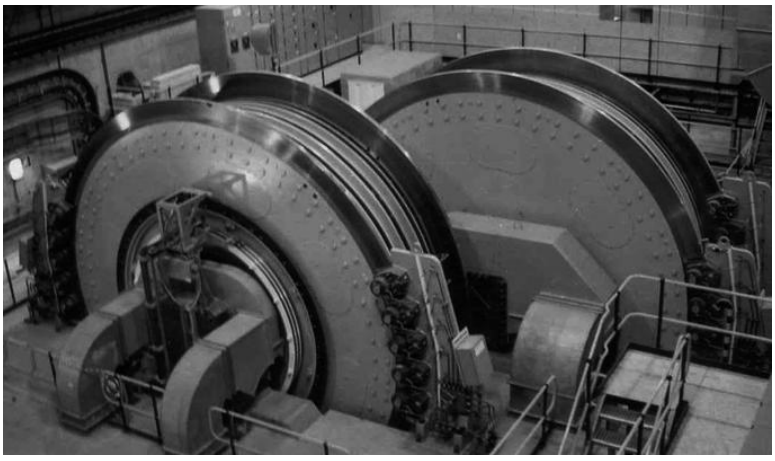
Rys.16. Maszyny wieżowe

Kopalnia miedzi Palabora – RPA.

Dwie zintegrowane maszyny wydobywcze wieżowe i maszyna dla serwisu przedstawiają rysunki 15 i 16.

Maszyny wydobywcze 2x

Średnica koła pędnego	6,2 m
Liczba lin	4
Ciężar użytkowy	32 t
Moc	6400 kW
Prędkość	18 m/s



Rys.17. Maszyna serwisowa

Maszyna serwisowa

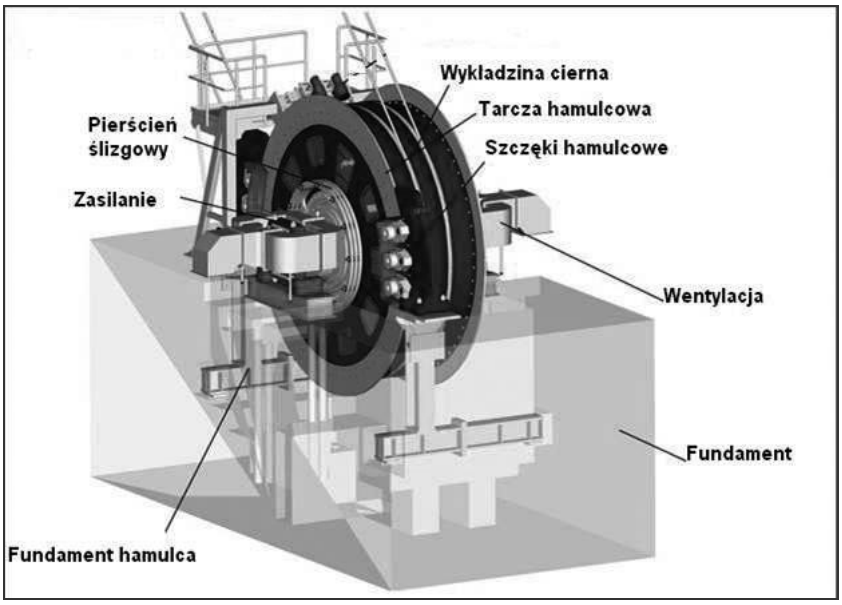
Średnica koła pędnego	6,2 m
Liczba lin	6
Ciężar użytkowy	35 t
Moc	3000 kW
Prędkość	12 m/s

Rys.18. Zintegrowana maszyna wyciągowa zrębowa Cabanasas – Hiszpania

- Średnica koła pędnego 4,2 m
- Liczba lin 4
- Transportowany materiał sól potasowa
- Produkcja 570 t/h
- Ciężar użytkowy 31 t
- Moc 3100 kW
- Prędkość 16,5 m/s

Maszyny wydobywcze i serwisowe

- Średnica koła pędnego 4,0–6,5 m
- Liczba lin 1–6
- Moc 700–6500 kw
- Ciężar użytkowy do 40 t
- Prędkość do 18 m/s



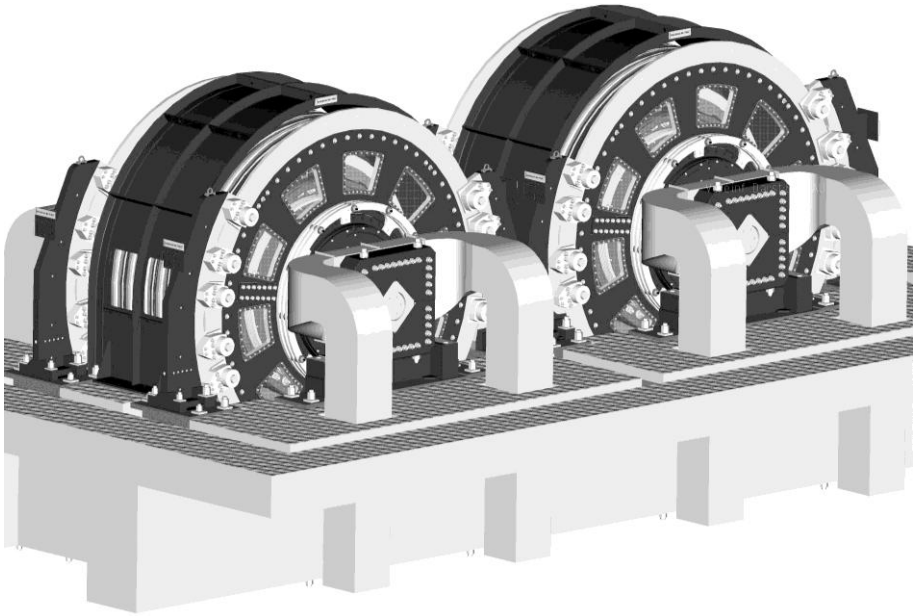
Rys.19. Przekrój z fundamentem

Firma Siemag M-TEC² posiada 22 lata doświadczenia. W latach 1987-2009 zbudowano 16 frykcyjnych maszyn wyciągowych ze zintegrowanym silnikiem.

Referencje zintegrowanych maszyn wyciągowych frykcyjnych

Tabela 2

No.	Country	Plant	Type of Winder	No. of Ropes	Diameter Drum / Pulley [m]	Conveyances	Payload [t]	Winding Speed [m/s]	Power [kW]	Year
1	FRG	Romberg	Floor-mounted	4	6.5	Cage/Cage	20	12	2200	1987
2	CHINA	Donghuantuo	Floor-mounted	4	4.3	Cage/CW	10.8	11	1110	1994
3	CHINA	Dayan No. 3	Tower-mounted	4	4.0	Skip/Skip	25	13	3600	1995
4	CHINA	Chensilou	Tower-mounted	4	4.0	Skip/Skip	23.5	10	2600	1996
5	SOUTH AFRICA	Palabora	Tower-mounted	4	6.2	Skip/Skip	32	18	6400	1996
6	SOUTH AFRICA	Palabora	Tower-mounted	4	6.2	Skip/Skip	32	18	6400	1996
7	SOUTH AFRICA	Palabora	Tower-mounted	6	6.2	Cage/CW	35	12	3000	1996
8	AUSTRALIA	Olympic Dam	Floor-mounted	4	5.0	Skip/Skip	36.5	16.5	6500	1997
9	FRG	Ransbach	Floor-mounted	2	4.5	Cage/CW	12	12	900	1998
10	SPAIN	Cabanasas	Floor-mounted	4	4.2	Skip/CW	31	16.5	3100	2002
11	GERMANY	Gröna	Floor-mounted	1	5	Cage/CW	10	10	700	2002
12	RUSSIA	Petschenga	Floor-mounted	4	4,65	Skip/Skip	30	13,6	4600	2004
13	RUSSIA	Petschenga	Floor-mounted	4	4,65	Skip/Skip	30	13,6	4600	2005
14	CHINA	Liuzhuang (S)	Tower-mounted	6	4,65	Skip/Skip	40	12	5500	2005
15	CHINA	Liuzhuang (N)	Tower-mounted	6	4,65	Skip/Skip	40	12	5500	2005
16	GERMANY	Hattorf	Floor-mounted	1	6,5	Skip/Skip	15	15	3000	2005



Rys.20. Liuzhuang/Chiny – kopalnia węgla Hulusu – projekt

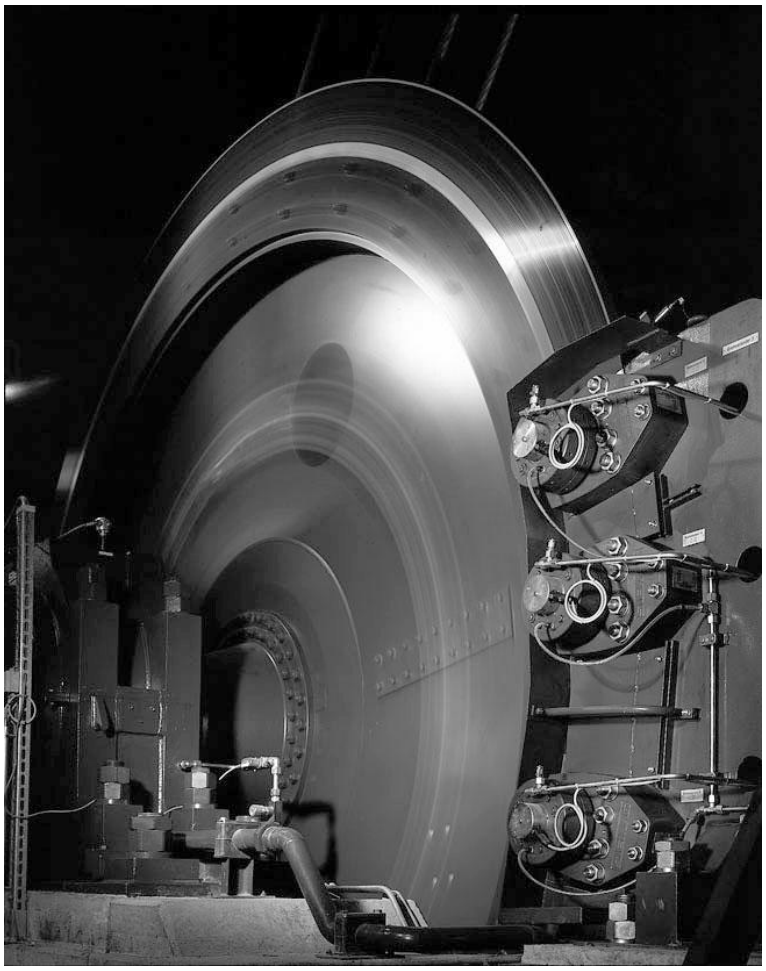
Rys.21. Liuzhuang /Chiny – kopalnia węgla Hulusu – wykonanie

2. Zastąpienie starego hamulca bębnowego przez redundantny system hamulcowy SB-1

Redundantny hamulec tarczowy typu SB-1 jest hamulcem z dwoma sterownikami S7, które się wzajemnie kontrolują.

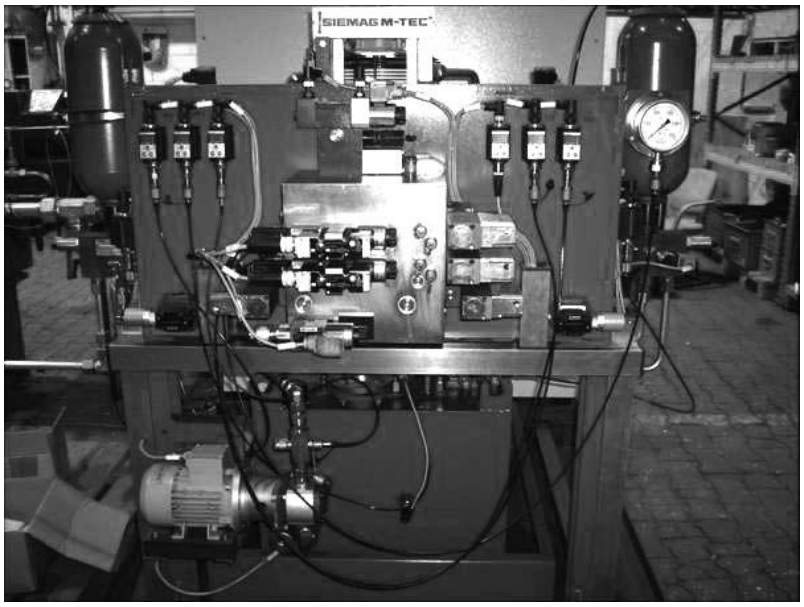
W wypadku błędnej pracy głównego sterownika S7 zostaje on odłączony od systemu hamowania i sterowanie przejmuje rezerwowy sterownik S7. Układ hydrauliczny jest także redundantny, wszystkie wentyle są podwójnie. Hamulec ma zaprogramowaną rampę hamowania.

Opóźnienie maszyny wyciągowej w wypadku hamowania awaryjnego jest tak dobrane, że niezależnie od załadunku i kierunku jazdy nie dochodzi do poślizgu lin na kole ciernym (Koepe). Siłę hamowania dobiera sobie sterownik sam, tak, że opóźnienie maszyny wyciągowej odpowiada zaprogramowanemu.



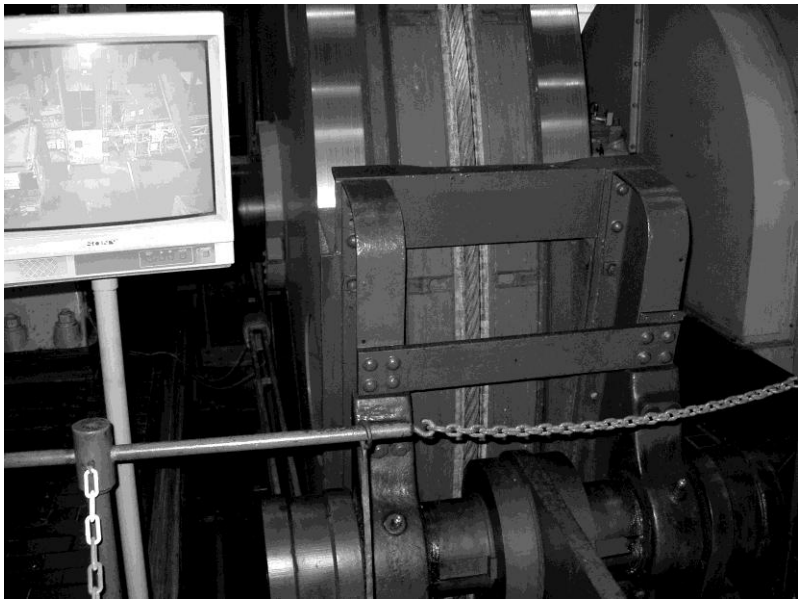
Rys.22. Redundantny hamulec tarczowy typu SB-1

Regulacja siły hamowania następuje za pomocą dwóch regulowanych wentyli proporcjonalnych, z których każdy jest przyporządkowany jednemu sterownikowi i tylko jeden przyłączony do systemu.



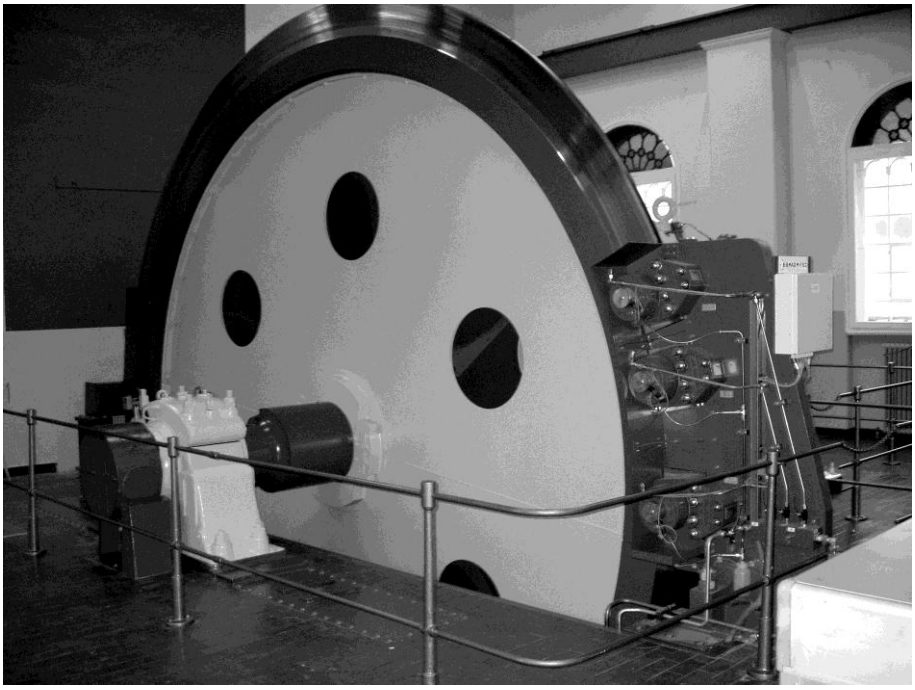
Rys.23. System hydrauliczny hamulca tarczowego typu SB-1

W Asse w Niemczech (zakład magazynujący odpady), przebudowano hamulec bębnowy na hamulec tarczowy SB-1 (rys. 24-26).



Rys.24. Stary hamulec bębnowy

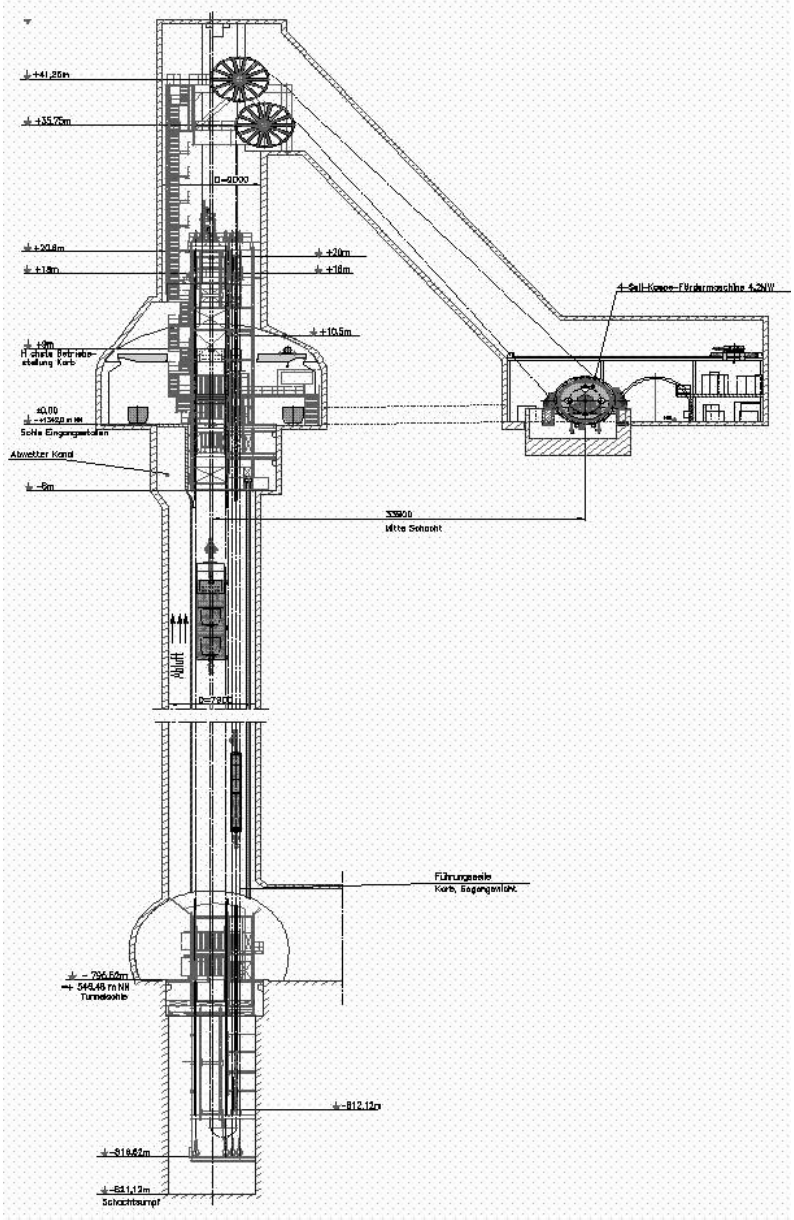
Rys.25. Specjaliści z firmy SIEMAG M-TEC² montują tarczę hamulca na ciernym kole pędnym



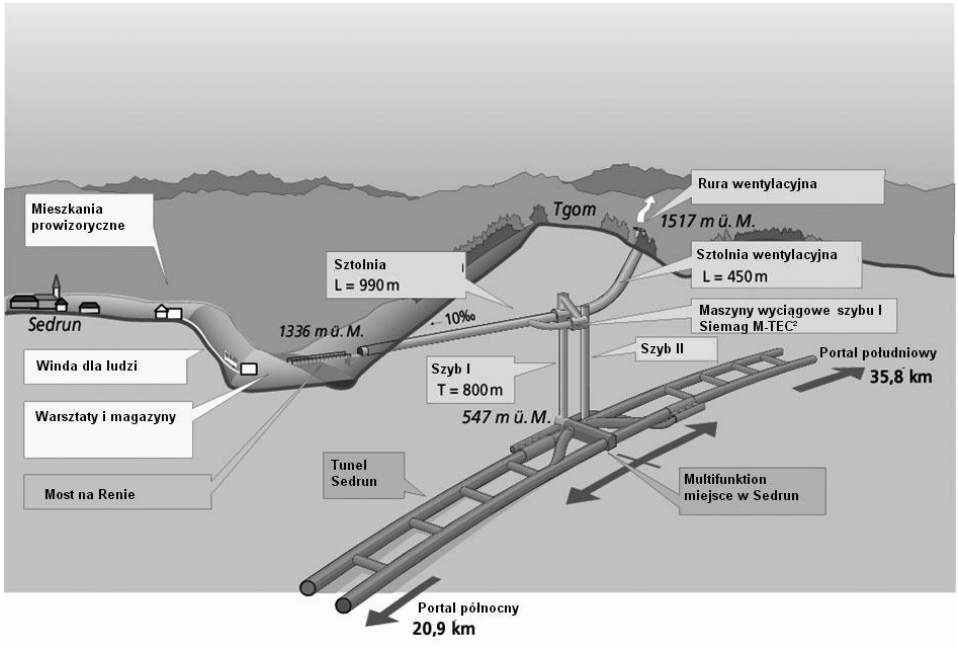
Rys.26. Hamulec po przebudowie. Redundantny hamulec tarczowy SB-1 zastąpił hamulec bębnowy

3. Szyb wydobywczy w Tunelu Gotthard-Base (Szwajcaria) oraz wymiana lin maszyn wyciągowych przy użyciu mobilnej windy frykcyjnej firmy SIEMAG M-TEC²

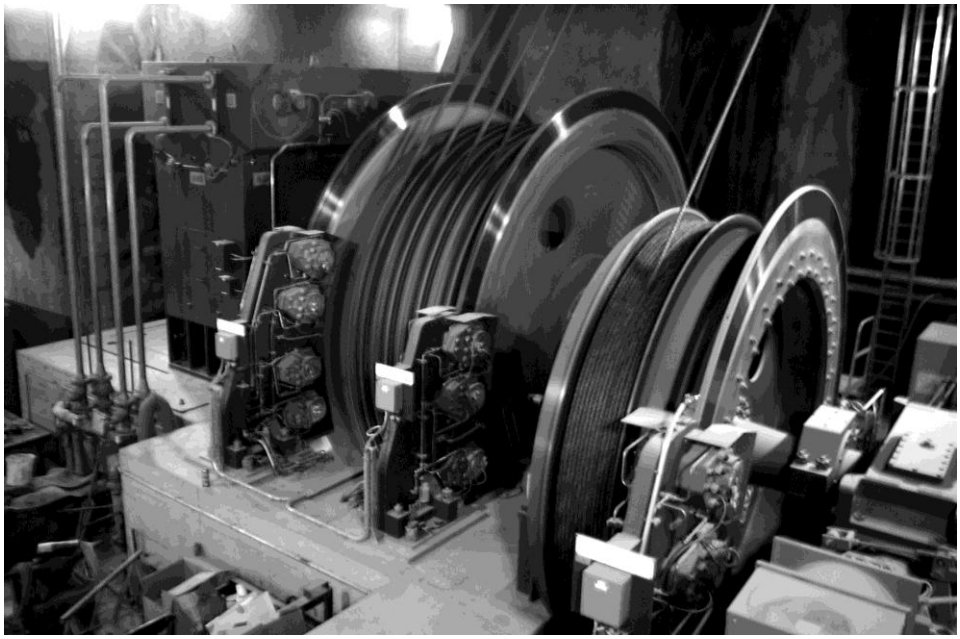
Firma SIEMAG M-TEC² wyposażyła i obsługuje 24 godziny na dobę ruch Szybu I, wydobywczo-transportowego w tunelu Gotthard-Base w Szwajcarii.



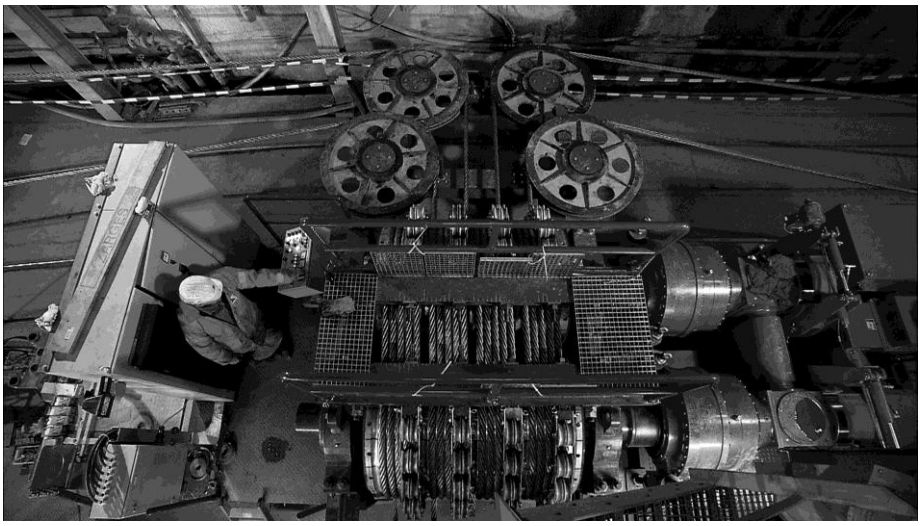
Rys.27. Przekrój szybu



Rys.28. Tunel Gotthard w Szwajcarii

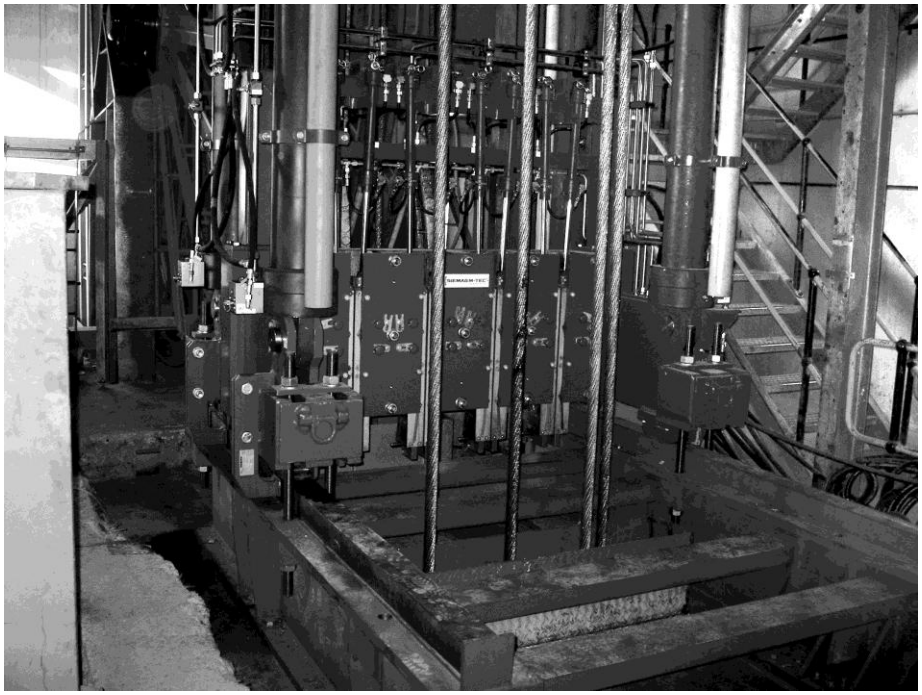


Rys.29. Maszyny wyciągowe firmy SIEMAG M-TEC² w tunelu Gotthard



Rys.30. Wymiana lin przez specjalistów firmy SIEMAG M-TEC² za pomocą mobilnej windy frykcyjnej również firmy SIEMAG M-TEC²

Nasze windy są znane także na rynku polskim od ponad dwudziestu pięciu lat.



Rys.31. System siłowników hydraulicznych firmy SIEMAG M-TEC² umożliwia podciągnięcie lin razem z podwieszonym ciężarem klatki lub skipu, co jest bardzo przydatne przy wymianie zawiesi linowych