

KOMAG

INSTYTUT
TECHNIKI GÓRNICZEJ

TRANSPORT SZYBOWY

ISBN 978-83-60708-89-7

Gliwice 2015

Open Access (CC BY-NC 3.0 PL)

INSTYTUT TECHNIKI GÓRNICZEJ

Praca zbiorowa

TRANSPORT SZYBOWY



Monografia

Redakcja naukowa:

Prof. dr hab. inż. Adam Klich, dr inż. Antoni Kozieł

Recenzenci:

Dr inż. Alfred Carbogno
Prof. dr hab. inż. Adam Klich
Dr inż. Leszek Kowal

Redaktor techniczny:
Mgr Anna Okulińska

Wydawca: Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374100, 322374512

ISBN 978-83-60708-89-7
Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Gliwice 2015

WPROWADZENIE

Prezentujemy Państwu kolejną monografię poświęconą tematyce konferencji Transport Szybowy 2015, zorganizowanej przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach.

W jej czterech rozdziałach przedstawiono wyniki prac projektowych, badawczych i wdrożeniowych z zakresu górniczych wyciągów szybowych i ich elementów.

W rozdziale pierwszym omówiono wybrane modernizacje górniczych wyciągów szybowych zlokalizowanych w kopalniach węgla kamiennego, rud miedzi i soli, wynikające z potrzeby pogłębienia szybów, zwiększenia wydajności, jak również poprawy bezpieczeństwa eksploatacji.

W rozdziale drugim przedstawiono przykłady innowacyjnych układów zasilania napędów maszyn wyciągowych.

Układy sterowania, diagnostyki i monitoringu maszyn, urządzeń i elementów transportu szybowego zaprezentowano w rozdziale trzecim. Na uwagę zasługują układy typu smart, systemy ciągłego monitorowania oraz symulacji i łączności szybowej. Odrębnym zagadnieniem zawartym w niniejszym rozdziale jest monitoring stalowych lin nośnych skipów oraz stalowo-gumowych lin wyrównawczych.

W rozdziale czwartym omówiono wyniki badań obciążeń elementów naczyń wydobywczych. Szczególną uwagę zwrócono na problem trwałości naczyń w aspekcie ich drgań. Zaprezentowano wyniki wpływu prowadzenia naczyń w szybie, to jest procesów dynamicznych zachodzących w naczyniach wydobywczych, jak również omówiono metody oceny zmienności naprężeń cięgieł nośnych skipów wyciągów szybowych.

Tematyka monografii jest wynikiem prac badawczych pracowników instytutów naukowych z Akademii Górniczo-Hutniczej, Politechniki Śląskiej oraz Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, jak również przedstawicieli producentów i specjalistów z kopalń. Świadczy ona o integracji tego środowiska w obliczu potrzeby podnoszenia jakości i efektywności transportu szybowego w procesie eksploatacji kopalin. W monografii zawarto także doświadczenia zagranicznych ośrodków naukowych: Politechniki w Permie (Rosja) oraz Instytutu Naukowo-Badawczego Mechanizacji Górnictwa INGIM w Doniecku, Państwowej Akademii Nauk i Państwowego Uniwersytetu Górniczego w Dniepropietrowsku (Ukraina).

Redaktorzy naukowi monografii wyrażają nadzieję, że monografia spotka się z żywym zainteresowaniem specjalistów z zakresu transportu szybowego i będzie inspiracją do jego dalszego doskonalenia.

Życząc przyjemnej lektury składamy serdeczne podziękowania redakcji technicznej i wydawcy za opracowanie niniejszej monografii.

Prof. dr hab. inż. Adam Klich
Dr inż. Antoni Kozieł
Redaktorzy naukowi monografii

Gliwice, wrzesień 2015 r.

SPIS TREŚCI

Rozdział I

MODERNIZACJE GÓRNICZYCH WYCIĄGÓW SZYBOWYCH

1. Przegląd wybranych modernizacji górniczych wyciągów szybowych – Adam Zygmunt, Marek Szczygieł

2. Modernizacje górniczych wyciągów szybowych Kopalni Soli „Kłodawa” S.A. – Jarosław Długaj, Mariusz Madej, Dariusz Kozajda, Janusz Szymczak

3. Kompleksowa modernizacja górniczego wyciągu szybowego klatkowego w szybie R-VII w O/ZG „Rudna” KGHM Polska Miedź S.A. w zakresie wymiany: maszyny wyciągowej, urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej oraz kół linowych kierujących – Piotr Ryndak, Wojciech Michalski, Krzysztof Turewicz, Piotr Helmrich

4. Modernizacja górniczego wyciągu szybowego w PG „SILESIA” – w szybie Nr 2 – Tomasz Siostrzonek, Wiesław Wójtowicz

5. Nowe metody analizy technicznej skorodowanego zbrojenia szybowego szybu I w KWK „Bielszowice” – Jacek Dziura, Tadeusz Marek

6. Prace szczególnie odpowiedzialne w szybach i szybikach – Daniel Wowra, Marcin Mieszczak

Rozdział II

INNOWACYJNE UKŁADY ZASILANIA W NAPĘDACH MASZYN WYCIĄGOWYCH

1. Innowacyjne rozwiązania wprowadzone w układach zasilania maszyn wyciągowych KWK „Ziemowit” – Mirosław Janik, Kazimierz Kuzar, Tomasz Skrzypczak

2. Zastosowanie silników prądu zmiennego w układach napędowych maszyn wyciągowych – zalety i wady – Tomasz Siostrzonek, Tomasz Karpiel

3. Statyczna przetwornica przewoźna do zasilania silników prądu stałego maszyn wyciągowych – Piotr Plewniok, Wojciech Grzyśka, Jarosław Szymik

4. Poprawa jakości energii elektrycznej oraz zmniejszenie kosztów jej zużycia poprzez zastosowanie hybrydowego kompensatora mocy biernej i filtra wyższych harmonicznych w układzie zasilania maszyny wyciągowej szybu „Antoni” KWK „Marcel – Tomasz Biernacik

Rozdział III

UKŁADY STEROWANIA, DIAGNOSTYKI I MONITORINGU MASZYN, URZĄDZEŃ I ELEMENTÓW TRANSPORTU SZYBOWEGO

1. Nowoczesne układy typu smart sterowania i diagnostyki maszyn wyciągowych – Zygmunt Szymański

2. System ciągłego monitorowania dynamicznych parametrów szybowych urządzeń wyciągowych – Giennadij D. Trifanow, Aleksiej J. Mikriukow, Walerij J. Zwieriew

3. Analiza właściwości metrologicznych urządzeń diagnostycznych w aspekcie bezpieczeństwa eksploatacji taśm przenośnikowych z linkami stalowymi – Jerzy Kwaśniewski, Szymon Molski, Hubert Ruta, Tomasz Krakowski

4. Urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej – współczesna realizacja w przestrzeniach zagrożonych wybuchem – Andrzej Figiel, Marek Szczygieł

5. System ciągłego monitorowania lin nośnych skipów z aplikacją kontroli rozładunku – Tadeusz Wróbel

6. Podsumowanie dotychczasowej eksploatacji lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG – Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz, Elżbieta Mazany

Rozdział IV

BADANIA OBCIĄŻEŃ ELEMENTÓW NOŚNYCH MASZYN WYCIĄGOWYCH

1. Zagadnienie trwałości naczyń wyciągowych skipowych – Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz, Jerzy Buczek

2. Badania drgań naczynia wyciągowego w wyciągu jednokońcowym w trakcie hamowania bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego – Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz

3. Drgania parametryczne w układach naczynie wyciągowe – obudowa szybu – Siergiej S. Iljin, Inna S. Iljina, Swietłana S. Iljina

4. Wpływ parametrów prowadnic obudowy pionowego szybu na procesy dynamiczne w układzie naczynie wyciągowe – obudowa szybu – Siergiej S. Iljin, Władimir K. Radczenko, Konstantin A. Sołomiencew, Wiktor I. Wasilkiewicz, Michaił W. Dubinin, Swietłana S. Iljina, Inna S. Iljina

5. Założenia dla metody obliczania i oceny zmienności naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów wyciągów szybowych – Marek Płachno, Marek Szczygieł

6. Problem wytrzymałości cięgien nośnych górniczego naczynia wyciągowego w świetle obliczeń zmęczeniowych – Stanisław Wolny, Sławomir Badura

7. Uchwyty do mocowania kabli szybowych typu UKSz – Marek Pypno, Jarosław Martyka, Grzegorz Spandel

STRESZCZENIA – ABSTRACTS

INDEKS AUTORÓW

ROZDZIAŁ I

Przegląd wybranych modernizacji górniczych wyciągów szybowych

Adam Zygmunt – Wyższy Urząd Górniczy**, Marek Szczygieł** – **Instytut Techniki Górniczej KOMAG**

1. Wprowadzenie

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

grupa I - wyciągi szybowe zbudowane przed 1945 rokiem,

grupa II - wyciągi szybowe zbudowane w okresie od 1945 r. do 1972 r.,

grupa III - wyciągi szybowe zbudowane po roku 1972,

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

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

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

„Grupa I to 129 wyciągów szybowych (ok. 23% ogólnej liczby).

Grupa II to 328 wyciągów szybowych (ok. 57% ogólnej liczby)

Grupa III to 113 wyciągów szybowych (ok. 20% ogólnej liczby)".

Autorzy ówczesnych rozważań tematu "Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy" stwierdzając *„brak dokładnego rozeznania przebiegu eksploatacji systemów maszynowych transportu pionowego w całym okresie ich eksploatacji"*, zgłosili na podstawie własnych doświadczeń następujące sugestie [8]:

1. Grupa maszyn wyciągowych zbudowanych po 1972 r. w zasadzie nie wymaga modernizacji, a jedynie usunięcia ewentualnych błędów fabrycznych (np. błąd w układzie sterowania hamulców tarczowych z agregatem sterowniczo-pompowym firmy "R. BOSCH"). Jednak w przypadku maszyn silnie eksploatowanych realizujących główne zadania wydobywcze i pracujących w wyciągach szybowych, dla których przewiduje się dalszą długoletnią eksploatację, należy rozważyć, czy wszystkie człony tych maszyn będą w stanie sprostać stawianym im zadaniom w okresie przewidywanej eksploatacji. Jeżeli w wyniku takiej analizy dochodzi się do wniosku, że określone człony maszyny wyciągowej ulegną

naturalnemu zużyciu przed terminem planowanej likwidacji wyciągu szybowego, to należy wybrać właściwą porę do ich wymiany, unikając sytuacji, w której zachodzi potrzeba wymiany kosztownych członów na krótko przed likwidacją wyciągu. Przy okazji takiej wymiany celowym jest wprowadzenie nowoczesnych rozwiązań zapewniających poprawienie właściwości eksploatacyjnych z uwagi na możliwość diagnozowania poszczególnych elementów i szerokiej wizualizacji stanów ich pracy.

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

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

W konkluzji omawiania problemu autorzy publikacji z 1996 r. zasugerowali praktyczne wskazówki dla podejmowanych przedsięwzięć w zakresie modernizacji górniczych wyciągów szybowych wskazując, że: ***„najbardziej właściwą wydaje się modernizacja maszyn i urządzeń umożliwiająca wprowadzenie nowych systemów zabezpieczeń z nowymi funkcjami i formami oddziaływania”*.**

Spoglądając dzisiaj na ówczesny temat: "Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy" uznać należy, że przedsięwzięcia inwestycyjne, podejmowane w minionym okresie, w szczególności w zakresie modernizacji maszyn wyciągowych lub zastępowanie ich nowymi, były w większości zgodne z sugestiami autorów publikacji z 1996 r.

Jednocześnie trzeba podkreślić, iż doświadczenie eksploatacyjne użytkowników górniczych wyciągów szybowych, jak również przeprowadzone przez nadzór górniczy analizy przyczyn i okoliczności zaistniałych zdarzeń awaryjnych, wyznaczały odmienne kierunki modernizacyjne.

Dla określenia skali problemu bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych, nieodzowne jest podanie liczby eksploatowanych obecnie górniczych wyciągów szybowych i ich funkcji w ruchu zakładów górniczych.

Wg danych z czerwca 2015 r. eksploatowanych jest **338** górniczych wyciągów szybowych (g.w.sz.):

- **203** wyciągi z jazdą ludzi,
- **63** wyciągi skipowe (bez jazdy ludzi),
- **48** g.w.sz. pomocniczych,
- **2** wyciągi ratownicze CSRG + **1** wyciąg Stacji Ratowniczej KGHM,
- **19** g.w.sz. pomocniczych, „uruchamianych wg potrzeb" z wciągarką wyciągu ratowniczego CSRG,
- **3** wyciągi „uruchamiane wg potrzeb" w oparciu o wciągarki użytkownika.

Można stwierdzić, że górnicze wyciągi szybowe zbudowane przed 1945 r. (grupa I wg klasyfikacji autorów) praktycznie przestały istnieć. Pozostają w eksploatacji zmodernizowane górnicze wyciągi szybowe lub wyposażone w nowe maszyny wyciągowe, wyciągi szybowe grupy II i II. Przeprowadzone modernizacje maszyn wyciągowych ukierunkowane były na realizację wniosków użytkowników, dotyczących zapewnienie

zarówno bezpieczeństwa eksploatacji, jak i sprostaniu współczesnych oczekiwań odnośnie wydajności, sprawności, efektywności wydatkowanych środków finansowych na ich utrzymanie w pełnej sprawności technicznej.

W dalszej części przedstawiono opisy zakresu i sposobu realizacji wybranych (interesujących) modernizacji górniczych wyciągów szybowych w zakresie maszyn wyciągowych oraz urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej, przeprowadzonych w latach 2013-2015.

2. Maszyna wyciągowa 4L-4000/3900 górniczego wyciągu szybowego skipowego

Prezentowana maszyna wyciągowa jest elementem górniczego wyciągu szybowego w przedziale skipowym szybu, który charakteryzują następujące parametry:

Szyb	- wydobywczy
Maszyna wyciągowa	- 4L-4000/3900
Naczynia wyciągowe	- dwa naczynia skipowe
Rodzaje pracy wyciągu szybowego:	
wydobycie	- prowadzenie wydobycia (1 poziom)
jazda manewrowa	- prowadzenie jazd manewrowych na całej drodze jazdy naczyń wyciągowych,
jazda niewydobywcza	- prowadzenie jazd niewydobywczych pomiędzy zrębem a poziomami: technologicznym i wydobywczym,
rewizja szybu	- prowadzenie rewizji szybu (z urządzeniem ECHO-S),
jazda brygad szybowych	- prowadzenie jazdy brygad szybowych (ECHO-S),
prace szybowe	- rewizja bębna pędnego, - rewizja kół odciskowych w wieży, - rewizja lin, naczyń wyciągowych, - prowadzenie prac technologicznych,
Droga jazdy:	- ok. 1000 m
Prędkości jazdy:	- 16,0 m/s dla wydobycia, - 8,0 m/s dla jazdy manewrowej i niewydobywczej, - 4,0 m/s dla jazdy brygad szybowych, - 1,0 / 0,5 m/s dla rewizji szybu, - 0÷0,5 m/s; 0÷1,0 m/s dla rewizji lin nośnych, wyrównawczych, kół odciskowych, bębna pędnego, - 0÷0,3 m/s dla rewizji naczyń, - 2 m/s dla jazdy bez regulatora jazdy (1 m/s w strefie dojazdowej wyznaczonej przez łączniki magnetyczne kontroli prędkości) oraz w przypadku wykrycia ruchu nie technologicznego - opuszczania nadwagi.

Bęben pędny maszyny wyciągowej jest spawaną konstrukcją powłokową, wykonaną z niestopowej stali konstrukcyjnej S355J2G3 i złożony został z dwóch fragmentów przykręconych do kołnierza wału. Bęben napędzany jest bezpośrednio obcowzbudnym silnikiem prądu stałego o mocy 3900 kW. Bęben posiada dwie tarcze hamulcowe czterosegmentowe (rys. 1).



Rys. 1. Maszyna wyciągowa 4L-4000/3900

Proces hamowania realizowany jest poprzez zespół siłowników hydraulicznych BSFG 408-A00-02 z okładzinami hamulcowymi MICKE 1203, zgrupowanych na 4 stojakach hamulcowych. Siłowniki hamulca zasilane są z elektrohydraulicznego zespołu sterowniczo-zasilającego.

Pod belkami łożysk wału głównego i belkami stojana silnika napędowego maszyny wyciągowej zastosowane zostały podkładki z tworzywa EPY, produktu firmy Marine Service Jaroszewicz s.c. w Szczecinie. Tworzywo to jest dwuskładnikowym tworzywem chemoutwardzalnym przeznaczonym na podkładki fundamentowe maszyn i urządzeń wymagających precyzyjnego i trwałego posadowienia na fundamentach metalowych i betonowych. Po utwardzeniu tworzywo odznacza się dużą wytrzymałością na ściskanie, odpornością na pełzanie i starzenie, dobrze tłumi drgania i ogranicza rozprzestrzenianie się niepożądanych dźwięków. Tworzywo charakteryzuje się dużą odpornością na obciążenia dynamiczne.

Podkładki z tworzywa EPY zastosowane zostały wcześniej w dwóch maszynach wyciągowych w połowie lat 90-tych, a w bieżącej dekadzie w trzech maszynach wyciągowych KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Rudna” w Polkowicach.

Silnik napędowy zasilany jest z dwóch nienawrotnych przekształtników tyrystorowych typu DCS 800 połączonych szeregowo. Obwód wzbudzenia silnika zasilany jest z rewersyjnego przekształtnika wzbudzenia typu DCS 800.

Przedmiotowa maszyna przystosowana została do zasilania z sieci 6 kV przez dwa transformatory przekształtnikowe 6000V/430V, o grupach połączeń Dyn11 i Dd0. Zasilanie to umożliwia pracę z 12–pulsowym oddziaływaniem napędu na sieć zasilającą 6 kV. Obwód wzbudzenia zasilany jest z sieci 400 V poprzez dławiki, dla ograniczenia załamań komutacyjnych napięcia.

W przypadku awarii w torze zasilania jednego z przekształtników tyrystorowych istnieje możliwość pracy awaryjnej z wykorzystaniem drugiego przekształtnika wchodzącego w skład ww. układu zasilającego. W tym stanie następuje ograniczenie o połowę prędkości rozwijanej przez maszynę, nie występuje natomiast ograniczenie co do udźwigu. Dla rezerwacji zasilania obwodu wzbudzenia szafa wzbudzenia wyposażona została w rezerwowy przekształtnik o identycznych parametrach i ręczną przełącznicę, umożliwiającą sprawne przełączenie zasilania uzwojenia wzbudzenia silnika napędowego.

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

Całość układów sterowania, regulacji i zabezpieczeń zrealizowano na bazie sterowników programowalnych i innych podzespołów firmy ABB. Wszystkie ważne funkcje, odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej, objęte są układem wizualizacji ekranowej (Rys. 2).



Rys. 2. Stanowisko sterownicze maszyny wyciągowej

Do rejestracji sygnałów dwustanowych i analogowych zastosowano cyfrowy aparat rejestrujący AR-4c.
Agregaty hydrauliczne zespołu sterowniczo-zasilającego (rys. 3) realizują następujące rodzaje hamowania:

- Hamowanie manewrowe, czyli umożliwienie regulacji wartości siły hamującej przy ręcznym sterowaniu maszyny wyciągowej poprzez udrożnienie spływu oleju z siłowników, zrealizowane elementami podzespołu hamowania manewrowego. Regulacja wartości siły hamującej dokonywana jest poprzez zmianę wartości ciśnienia w siłownikach hydraulicznych hamulca. Wartość ciśnienia w siłownikach hamulca zadaje maszynista wyciągowy poprzez zmianę położenia drążka (nastawnika) steru hamulca na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej. Regulacja wartości ciśnienia w hamulcu dokonywana jest w ograniczonym od dołu zakresie (tak jak podczas hamowanie bezpieczeństwa) do wybranej wartości ciśnienia resztkowego. Pełen zakres regulacji wartości ciśnienia w hamulcu możliwy jest tylko przy prędkości poniżej Vd2 < 1,0 m/s. Hamowanie manewrowe możliwe jest także w trakcie hamowania bezpieczeństwa, w ograniczonym od dołu zakresie wartości ciśnienia oleju, tak jak podczas hamowania bezpieczeństwa.

- Hamowanie zatrzymujące (STOP), czyli wysterowanie pełnej wartości siły hamującej, realizowane elementami podzespołu hamowania manewrowego, w celu zatrzymania i unieruchomienia maszyny wyciągowej, które uruchamiane jest programowo podczas:

  - automatycznego sterowania maszyną wyciągową, przy dojeździe do skrajnych poziomów technologicznych i inicjowanego po wytraceniu prędkości poniżej wartości Vd2**,**
  - zdalnego uruchamiania maszyny wyciągowej podczas przeprowadzania rewizji szybu, prac szybowych, jazdy brygady szybowej, rewizji lin wyciągowych, rewizji kół linowych oraz rewizji naczyń wyciągowych, po otrzymaniu sygnału o zatrzymaniu,
  - awaryjnego zatrzymania maszyny wyciągowej za pomocą jej napędu, zainicjowanego programowo po wytraceniu prędkości ruchu przez wyciąg szybowy do prędkości Vd2.

- Hamowanie bezpieczeństwa, realizowane zmienną w czasie, samoczynnie regulowaną, wartością siły hamującej. Hamowanie to występuje po przerwaniu obwodu bezpieczeństwa w przypadku prędkości większej od Vd1 w warunkach podnoszenia nadwagi przy załączonym rodzaju pracy wydobycie. Regulowana wartość opóźnienia hamowania bezpieczeństwa wynosi około 2 m/s^2. Po wytraceniu prędkości do wartości Vd1 wystąpi hamowanie pełną wartością siły hamującej. W przypadku nie wystąpienia oczekiwanej wartości opóźnienia hamowania bezpieczeństwa, uszkodzenia układu nadzorowania opóźnienia lub po przekroczeniu określonego położenia w szybie przez naczynia wyciągowe, występuje hamowanie bezpieczeństwa stałą wartością siły hamującej wynikającą z wartości ciśnienia resztkowego Pr1**.**

- Hamowanie bezpieczeństwa, realizowane stałą wybieraną wartością siły hamującej. Wartości siły hamującej są zróżnicowane i wynikają z wyregulowanych wartości ciśnień resztkowych Pr1 lub Pr2. Hamowanie bezpieczeństwa stałą wartością siły hamującej występuje po przerwaniu obwodu bezpieczeństwa w przypadku prędkości większej od Vd1. Wariant wartości siły hamującej wybierany jest w zależności od wartości i kierunku ruchu nadwagi, gdy nie jest to ciągnienie nadwagi. Po wytraceniu prędkości do wartości Vd1 lub po upływie maksymalnego, obliczeniowego czasu hamowania bezpieczeństwa, występuje hamowanie pełną wartością siły hamującej hamulca.

Dla rodzaju pracy wydobycie, gdy naczynia wyciągowe znajdują się w strefie stacji końcowych i prędkość wyciągu jest mniejsza od Vd2, w siłownikach hamulca ciśnienie oleju zostanie obniżone do wartości wywołującej zbliżenie okładzin szczęk hamulca do tarczy hamulcowej, bez wytwarzania siły hamującej.



Rys. 3. Zespół sterowniczo-zasilający tarczowego hamulca maszyny wyciągowej

Hamulec maszyny wyciągowej jest wyposażony w następujące urządzenia kontrolne:
- czujniki kontroli stanu siłowników i zużycia okładzin ciernych, zabudowane w każdym z siłowników hamulcowych,
- dwa czujniki temperatury do monitorowania i kontroli temperatury czoła tarcz hamulcowych, zabudowane na stojakach hamulca,
- dwa czujniki do kontroli bicia osiowego tarcz hamulcowych, zabudowane na stojakach hamulca.

Część elektryczna maszyny wyciągowej składa się z zespołów funkcjonalnych realizujących:
a) zasilanie elektryczne 400V_{AC},
b) zasilanie obwodu głównego silnika napędowego,
c) zasilanie obwodu wzbudzenia silnika napędowego,
d) sterowanie maszyny wyciągowej, w skład którego wchodzą:
   - cyfrowy regulator jazdy oparty o dwa sterowniki firmy ABB,
   - stanowisko sterownicze do ręcznego sterowania maszyną wyciągową, w którym zabudowano elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do jej sterowania,
   - elektrohydrauliczny zespół sterowniczo – zasilający realizujący dwuwariantowe hamowanie bezpieczeństwa lub opcję stałego opóźnienia podczas ciągnienia obciążonego skipu,
e) zabezpieczenia maszyny wyciągowej, w skład których wchodzą:
   - obwód bezpieczeństwa wykonany w technice przekaźnikowej - przekaźniki, których zestyki czynne włączono w obwód bezpieczeństwa, są elementami pośredniczącymi urządzeń kontrolnych, jak np. wyłączniki krańcowe albo elementami wykonawczymi układów zabezpieczeń zrealizowanych przez sterowniki logiczne,

- cyfrowy system zabezpieczeń zrealizowany programowo w redundantnym zespole sterowników logicznych PLC, na który składają się zabezpieczenia zgrupowane w obwodach:
  - bezpieczeństwa,
  - awaryjnego zatrzymania za pomocą napędu,
  - blokowania maszyny wyciągowej,
  - ograniczenia prędkości jazdy,
  - sygnalizacji informacyjno-awaryjnej.
- wyłącznik szybki w obwodzie głównym silnika napędowego.

Napęd maszyny wyciągowej stanowi nowy, obcowzbudny silnik prądu stałego typu PW-116/03, polskiej produkcji, o następujących parametrach:

- moc 3 900 kW
- napięcie 870 V
- prąd znamionowy 4 820 A
- prędkość obrotowa 76,4 obr/min
- moment znamionowy 487 kNm
- napięcie wzbudzenia 180/90 V
- prąd wzbudzenia 100/200 A
- klasa izolacji F

Dla chłodzenia silnika napędowego przewidziano centralę wentylacyjną, wyposażoną w zespół filtrów na ssaniu dla wstępnego oczyszczenia powietrza. Silnik indukcyjny o mocy 45 kW wentylatora zasilany jest z rozdzielnicy 400 V_{AC} poprzez przemiennik częstotliwości – falownik.

Wyposażenie elektryczne maszyny wyciągowej zawiera urządzenia kontrolujące działanie elementów górniczego wyciągu szybowego i członów maszyny wyciągowej, które tworzą układy kontroli i zabezpieczeń. W przypadku wykrycia zagrożenia w ruchu górniczego wyciągu szybowego lub nieprawidłowego działania urządzeń kontrolujących, nastąpi zadziałanie wybranego zabezpieczenia w zależności od charakteru zagrożenia.

System zabezpieczeń zrealizowany został klasycznie – w technice przekaźnikowej i programowo – za pomocą mikroprocesorowej techniki cyfrowej.

Sterowniki PLC niezależnie od siebie dokonują analizy związanych ze sterowaniem sygnałów inicjujących proces: hamowania bezpieczeństwa, awaryjnego zatrzymania napędem lub powodujących blokowanie maszyny wyciągowej. Zebrane dane przesyłane są za pomocą magistrali dwukierunkowej i porównywane w sterownikach. W przypadku wystąpienia niezgodności, oba urządzenia generują sygnał błędu. Decyzja o zainicjowaniu zadziałania właściwego zabezpieczenia maszyny wyciągowej jest podejmowana niezależnie przez każdy ze sterowników na podstawie jego własnych danych, a jej skutkiem jest odwzbudzenie przekaźnika wyjściowego, przynależnego do danego sterownika. Zestyki przekaźników pobudzonych przez obydwa sterowniki połączone są szeregowo, zatem decyzja o zainicjowaniu zabezpieczenia maszyny podjęta przez dowolny ze sterowników zostanie zrealizowana, a ewentualna niezgodność podjętych przez sterowniki decyzji zostanie wykryta dzięki kontroli stanów przekaźników wyjściowych, ze skutkiem powodującym blokadę maszyny wyciągowej od utraty redundancji.

Podsumowując, system zabezpieczeń maszyny wyciągowej, w którym zastosowano:

a) układy zabezpieczeń wykonane w różnorodnych technikach takich jak: technika przekaźnikowa i cyfrowa,

b) sterowniki programowalne, realizujące większość zabezpieczeń w sposób zdwojony,
c) wielokrotne, na różnych poziomach kontrole współbieżności działania programów i elementów wykonawczych obwodów zabezpieczeń wykonanych w technice przekaźnikowej i cyfrowej,
d) powszechnie stosowane w technice mikroprocesorowej zabezpieczenia pracy cyfrowych sterowników programowalnych,

zapewnia z wystarczającym poziomem niezawodności działanie zabezpieczeń tworzących system zabezpieczeń.

Ponadto należy zwrócić uwagę, iż w opisywanym wyciągu szybowym zastosowano indywidualnie zaprojektowane urządzenie sterowniczo-sygnałowe, w którym wydobycie w sterowaniu ręcznym prowadzone jest z wykorzystaniem sygnalizacji pospiesznej „gotów". Sygnał akustyczny i optyczny do odjazdu ze stacji załadowczej generowany jest automatycznie po wykonaniu załadunku i potwierdzeniu poprawnego rozładunku, przy braku innych blokad technologicznych. Użytkownik zwrócił producentowi US-S uwagę, iż w czasie prowadzenia wydobycia, podczas odjazdu naczyń skipowych zdarzają się przypadki i sytuacje niestandardowe, polegające w szczególności na wątpliwości obsługi za- albo rozładunku odnośnie do stanu prowadnic krążkowych, poprawności zamknięcia klapy skipowej, zawieszenia się części urobku w skipie. Dla umożliwienia sygnalistom szybowym sprawnego i jednoznacznego nadania jednouderzeniowego sygnału wykonawczego do maszynisty maszyny wyciągowej po wykonaniu czynności kontrolnych bądź w celu zrealizowania manewrów naczyniem wyciągowym, bez konieczności zmiany rodzaju pracy, zastosowano sygnalizację jednouderzeniową bezpośrednią; maszynista wyciągowy może uprawnić wyłącznie jedno ze stanowisk sygnałowych:

- *stanowisko rozładowcze,*
- *stanowisko rewizyjne nad zrębem,*
- *stanowisko do prac szybowych nad stanowiskiem załadowczym,*
- *stanowisko załadowcze,*

wraz ze wskazaniem naczynia wyciągowego, przy czym na uprawnionym stanowisku wyświetlona jest jednoznaczna informacja dla sygnalisty szybowego, do którego skipu będą odnosić się nadawane sygnały; analogicznie zrealizowano przekazanie ww. informacji dla maszynisty wyciągowego.

W związku z pozytywną oceną użytkownika tak zrealizowanej jednouderzeniowej sygnalizacji bezpośredniej w rodzaju pracy „wydobycie", zwiększono liczbę uprawnianych stanowisk do prowadzenia jazd niewydobywczych, jak wymienione wyżej.

3. Alternatywne zasilanie silników napędowych maszyn wyciągowych

Przetwornica EL-TPP1 została zbudowana jako mobilny zespół urządzeń realizujący zasilanie obcowzbudnych silników prądu stałego maszyn wyciągowych pracujących w układzie Leonarda (rys. 4 i 5). EL-TPP1 zastępuje typowy zestaw elektromaszynowy - silnik napędowy z prądnicą sterującą (lub prądnicami sterującymi), dostarczając wyprostowane 12-pulsowo napięcie do zasilania obwodu głównego. Uzyskano ten efekt przez równoległe połączenie dwóch mostków tyrystorowych, zasilanych z uzwojeń wtórnych transformatora o różnych grupach połączeń. Oddziaływanie przetwornicy EL-TPP1 na sieć zasilającą 6 kV jest 12-pulsowe przy jednoczesnym sterowaniu mostków tyrystorowych. Czterokwadrantowe przekształtniki tyrystorowe umożliwiają pracę silnikową i generatorową zasilanego silnika głównego, praca z odzyskiwaniem energii do sieci odbywa się poprzez zmianę kierunku prądu obwodu głównego, nie jest wymagany rewers prądu wzbudzenia silnika głównego.

Jest to szczególnie cenne w przypadku zasilania silników prądu stałego, których bieguny główne nie są pakietowane. Obwód wzbudzenia zasilanego silnika napędowego zasilany jest z układu macierzystego (dotychczasowego) bądź opcjonalnie z niesterowanego mostka diodowego. Zabudowanie kompletu urządzeń przetwornicy EL-TPP1 na podwoziu naczepy umożliwia jej przemieszczanie i tym samym zasilanie silników głównych maszyn wyciągowych wielu górniczych wyciągów szybowych.



Rys. 4. Tyrystorowa przetwornica przewoźna EL-TPP1

Podstawowe dane techniczne przetwornicy EL-TPP1:

- znamionowy prąd wyprostowany I_{drm}	4 kA
- znamionowe napięcie wyprostowane U_{drm}	336 V
- trójfazowe napięcie zasilania	6 kV 50 Hz
- napięcie zasilania obwodów pomocniczych	400/230 V_{AC} 50 Hz
- napięcie zasilania instalacji oświetleniowej, wentylacji i ogrzewania	400/230 V_{AC} 50 Hz
- masa całkowita	ok. 15 Mg

Podstawowe elementy przetwornicy EL-TPP1 to:
- wyłącznik 6 kV wraz z przyłączem zasilającym i odpływem kablowym do transformatora przekształtnikowego T1,
- trójuzwojeniowy transformator przekształtnikowy T1,
- przekształtniki tyrystorowe PG1 i PG2,
- wyłącznik szybki Wsz,
- dławik wyrównawczy L,
- szafa sterowania SST,
- podzespoły i urządzenia pomocnicze dla zrealizowania wentylacji, ogrzewania i oświetlenia.

Zabudowane w wydzielonej tylnej części przyczepy pole 6 kV to 1-polowa rozdzielnica, wykonana jako wolnostojąca dwuczłonowa, z członem stałym i wysuwnym. W przedziale aparatowym pola zabudowano wyłącznik, przekładniki prądowe, przekładnik Ferantiego składowej zerowej prądu dla zrealizowania zabezpieczenia ziemnozwarciowego oraz uziemnik. W przedziale przyłączowym zamontowany jest przekładnik napięciowy oraz przekaźnik kontroli napięcia służący do blokowania załączenia uziemnika w polu. Pole wyposażone jest w blokady mechaniczne i elektromechaniczne dla wyeliminowania

nieprawidłowych czynności obsługowych. Zanik napięcia zasilającego 6 kV powoduje wyłączenie wyłącznika dzięki zastosowaniu tzw. cewki zanikowej.



Rys. 5. Wnętrze tyrystorowej przetwornicy przewoźnej EL-TPP1

Dane techniczne pola 6 kV przetwornicy EL-TPP1 to:

- napięcie znamionowe 12 kV
- napięcie robocze 6 kV
- prąd znamionowy ciągły szyn zbiorczych 630 A
- prąd znamionowy ciągły pól zasilających 630 A
- prąd znamionowy ciągły pól odpływowych 630 A
- prąd znamionowy 1s 16 kA
- prąd znamionowy szczytowy 40 kA
- stopień ochrony IP4X
- zintegrowany zespół zabezpieczeń z funkcją sterownika pola MICOM
-

Z pola 6 kV zasilany jest suchy trójuzwojeniowy transformator przekształtnikowy o mocy pozornej 1800 kVA.
Transformator suchy z uzwojeniami aluminiowymi o parametrach:

- moc pozorna 1 800 kVA
- napięcie strony pierwotnej 6 000 V±2*2,5%
- napięcie strony wtórnej 2 x 320 V
- prąd strony pierwotnej 173,5 A
- prąd strony wtórnej 2 x 1625,7 A
- napięcie zwarcia 6,0%
- masa 4,2 Mg
- stopień ochrony IP00
- grupa połączeń Dd0yn5

Transformator został dobrany jako element zasilania przekształtników tyrystorowych dla osiągnięcia wymaganych parametrów wyjściowych obwodu napędowego silnika maszyny wyciągowej, tj. wartości średniej prądu wyprostowanego I_{drm} 4 kA przy napięciu U_{drm} 336 V. Parametry te osiągane są z uwzględnieniem ograniczenia dopuszczalnego kąta sterowania

fazowego impulsów bramkowych tyrystorów, dla zapobieżenia powstaniu tzw. przerzutu falownikowego.
Rewersyjny układ przekształtnikowy z równoległym połączeniem mostków zbudowano z wykorzystaniem przekształtników, sterowanych programowo, o następujących parametrach:

- typ 4-kwadrantowy
- napięcie zasilania max 400 V_{AC}
- prąd zasilania 1660 A_{AC}
- napięcia wyjściowe 420 V_{DC}
- prąd wyjściowy 2 000 A_{DC}

Każdy z przekształtników posiada wentylator chłodzący. Z uwagi na zabudowę elementów przetwornicy EL-TPP1 w zamkniętej przyczepie, dla zapewnienia właściwych parametrów powietrza chłodzącego przekształtników tyrystorowych zabudowano instalację wentylacyjną.
Z uwagi na przyjętą konfigurację równoległego połączenia mostków tyrystorowych zasilanych napięciami z przesunięciem fazowym dla uzyskania 12-pulsowego napięcia wyprostowanego, mostki połączone są przez dławik sprzęgający o strukturze „T". Indukcyjność dławika ogranicza wartość składowej zmiennej 6-pulsowej prądu do ok. 10% wartości prądu wyprostowanego.
Przekształtniki zapewniają osiągnięcie wymaganych parametrów prądowo-napięciowych. Mostki tyrystorowe zabezpieczono przed przepięciami od łączeń zewnętrznych poprzez zabudowanie układów ochrony przepięciowej.
W celu zapewnienia ochrony mostków tyrystorowych od skutków zwarć zewnętrznych, producent zabudował w obwodzie głównym wyłącznik szybki WSz o danych:

- prąd znamionowy wyłącznika 4 200 A_{DC}
- napięcie znamionowe 1 000 V_{DC}
- zakres nastawy wyzwalacza 2,0 ÷ 8,0 kA

Podstawową funkcją realizowaną przez wyłącznik szybki jest zabezpieczenie nadprądowe obwodu głównego, skutkujące jego przerwaniem oraz skutecznym zgaszeniem łuku elektrycznego. Dostępny zakres wyzwalacza prądowego zastosowanego wyłącznika szybkiego pozwala na uzyskanie zadziałania zabezpieczenia nadprądowego przy prądzie o wartości 5,2 kA, tj. wartości większej o 30% w stosunku do znamionowego prądu wyprostowanego. Znamionowy prąd wyłącznika szybkiego jest o 5% większy od wartości zakładanego prądu znamionowego przetwornicy EL-TPP1.
Zastosowane przekształtniki to modułowe urządzenia energoelektroniczne, których sterowanie i zabezpieczenia zrealizowano programowo z wykorzystaniem techniki mikroprocesorowej. Fabrycznie zaimplementowane programy realizują cyfrowe układy regulatora prędkości obrotowej zasilanego silnika ze sprzężeniem napięciowym, tachometrycznym lub inkrementalnym, wypracowując wartość momentu zadanego niezbędnego do zrealizowania prędkości zadanej. Przyjmując stały strumień wzbudzenia, regulację momentu silnika realizuje się poprzez zmianę prądu obwodu głównego. Cyfrowo zrealizowany regulator prądu wypracowuje sygnał napięcia zadanego z uwzględnieniem sygnału lokalnego sprzężenia prądowego wypracowanego w oparciu o przekładniki prądowe zainstalowane w torze zasilania mostków. Efektem końcowym działania cyfrowego układu sterowania mostkami tyrystorowymi jest wygenerowanie 6-ciu impulsów bramkowych, opóźnionych fazowo o kąt α w stosunku do punktu naturalnej komutacji. Dzięki zastosowaniu

nawrotnych mostków o przeciw-równoległym układzie tyrystorów, pracujących z blokadą impulsów bramkowych, możliwa jest pełna 4-kwadrantowa praca silnikowo-generatorowa z odzyskiwaniem energii do sieci zasilającej. Sterowniki przekształtników skomunikowano w konfiguracji PG1-master, PG2-slave. Zadania sterownicze i regulacyjne realizowane są w programie przekształtnika PG-1. Programowe zabezpieczenia realizowane są niezależnie w każdym przekształtniku. W zależności od rodzaju wykrytego błędu i stopnia zagrożenia dla bezpiecznej pracy przekształtników, możliwe są następujące reakcje:

- czasowe blokowanie impulsów bramkowych tyrystorów,
- zablokowanie impulsów bramkowych wraz z odwzbudzeniem przekaźnika AP1 lub AP2, skutkujące przerwaniem obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej poprzez zestyk przekaźnika PZPT,
- w przypadku zadziałania zabezpieczenia nadprądowego przekształtników sytuacja jak wyżej, a ponadto poprzez odwzbudzenie przekaźnika GP1 lub GP2 wyłączenie wyłącznika 6 kV przetwornicy EL-TPP1.

Parametryzacja oprogramowania niezbędna do prawidłowego uruchomienia zespołu przekształtnikowego odbywa się za pomocą paneli operatorskich zainstalowanych na szafach przekształtników. Możliwe jest również opcjonalne wykorzystanie dedykowanego programu narzędziowego, usprawniającego prace związane z uruchomieniem i eksploatacją przekształtników. Fabryczne oprogramowanie sterowników zawiera szereg gotowych bloków funkcyjnych i elementów logicznych, dzięki którym można skonstruować dodatkowe sterowanie. Producent przetwornicy EL-TPP1 wykorzystał tę właściwość do zrealizowania sterowania wentylacją pomieszczenia, które uwzględnia temperaturę bloków tyrystorowych i temperaturę otaczającego powietrza. Oprogramowanie fabryczne sterowników przekształtników zawiera szereg podprogramów, umożliwiających sprawne przeprowadzenie optymalizacji nastaw regulatorów dla silnika aktualnie zasilanego z przetwornicy EL-TPP1. Skraca to znacznie czas niezbędny na przeprowadzenie prac rozruchowych i zapewnia bezpieczeństwo oraz powtarzalność stosowanych metod optymalizacyjnych, co przy uwzględnieniu mobilności przetwornicy i możliwości zasilania różnych silników napędowych maszyn wyciągowych, jest cechą szczególnie pożądaną. Mikroprocesor sterownika wykorzystuje 3 obszary pamięci:

- pamięć wymagającą podtrzymania RAM, zwaną też pamięcią roboczą,
- pamięć niewymagającą podtrzymania ROM, zwaną też pamięcią Flash,
- opcjonalnie przenośną kartę pamięci.

Cenną zaletą jest możliwość wykonania kopii na zewnętrznej karcie pamięci aktualnego oprogramowania sterowników przekształtników. Producent przekształtników oferuje aktualizacje oprogramowania sterowników, które można wykonać z wykorzystaniem zewnętrznej karty pamięci.

Opisywane przekształtniki są standardowo stosowane do zasilania silników w przenośnikach taśmowych, windach, dźwigach, kolejach linowych, napędach przecinarek, przewijarek, nawijarek. Stanowią elastyczny, modułowy system napędowy dla wymagających aplikacji przemysłowych. Wykorzystuje się je do realizacji złożonych procesów wymagających od układów zasilających silnik precyzyjnej regulacji położenia, prędkości i momentu, takich jak wytłaczarki, zwijarki/rozwijarki, napędy master/slave, prasy, maszyny drukarskie, młyny.
W celu włączenia przetwornicy EL-TPP1 do układów maszyny wyciągowej, należy wykonać połączenie kablowe 6 kV, połączenia silnoprądowe obwodu głównego i zasilania 0,4 kV.

Na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej zabudowany zostanie pulpit przetwornicy EL-TPP1. Pulpit należy połączyć kablem sterowniczym z listwą zaciskową w przetwornicy.

Parametry kabla 6 kV, wynikające m.in. z warunków zasilania istniejących w punkcie podłączenia, określane są każdorazowo w dokumentacji technicznej włączenia przetwornicy do układów maszyny wyciągowej. Połączenia silnoprądowe obwodu głównego są wykonywane z wykorzystaniem wiązek przewodów 1-żyłowych o przekroju 240 mm^2, o łącznej obciążalności prądowej wynikającej z parametrów zasilanego silnika.

Z istniejącej struktury układów maszyny wyciągowej pobierane są następujące sygnały:

- stan załączenia obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej - równolegle do cewki istniejącego w maszynie wyciągowej przekaźnika wykonawczego obwodu bezpieczeństwa podłącza się cewkę przekaźnika PPHB,
- stan zahamowania maszyny wyciągowej – równolegle do cewki istniejącego w maszynie wyciągowej przekaźnika stanu zahamowania maszyny wyciągowej podłącza się cewkę przekaźnika PPCZ,
- sygnał analogowy prędkości zadanej z uwzględnieniem działania regulatora jazdy – z układu zadawania i regulacji prędkości maszyny wyciągowej należy pobrać napięcie, które jest proporcjonalne do prędkości zadanej z uwzględnieniem ograniczeń wprowadzanych przez regulator jazdy.

Do obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej należy wprowadzić zestyk przekaźnika PZPT zabezpieczeń przetwornicy EL-TPP1. Sugerowany przez producenta punkt włączenia do obwodu bezpieczeństwa to połączenie zestyku pomocniczego wyłącznika 6 kV i zestyku wyłącznika odśrodkowego przetwornicy macierzystej. Opcjonalnie możliwe jest wykorzystanie drugiego zestyku przekaźnika PZPT dla zrealizowania zwielokrotnienia oddziaływania zabezpieczeń przetwornicy EL-TPP1 na obwód bezpieczeństwa maszyny wyciągowej.
W celu umożliwienia maszyniście maszyny wyciągowej wykonanie przewidzianych czynności niezbędnych do załączenia przetwornicy EL-TPP1, na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej instaluje się pulpit sterowniczy przetwornicy. Z jego wykorzystaniem możliwe jest załączenie lub wyłączenie transformatora zasilającego układ przekształtnikowy, załączenie lub wyłączenie wyłącznika szybkiego oraz wprowadzenie ograniczenia prędkości do wartości prędkości dojazdowej lub prędkości rewizji (tzw. łącznik jazdy manewrowej). Na pulpicie sterowniczym w sposób optyczny sygnalizowane są stany:

- wyłączenia transformatora T1,
- wyłączenia wyłącznika szybkiego WSz,
- awarii przekształtnika PG1 lub PG2,
- przekroczenia pierwszego stopnia kontroli temperatury transformatora T1,
- obniżenia wartości rezystancji doziemnej obwodu głównego.

Informacje o stanach awaryjnych przekształtników tyrystorowych dostępne są na ekranach paneli operatorskich.
Ponieważ przetwornica EL-TPP1 wyposażona jest we własne pole 6 kV, w sytuacjach awaryjnych wymagających wyłączenia zasilania 6 kV wyłączany jest wyłącznik mocy w ww. polu. Wyłączenie następuje w następujących przypadkach:

- wykrycie przeciążenia, zwarcia międzyfazowego lub zwarcia doziemnego przez zintegrowany zespół zabezpieczeń zainstalowany w polu 6 kV,
- zadziałanie łącznika krańcowego otwarcia klap wydmuchowych przedziału wyłącznika pola 6 kV,
- użycie przycisku awaryjnego wyłączenia na polu 6 kV,
- zadziałanie łącznika krańcowego otwarcia drzwi do pomieszczenia transformatora T1,
- użycie przycisku awaryjnego wyłączenia WP na drzwiach przekształtnika PG1,
- zadziałania kontroli nadprądowej w przekształtniku PG1 lub PG2, wymagającej wyłączenia zasilania mostków tyrystorowych dla ochrony przed skutkami zwarcia wewnętrznego,
- przekroczenie temperatury transformatora T1 - II stopień.

W przypadku zadziałania kontroli ochron przepięciowych przekształtników, zestyk przekaźnika KOP blokuje możliwość załączenia wyłącznika 6 kV zasilającego transformator przekształtnikowy T1.
Producent przewidział opcjonalnie możliwość wyprowadzenia układu bezpotencjałowych zestyków do obwodu tzw. cewki wybijakowej pola zasilającego przetwornicę EL-TPP1. Pole to traktowane jest jako odpływ kablowy, a jego zabezpieczenia dobiera się z uwzględnieniem parametrów zasilania i zastosowanego kabla 6 kV. Dlatego wyłączenie awaryjne tego pola ograniczono do następujących przypadków:

- użycie przycisku awaryjnego wyłączenia na polu 6 kV,
- zadziałanie łącznika krańcowego przyłącza kablowego na polu 6 kV,
- zadziałanie łącznika krańcowego otwarcia klap wydmuchowych przedziału wyłącznika pola 6 kV.
-

Zastosowanie przetwornicy EL-TPP1 umożliwia utrzymanie dotychczasowych warunków prowadzenia ruchu wyciągu szybowego, bądź wymaga ograniczenia:

- prędkości jazdy - gdy wartość napięcia obwodu głównego silnika maszyny wyciągowej przy prędkości maksymalnej jest większa od napięcia wyprostowanego przetwornicy EL-TPP1 U_{drm} określonego na 336 V,
- masy transportowanej lub przyspieszeń i opóźnień napędu – gdy wartość prądu obwodu głównego silnika maszyny wyciągowej w czasie rozruchu jest większa od prądu wyprostowanego przetwornicy EL-TPP1 I_{drm} wynoszącego 4 kA.

Mikroprocesorowy układ sterowania i zabezpieczeń przekształtników zapewnia dużą precyzję regulacji prędkości obrotowej zasilanego silnika. Dla zrealizowania zadania zasilania silników różnych maszyn wyciągowych, producent zdecydował się na działanie układu regulacji prędkości obrotowej zasilanego silnika z wykorzystaniem ujemnego sprzężenia zwrotnego - napięcia proporcjonalnego do napięcia obwodu głównego, uzyskanego za pośrednictwem separatora napięciowego SN2. Napięcie do separatora pobierane jest z oszynowania obwodu prądu stałego wewnątrz przetwornicy EL-TPP1, co zapewnia ciągłość sprzężenia niezależnie od powstania ewentualnych uszkodzeń w okablowaniu pomiędzy przetwornicą a punktem przyłączowym. Wykorzystanie sprzężenia napięciowego wiąże się z powstaniem uchybu regulacji prędkości obrotowej silnika maszyny wyciągowej, szczególnie zauważalnego podczas jazdy z nadwagą (obniżenie prędkości ustalonej przy ciągnieniu, zwiększenie przy opuszczaniu w stosunku do prędkości jazdy z naczyniami pustymi). Jednak zastosowanie sprzężenia tachometrycznego dla przewoźnej

przetwornicy EL-TPP1 wydaje się niecelowe i dodatkowo obarczone zagrożeniami wynikającymi z następstw utraty sygnału ujemnego sprzężenia zwrotnego w torze regulacji prędkości. Lokalne sprzężenie prądowe pozwoliło uzyskać efekt tzw. pułapu prądu w obwodzie głównym, co chroni elementy energoelektroniczne przekształtników przed przegrzaniem lub uszkodzeniem, dając dodatkowe właściwości regulacyjne układu napędowego.
W czasie hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej, której silnik napędowy jest zasilany z przetwornicy EL-TPP1, odmienny jest przebieg momentu elektrodynamicznego silnika niż przy zasilaniu z prądnicy sterującej. Po uzyskaniu informacji o odwzbudzeniu przekaźnika obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej, zestyki przekaźnika PPHB blokują przekształtniki PG1 i PG2 (blokada impulsów bramkowych), zanik momentu napędowego rozwijanego przez silnik główny jest praktycznie natychmiastowy. Przy zasilaniu silnika głównego z przetwornicy macierzystej, podczas hamowania bezpieczeństwa następował proces odwzbudzania maszyn tworzących obwód główny układu Leonarda - silnika napędowego i prądnicy (prądnic) sterujących, który musiał być rozciągnięty w czasie dla zapewnienia ochrony przepięciowej uzwojeń maszyn. Z uwagi na nierozwieranie obwodu głównego, w początkowym etapie hamowania bezpieczeństwa występował moment elektrodynamiczny silnika, napędzający bądź hamujący, zależnie od wartości i kierunku działania nadwagi oraz kierunku jazdy. W związku z tym podczas włączania przetwornicy do układów maszyny wyciągowej niezbędne jest przeprowadzenie rejestrowanych prób hamowania bezpieczeństwa, celem potwierdzenia poprawności dotychczas stosowanych nastaw hamulcowych.
Należy zwrócić uwagę, iż zasilanie silnika napędowego maszyny wyciągowej z przetwornicy tyrystorowej prowadzi do uzyskania wymiernych korzyści ekonomicznych, polegających nie tylko na zmniejszeniu kosztów energii elektrycznej (eliminacja strat biegu jałowego), jak również kosztów eksploatacyjnych (np. koszt zużytych szczotek prądnic sterujących, przeglądów maszyn głównych układu Leonarda, itd.)

4. Przewoźna maszyna wyciągowa pomocniczych wyciągów szybowych

Przewoźna maszyna wyciągowa B-1100/EL-1 przeznaczona jest do eksploatacji w jednokońcowych górniczych wyciągach szybowych pomocniczych (rys. 6 i 7). Zabudowa jej na przyczepie umożliwiła transport drogowy. Przyczepa z maszyną wyciągową jest przystosowana do posadowienia na fundamencie. Budowa części elektrycznej maszyny wyciągowej umożliwia zasilanie napięciem 3 x 500 V_{AC} lub 3 x 400 V_{AC}.
Maszyna wyciągowa jest sterowana:

- ręcznie ze stanowiska sterowniczego,
- automatycznie w trybie zdalnego uruchamiania z regulacją prędkości.

Zasadniczymi elementami maszyny wyciągowej są:

- bęben przystosowany do wielowarstwowego nawijania liny nośnej, zamocowany do wału głównego osadzonego w dwóch łożyskach tocznych,
- silnik prądu stałego, napędzający bęben nawojowy poprzez sprzęgło elastyczne, przekładnię zębatą oraz sprzęgło zębate, zasilany z sieci prądu przemiennego przez przekształtnik tyrystorowy,
- hamulec tarczowy z siłownikami odwodzonymi hydraulicznie,
- transformator zasilania 500/400/230 V,
- swobodnie programowalne sterowniki PLC,
- elektrohydrauliczny jednoagregatowy zespół sterowniczo-zasilający hamulca,

- układ wizualizacji oraz sygnalizacyjny stanów awaryjnych i stanów pracy poszczególnych podzespołów maszyny wyciągowej.

Maksymalna prędkość jazdy naczynia wyciągowego zależy od:

- numeru kolejnej warstwy nawijanej lub odwijanej liny na bębnie,
- wartości napięcia zasilania.

Przy zasilaniu z sieci 500 V_{AC} prędkość zmienia się od 1,3 m/s dla warstwy pierwszej do 1,55 m/s dla warstwy siódmej (zewnętrznej), natomiast przy zasilaniu z sieci 400 V_{AC} odpowiednio od 1,0 m/s do 1,2 m/s.
Bęben maszyny wyciągowej ma dwie tarcze hamulcowe. Proces hamowania realizowany jest poprzez zespół dwóch par hydraulicznie odwodzonych siłowników z bezazbestowymi okładzinami hamulcowymi, zamocowanymi na dwóch stojakach hamulcowych. Wartość siły hamującej sterowana jest ciśnieniem oleju wytwarzanym w zespole sterowniczo-zasilającym.
W układzie hydraulicznym hamulca zastosowano urządzenie umożliwiające wywołanie spadku ciśnienia oleju poprzez udrożnienie dodatkowej drogi spływu oleju w instalacji hydraulicznej hamulca, powodując bezpieczne zatrzymanie wyciągu.
Bęben nawojowy maszyny wyciągowej, zamocowany śrubami do kołnierzy wału głównego, napędzany jest obcowzbudnym silnikiem prądu stałego zasilanym z sieci prądu przemiennego przez przekształtnik tyrystorowy. Przetwarza on energię prądu przemiennego w energię prądu stałego. Zmianę kierunku wirowania, jak i pracę z hamowaniem odzyskowym realizuje się poprzez zmianę kierunku przepływu prądu twornika silnika.
Układ sterowania maszyny wyciągowej zbudowany jest w oparciu o swobodnie programowalne sterowniki PLC oraz cyfrowo sterowany przekształtnik tyrystorowy. Za pomocą sterowników PLC zrealizowano cyfrowy regulator jazdy, pełniący równocześnie funkcję układu kontroli prędkości.
Wszystkie ważne funkcje odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej objęte są systemem wizualizacji ekranowej.
Część mechaniczna przedmiotowej maszyny wyciągowej została zaprojektowana i sprawdzona wytrzymałościowo dla obciążeń wynikających z następujących warunków eksploatacji górniczego wyciągu szybowego:

- maksymalna prędkość jazdy naczynia wyciągowego	1,55 m/s
- nominalna średnica liny nośnej	22 mm
- maksymalna siła statyczna w linie nośnej	45 kN
- maksymalna siła zrywająca linę nośną	441 kN
- maksymalny moment obciążenia od siły w linie	24,75 kNm
- kąt nachylenia odcinka skośnego liny nośnej pomiędzy kołem linowym a linopędnią maszyny wyciągowej w stosunku do poziomu	$24{,}0^{o} \div 44{,}6^{o}$



Rys. 6. Przewoźna maszyna wyciągowa B-1100/EL-1

Na przyczepie zamocowane są: rama posadowienia z w/w częściami maszyny wyciągowej, agregat zespołu sterowniczo-zasilającego hamulca i dwie szafy z wyposażeniem elektrycznym, które znajdują się w wydzielonym, większym pomieszczeniu na przyczepie oraz stanowisko sterownicze usytuowane w mniejszym. Pomieszczenia osłonięto dachem i izolowanymi ścianami dla zabezpieczenia przed negatywnymi czynnikami klimatycznymi.
Przyczepa z zabudowaną maszyną wyciągową B-1100/EL-1 jest przystosowana do posadowienia jej na fundamencie.
Fabrycznie przyczepa wyposażona jest w cztery zestawy podporowe, które przeznaczone są do podniesienia przyczepy w celu odciążenia kół jezdnych podczas postoju. Przestrzeń powstałą pomiędzy podniesioną przyczepą a fundamentem, wypełnienia się drewnianymi belkami i montuje się wsporniki, a następnie opuszcza się na nie przyczepę. Rama maszyny wyciągowej, po posadowieniu przyczepy na drewnianych belkach oraz wspornikach, stabilizowana jest i mocowana do fundamentu za pomocą 10 cięgieł wyposażonych w śruby rzymskie.

Część elektryczna maszyny wyciągowej składa się z elementów realizujących:

- zasilanie elektryczne,
- sterowanie maszyny wyciągowej,
- zabezpieczenia maszyny wyciągowej,
- sygnalizację stanu i obrazowanie parametrów pracy maszyny wyciągowej,
- cyfrowy regulator jazdy CRJ-1-M,
- sterowanie hamulca.
-

Maszyna wyciągowa przewoźna B-1100/EL-1 może być zasilana napięciem przemiennym 3 x 500 V_{AC} lub 3 x 400 V_{AC}. Kabel zasilający jest wprowadzony do przyłącza maszyny wyciągowej na rozłącznik wyposażony w bezpieczniki topikowe.
Możliwe są trzy stany zasilania przewoźnej maszyny wyciągowej:

- całkowite wyłączenie zasilania - poprzez otwarcie rozłącznika bezpiecznikowego lub poprzez wypięcie kabla zasilającego,
- „postój" – maszyna jest zasilana napięciem 3 x 500 V_{AC} lub 3 x 400 V_{AC}, lecz otwarty jest łącznik postoju – zasilone są wtedy tylko obwody oświetlenia, ogrzewania i klimatyzacji pomieszczeń maszyny wyciągowej oraz zasilacz awaryjny UPS urządzenia sygnalizacji szybowej,
- „praca" – maszyna jest zasilana napięciem 3 x 500 V_{AC} lub 3 x 400 V_{AC} i zamknięty jest łącznik postoju, co powoduje, że wszystkie elementy maszyny wyciągowej oraz urządzenia sygnalizacji szybowej są zasilone.

W celu dostosowania pozostałych urządzeń zabudowanych w maszynie wyciągowej do dwóch wartości napięcia zasilającego, zastosowano transformator dopasowujący, przetwarzający napięcie 3 x 500 V_{AC} na napięcie 3 x 400 V_{AC}. Przełączenie łącznika na pracę z zasilania 3 x 500 V_{AC} powoduje, że obwody 3 x 400 V_{AC} maszyny wyciągowej będą zasilane z transformatora.
Zasilanie maszyny wyciągowej napięciem 3 x 400 V_{AC} powoduje ograniczenie prędkości maksymalnej do 1,2 m/s wskutek ograniczenia wartości napięcia obwodu głównego.
Układ sterowniczo-regulacyjny napędu zbudowano w oparciu o swobodnie programowalne sterowniki PLC oraz programowo sterowany przekształtnik tyrystorowy, zasilający obwód główny i obwód wzbudzenia.
Zastosowano programowo sterowany mikroprocesorowy napęd tyrystorowy dla silników prądu stałego, w układzie mostkowym przeciwrównoległym, o danych technicznych:

typ	czterokwadrantowy
moc silnika zasilanego	150 kW
napięcie zasilające	3 x 500 V_{AC}
prąd wyprostowany ciągły	350 A
maksymalna przeciążalność prądem	525 A przez 30 s, nie częściej niż 10 razy na godzinę
prąd obwodu wzbudzenia silnika	20 A
napięcie zasilania obwodów wewnętrznych	3 x 400 V, 50 Hz
chłodzenie	wymuszone



Rys. 7. Przewoźna maszyna wyciągowa B-1100/EL-1

Maszyna wyciągowa B-1100/EL-1 może być sterowana ręcznie lub automatycznie w trybie zdalnego uruchamiania.

W sterowaniu ręcznym prędkość zadawana jest przez zadajnik w postaci sygnału prądowego – 20…0…20 mA, wprowadzonego na wejście analogowe sterownika PLC2. Wypracowana wartość prędkości zadanej przesyłana jest ze sterownika PLC2 do części cyfrowej przekształtnika tyrystorowego jako sygnał analogowy.

W trybie zdalnego uruchamiania możliwe jest przyciskowe zadawanie prędkości w określonych przedziałach, od minimalnej prędkości ok. 0,1 m/s do maksymalnej, określonej dla danego rodzaju pracy.

Odhamowanie maszyny wyciągowej podczas zdalnego uruchamiania odbywa się po wcześniejszym zadaniu momentu w kierunku pozwalającym utrzymać zmieniającą się nadwagę, zależnie od położenia naczynia w szybie (wyciąg jednokońcowy).

Zmiana rodzaju sterowania możliwa jest tylko przy zahamowanej maszynie i sterze hamowania manewrowego w położeniu „zahamowany”.

Układ regulacji prędkości zadaje, reguluje oraz ogranicza prędkość maszyny w zależności od położenia naczynia wyciągowego w szybie. Elementem zadającym prędkość w sterowaniu ręcznym jest zadajnik umieszczony na stanowisku sterowniczym, służący jako źródło wartości zadanej względnej. Dla sterowania w trybie zdalnego uruchamiania źródłem wartości zadanej jest krzywa jazdy wyliczona dla maksymalnych dopuszczalnych parametrów dla danego położenia naczynia w szybie oraz wybranego rodzaju pracy. Następnie sygnał prędkości zadanej przetwarzany jest przez elektroniczny układ zadawania i kontroli prędkości jazdy - regulator jazdy oraz cyfrowy układ regulacji prędkości w przekształtniku tyrystorowym.

Ustawienie cyfrowego regulatora jazdy w zakresie długości drogi jazdy naczynia wyciągu (z uwagi na różne miejsca eksploatacji przewoźnej maszyny wyciągowej) może dokonać obsługa za pomocą monitora dotykowego zabudowanego na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej. Wartość położenia naczynia wyciągowego obliczona w cyfrowym wskaźniku głębokości uwzględnia zmianę średnicy kolejnych warstw nawijania liny nośnej.

Układ sterowania i regulacji prędkości pozwala na osiągnięcie maksymalnych poziomów prędkości, skojarzonych z rodzajem pracy wyciągu i wynoszących odpowiednio 0,3 m/s;

0,5 m/s; 1,0 m/s; 1,55 m/s (prędkość liniowa przy nawijaniu zewnętrznej, siódmej warstwy na bębnie nawojowym).
Na warunkach szczególnych, określonych przez KDEM zakładu górniczego w instrukcji ewakuacji ludzi z szybu, w celu umożliwienia kontrolowanego przemieszczenia naczynia wyciągowego w szybie, po wprowadzeniu hasła w panelu operatorskim można uruchomić funkcję „grawitacyjne przemieszczanie naczynia", pozwalającą na przemieszczenie naczynia wyciągowego bez udziału układu napędowego, z wykorzystaniem działania grawitacji i regulowanego momentu hamującego tarczowego hamulca maszyny wyciągowej.
W przypadku uszkodzenia w części elektrycznej napędu maszyny wyciągowej przy zachowaniu sprawności działania hamulca, istnieje możliwość kontrolowanego, grawitacyjnego opuszczenia nadwagi. Jest to funkcja programowa, umożliwiająca np. opuszczenie załogi rewizyjnej znajdującej się w naczyniu wyciągowym do najbliższego poziomu. Uwzględniając fakt, iż maszyna wyciągowa stosowana jest w wyciągu jednokońcowym, praktycznie zawsze występująca nadwaga będzie wystarczająca do wywołania ruchu bębna.

W celu uprawnienia załączenia funkcji grawitacyjnego przemieszczania naczynia muszą być spełnione następujące warunki:

- maszyna wyciągowa zahamowana,
- obwód bezpieczeństwa maszyny wyciągowej - wyłączony.

Załączenie grawitacyjnego przemieszczania naczynia powoduje zablokowanie pracy przekształtnika tyrystorowego.
Po załączeniu grawitacyjnego przemieszczania naczynia, programowo nie są uwzględniane następujące zabezpieczenia:

- załączenie przekształtnika,
- sprawność napędu,
- kontrola awaryjnego zatrzymania napędem,
- kontrola przed zmniejszeniem momentu obciążenia przy jeździe naczynia w dół,
- kontrola odhamowania zablokowanej maszyny,
- kontrola przekaźników sterowanych przez PLC,
- kontrola zestyków wejściowych do PLC,
- kontrola zahamowania przy awaryjnym zatrzymaniu napędem,
- kontrola podprądowa wzbudzenia silnika napędowego,
- kontrola nadprądowa wzbudzenia silnika napędowego (PKN1),
- kontrola nadprądowa obwodu głównego (M_NIG).

Po włączeniu funkcji grawitacyjnego opuszczania, warunkiem koniecznym dla przeprowadzenia tej procedury jest sprawność wszystkich układów za wyjątkiem zabezpieczeń wymienionych powyżej oraz załączenie obwodu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej.
W celu wykonania ruchu naczynia wyciągowego w warunkach kontrolowanego grawitacyjnego opuszczania nadwagi, należy przy pomocy dźwigni hamulca uprawnić regulację ciśnienia w instalacji hamulca i zadać wartość prędkości nastawnikiem kierunku i zadania prędkości (ster jazdy). Prędkość opuszczania jest utrzymywana za pomocą wewnętrznego regulatora prędkości, zaimplementowanego w sterowniku PLC, który wypracowuje taką wartość sygnału sterującego do zaworu proporcjonalnego, aby ciśnienie

w instalacji hamulca zapewniało siłę hamującą, zdolną do zrealizowania opuszczania nadwagi z zadaną prędkością. Efektywna prędkość grawitacyjnego opuszczania nadwagi zawiera się w przedziale 0 ÷ 0,7 m/s. Podczas grawitacyjnego opuszczania nadwagi układ zabezpieczeń monitoruje prędkość jazdy, a w przypadku przekroczenia prędkości 1 m/s, inicjuje przerwanie obwodu bezpieczeństwa.
Wyłączenie funkcji grawitacyjnego opuszczania nadwagi następuje po przywróceniu pełnej sprawności układu napędowego maszyny wyciągowej oraz potwierdzeniu tego faktu z systemu wizualizacji.

5. Podsumowanie

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

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

Na szczególną uwagę zasługuje fakt maksymalnego wykorzystania przez producentów możliwości technicznych, jakie daje stosowanie w budowie zespołów maszyn wyciągowych swobodnie programowalnych sterowników logicznych PLC oraz wykorzystanie rozbudowanych, przyjaznych dla użytkownika aplikacji wizualizacji stanów pracy maszyn wyciągowych.

W najbliższej przyszłości należy oczekiwać kolejnych rozwiązań technicznych, umożliwiających podniesienie poziomu bezpieczeństwa eksploatacji wyciągów szybowych. Oczekiwane są też nowe rozwiązania urządzeń bezprzewodowej sygnalizacji i łączności szybowej, umożliwiające przekazanie znacznie większej liczby sygnałów z poruszającego się naczynia wyciągowego, w celu zrealizowania optymalnego systemu sterowania i zabezpieczeń.

Literatura

1. 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 2007.
1. 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 2007.
2. Hansel J., Koczwara J., Krajczok J., Zygmunt A.: Syntetyczna ocena poziomu technicznego i określenie kierunków modernizacji górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych w Polsce. Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Wydanie 40, Kraków 2007.
3. 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 2007.
4. Kiercz M., Szczygieł M.: Grawitacyjne opuszczanie nadwagi naczyń wyciągowych w przypadku awaryjnego zatrzymania ruchu maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego. V Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport Linowy", Szczyrk 2009.
5. Kiercz M., Szczygieł M.: Zmiany w górniczych wyciągach szybowych w latach 2004-2007. Konferencja „Problemy Bezpieczeństwa i Ochrony Zdrowia w Polskim Górnictwie", Mysłowice 2008.
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 2008.
7. Wojtowicz W., Zygmunt A.: Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy. Konferencja Naukowo-Techniczna „Transport Linowy", Szczyrk 1996.

Modernizacje górniczych wyciągów szybowych Kopalni Soli „Kłodawa" S.A.

Jarosław Długaj, Mariusz Madej – MWM Elektro Spółka z o.o., **Dariusz Kozajda, Janusz Szymczak** – Kopalnia Soli „Kłodawa" S.A.

1. Wprowadzenie

Kopalnia Soli „Kłodawa" S.A. jest największą czynną kopalnią soli kamiennej w Polsce. Eksploatację soli rozpoczęto w drugiej połowie lat pięćdziesiątych ubiegłego stulecia. W pierwszej połowie lat 50-tych miało miejsce głębienie i budowa szybów „Michał" i „Barbara".

W ostatnich latach, oprócz ciągłej przemysłowej eksploatacji soli systemem komorowym od poziomu 600 do 750, podziemia kopalni udostępniane są zwiedzającym. Podziemna trasa turystyczna na poziomie 600 metrów jest bodajże najgłębszą tego typu trasą na świecie.
Fakt, że z wyciągów górniczych oprócz kadry pracowniczej kopalni korzystają turyści – osoby starsze i bardzo często dzieci, jest dodatkowym czynnikiem sprawiającym, że aspekt pewności oraz bezpieczeństwa pracy wyciągów jest traktowany priorytetowo przez służby utrzymania ruchu zakładu górniczego.
W okresie od lipca 2012 r. do czerwca 2015 r. w Kopalni Soli „Kłodawa" S.A. firma MWM Elektro Sp. z o.o. zrealizowała niżej wymienione zadania dotyczące:

- zabudowy nowego urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Michał" (lipiec 2012 r.),
- modernizacji maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Barbara" (sierpień 2012 r.),
- modernizacji maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Michał" (czerwiec 2015 r.).

2. Budowa nowego urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Michał"

Pierwszym zrealizowanym przez MWM Elektro Sp. z o.o. projektem na terenie KS „Kłodawa" S.A. była wymiana urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej w górniczym wyciągu szybu „Michał".
Zabudowane iskrobezpieczne urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Michał" Kopalni Soli „Kłodawa" S.A. współpracowało z dwoma niezależnymi układami sterowania napędami maszyny wyciągowej (podstawowym i rezerwowym). Aparatura umieszczona na poziomach, w szybie oraz szafa sterownicza przedmiotowego urządzenia jest wspólna dla obydwu układów. Stanowiska sterownicze maszynistów wyciągowych wyposażone były w niezależne pulpity o identycznym wyposażeniu, uaktywniane poprzez przełącznik wyboru znajdujący się na stanowisku sterowania maszyną wyciągową napędu podstawowego.

Wybrane parametry górniczego wyciągu szybowego:

Usytuowanie maszyny wyciągowej	- na zrębie szybu.
Szyb	- wydobywczy, materiałowy, z jazdą ludzi, jednoprzedziałowy, wdechowy.
Maszyna wyciągowa	- dwa napędy (podstawowy i rezerwowy) na wspólnym wale, z dwoma stanowiskami sterowniczymi.
Naczynia wyciągowe	- dwie klatki dwupiętrowe.
Rodzaje sterowania:	- sterowanie ręczne.

Rodzaje pracy:

Jazda ludzi	- z nadszybia do poziomów 450 m i 600 m.
Wydobycie	- z poziomów 450 m, 600 m do nadszybia.
Jazda osobista	- z nadszybia lub zrębu do poziomów 450 m i 600 m.
Transport materiałów w wozach	- pomiędzy zrębem szybu a poziomami 450 m i 600 m i nadszybiem.
Transport materiałów długich	- między zrębem szybu a poziomami 450 m i 600 m.
Rewizja szybu	- między nadszybiem lub zrębem szybu a poziomami 450 m i 600 m.
Prędkości jazdy:	- 12 m/s dla wydobycia i transportu materiałów w wozach, - 6 m/s dla jazdy ludzi i jazdy osobistej, - do 1 m/s dla rewizji szybu, - do 0,5 m/s lub do 1 m/s rewizji liny nośnej, - do 1 m/s rewizji kół linowych, - do 0,5 m/s rewizji liny wyrównawczej, - do 0,3 m/s dla rewizji naczyń, - do 0,5 m/s dla transportu materiałów długich podwieszonych pod klatką, - do 1 m/s transportu materiałów w wozach między nadszybiem a zrębem szybu.

Stanowiska sygnałowe

Urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej posiada następujące stanowiska sygnałowe:

budynek maszyny wyciągowej – (pa)	- stanowisko sygnałowe maszynisty wyciągowego maszyny podstawowej – pulpit sygnalizacji (rys. 2),
budynek maszyny wyciągowej – (ps)	- stanowisko sygnałowe maszynisty wyciągowego maszyny rezerwowej – pulpit sygnalizacji (rys. 3),
wieża szybowa - (wgTS)	- stanowisko rewizyjne do kontroli górnego koła linowego,
wieża szybowa - (wdTS)	- stanowisko rewizyjne do kontroli dolnego koła linowego,
nadszybie szybu - (nTS)	- główne stanowisko sygnałowe do wydobycia, jazdy ludzi, jazdy osobistej oraz rewizji szybu (rys. 5),
zrąb szybu – (zrTS)	- stanowisko do rewizji liny nośnej i naczyń,
zrąb szybu - (zTS)	- główne stanowisko sygnałowe do transportu materiałów w wozach, jazdy osobistej, transportu materiałów długich oraz rewizji szybu, pomocnicze stanowisko dla wydobycia (rys. 8),
poziom 450 m - (1TS)	- stanowisko do transportu materiałów w wozach, wydobycia, jazdy ludzi, jazdy osobistej, transportu materiałów długich oraz rewizji szybu,
poziom 600 m - (2TS)	- stanowisko do transportu materiałów w wozach, wydobycia, jazdy ludzi, jazdy osobistej, transportu materiałów długich oraz rewizji szybu,
poziom rząpia - (rzTS)	- stanowisko do rewizji liny wyrównawczej,
naczynia wyciągowe	- stanowisko ruchome w naczyniu z urządzeniem ECHO-P dla jazdy osobistej i rewizji szybu.

Zastosowane urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej zbudowano w oparciu o system redundantnych sterowników logicznych wymieniających dane ze stacjami lokalnymi z wykorzystaniem pętli światłowodowej o strukturze pierścienia w sieci Profibus DP. Struktura ta gwarantuje odpowiednią szybkość wymiany danych, odporność na zakłócenia, umożliwia połączenie z urządzeniami odległymi o setki metrów oraz umożliwia pracę urządzenia w przypadku pojedynczego uszkodzenia światłowodu.

Urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej charakteryzują następujące cechy:

- wszystkie węzły komunikacyjne systemu połączone są dwoma niezależnymi sieciami Profibus DP,
- każda z sieci Profibus DP działa w konfiguracji zamkniętej pętli, co pozwala na bezprzerwową pracę systemu w przypadku jej przerwania,
- modułowa konstrukcja umożliwia łatwą rozbudowę urządzenia oraz wymianę uszkodzonych elementów,
- bezpieczne napięcie zasilania ($24V_{DC}$) urządzeń działających na poszczególnych poziomach sygnalizacji szybowej. Wszystkie urządzenia są zasilane z szafy sygnalizacji szybowej (rys. 3), znajdującej się w budynku maszyny wyciągowej.
- czytelna wizualizacja wszystkich elementów urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej (zapewniająca również dostęp do danych archiwalnych) na monitorze przemysłowego komputera (rys. 8),
- użycie autorskiego rozwiązania (UWS-10) do wyliczania położenia naczyń w szybie i wyznaczanie na tej podstawie stref potrzebnych do prawidłowego funkcjonowania USSz oraz odpowiedniego uprawnienia urządzeń przyszybowych bez konieczności montowania dodatkowych łączników w szybie,
- zabudowanie elementów i urządzeń USSz z materiałów odpornych na korozję uwzględniając panujące agresywne warunki środowiskowe na wieży szybowej, w szybie oraz w bezpośrednim sąsiedztwie szybu,
- struktura umożliwiająca rozbudowę systemu oraz łatwą integrację z systemem sterowania maszyny wyciągowej i urządzeń przyszybowych.

Górniczy wyciąg szybowy objęty został nadzorem poprzez cyfrowy aparat rejestrujący typu RG-3.

Urządzenie UWS-10

Przez wzgląd na warunki środowiskowe w celu ograniczenia osprzętu zabudowanego w szybie – w szczególności łączników magnetycznych obecności i ustawienia naczyń zastosowano urządzenie do wyznaczania stref, które jest rozwiązaniem powstałym na bazie doświadczeń z eksploatacji regulatorów jazdy serii GRZ.
Podstawową funkcją urządzenia do wyznaczania stref jest czytelne odwzorowywanie i wskazywanie chwilowego położenia naczyń w szybie (wyświetlanie położenia odbywa się na ekranie monitora LCD).

Urządzenie to umożliwia:

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

Urządzenie do wyznaczania stref stanowią:

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

W celu zapewnienia wysokiej pewności i poprawności działania urządzenie do wyznaczania stref wyposażono w:

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

Urządzenie UWS-10 przed wprowadzeniem w urządzeniu sygnalizacji i łączności szybowej szybu „Michał" z powodzeniem użytkowano w KS „Wieliczka".

Łączność

Jako łączność telefoniczną stanowiskową, umożliwiającą porozumiewanie się obsługi stałych stanowisk sygnałowych między sobą i z maszynistą wyciągowym, zastosowano iskrobezpieczny system łączności telefonicznej. Umożliwia on prowadzenie rozmów między wszystkimi abonentami w ruchu automatycznym. Z każdego stanowiska sygnałowego można wywołać maszynistę. Maszynista może wywołać jedno stanowisko lub wiele stanowisk jednocześnie. Do łączności fonicznej między obsługą stanowiska ruchomego w naczyniu rewizyjnym a maszynistą wyciągowym przeznaczony jest dwustronny kanał foniczny w urządzeniu do transmisji bezprzewodowej ECHO-P.

Przedmiotowe urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej jest jednym z prawie trzydziestu urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej (wliczając w to także urządzenia sterowniczo-sygnałowe) zmodernizowanych lub zbudowanych przez MWM Elektro Sp. z o.o. Przez ten okres firma dopracowała się szeregu sprawdzonych rozwiązań przyczyniających się do znaczącej poprawy bezpieczeństwa prowadzenia ruchu przy zachowaniu pełnej funkcjonalności użytkowej.
W urządzeniu sygnalizacji i łączności szybowej szybu „Michał" oprócz standardowych funkcji udostępniona została także możliwość prowadzenia specjalistycznych prac szybowych poprzez zastosowanie odpowiednich procedur dostosowanych do wymogów Użytkownika wywoływanych z poziomu wizualizacji.
Rozwiązania techniczne zastosowane w ramach przeprowadzonego zadania zwiększają niezawodność pracy urządzeń, przez co zmniejsza się ryzyko ograniczenia przestojów i przepustowości w związku ze zmniejszeniem prędkości parametrów wyciągu (szczególnie istotne podczas prowadzenia ruchu turystycznego).
W 2015 roku w związku z modernizacją maszyny wyciągowej szybu „Michał wprowadzono zmiany w urządzeniu sygnalizacji i łączności szybowej związane ze sposobem wyznaczania stref wykorzystywanych w algorytmie działania USSz – (urządzenie UWS-10 zastąpiono wskazaniami położenia przesyłanymi z cyfrowego regulatora jazdy) oraz połączono funkcje pulpitów maszyn wyciągowych napędu podstawowego i rezerwowego w jednym stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej.



Rys. 1. Szafa sygnalizacji szybowej, centrali telefoniczne ITS oraz aparatu rejestrującego RG-3



Rys. 2. Stanowisko maszynisty wyciągowego napędu rezerwowego (AEG) wraz z elementami zmodernizowanej sygnalizacji i łączności szybowej



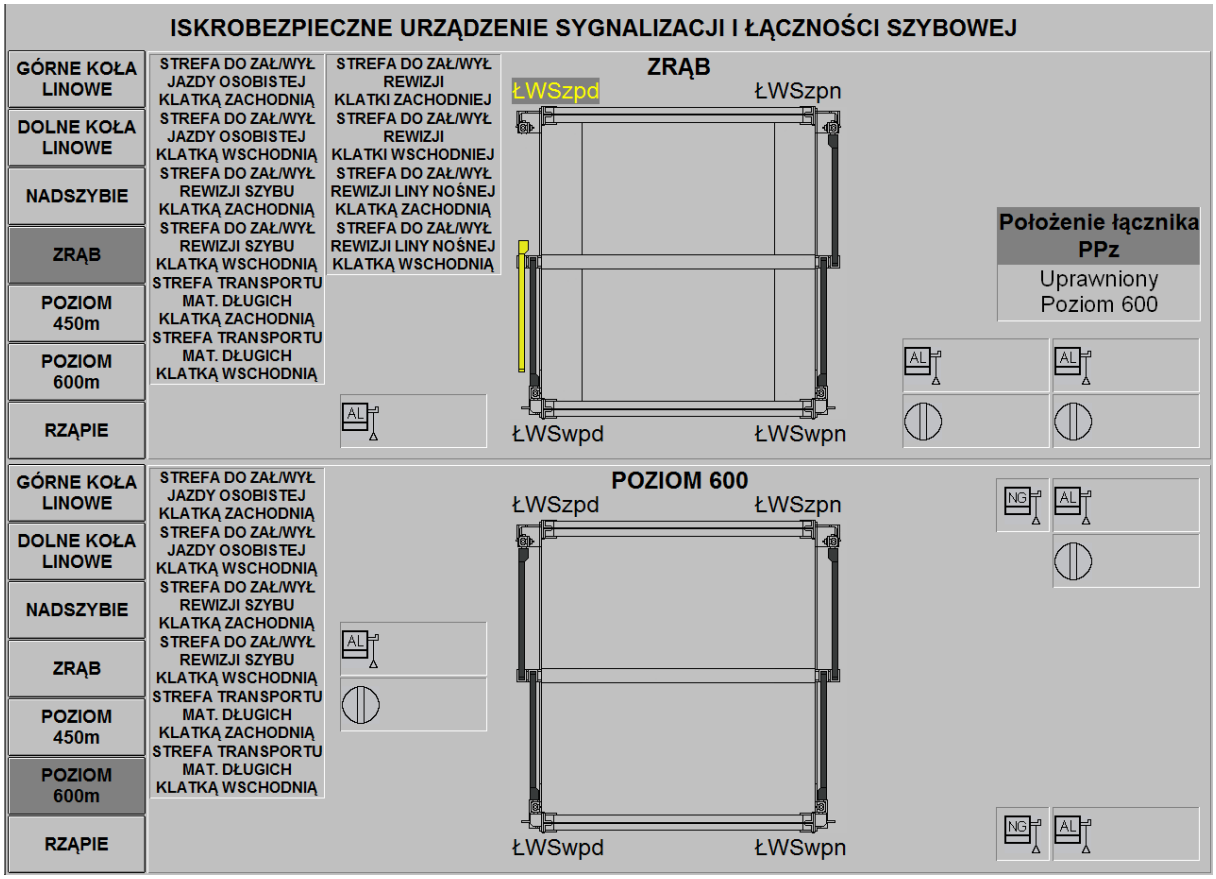
Rys. 3. Stanowisko maszynisty wyciągowego napędu podstawowego (SSW) wraz z elementami zmodernizowanej sygnalizacji i łączności szybowej



Rys. 4. Stanowiska sygnałowe zabudowane na nadszybiu szybu „Michał”



Rys. 5. Stanowisko sygnałowe zabudowane na zrębie szybu „Michał”



Rys. 6. Przykładowy ekran wizualizacji USSz

3. Modernizacja maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Barbara”

Kolejnym zrealizowanym przez MWM Elektro Sp. z o.o. projektem na terenie Kopalni Soli „Kłodawa” S.A. była modernizacja maszyny wyciągowej zainstalowanej w górniczym wyciągu szybowym szybu „Barbara”. Maszyna wyciągowa K-6500/2400 jest zabudowaną na zrębie szybu maszyną wyciągową z kołem pędnym typu Koepe o średnicy 6500 mm. Koło pędne maszyny wyciągowej napędzane jest bezpośrednio obcowzbudnym silnikiem prądu stałego o mocy 2400 kW i obciążone jest dwoma skipoklatkami. Maszyna wyposażona jest w hamulec z napędem pneumatyczno-obciążnikowym typu SHP 720 z dźwignią pływającą (układ SSW).
W efekcie przeprowadzonej modernizacji do maszyny wyciągowej wprowadzono zespół urządzeń pozwalający na zrezygnowanie z dotychczas eksploatowanego układu prądnic sterujących, układu sterowania i zabezpieczeń, układu sterowniczo-zasilającego hamulca oraz rejestratora.

Przedmiotowy zespół urządzeń składa się z następujących zespołów funkcjonalnych realizujących:

f) zasilanie elektryczne i pneumatyczne, w skład którego wchodzą:
- dwa transformatory przekształtnikowe główne - 1250kVA/6,3kV/0,21kV,
- dwa transformatory przekształtnikowe wzbudzenia - 250kVA/0,5kV/0,4kV,
- dwa przekształtniki tyrystorowe obwodu głównego typu DCS800-S01-5200-05 wraz z przełącznicą i wyłącznikiem szybkim,
- dwa przekształtniki tyrystorowe (podstawowy i rezerwowy) obwodu wzbudzenia typu DCS800-S02-0520-05 wraz z przełącznicą,
- rozdzielnica 500 V,
- dwie sprężarki śrubowe Atlas Copco.

g) sterowanie, w skład którego wchodzą:
   - stanowisko sterownicze do ręcznego sterowania maszyny wyciągowej, w którym zabudowano elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do sterowania maszyną wyciągową wraz z systemem wizualizacji,
   - cyfrowy regulator jazdy oparty o rozwiązanie GRZ-08,
   - elektropneumatyczny zespół sterowania hamulca EPZSH-a,
h) zabezpieczenia maszyny wyciągowej, w skład których wchodzą:
   - cyfrowy układ sterowania, regulacji i zabezpieczeń, zrealizowany w oparciu o redundantny zespół sterowników logicznych PLC sterownik podstawowy - U100, oraz sterownik kontrolny - U200, obydwa typu AC800M, produkcji firmy ABB realizujący programowo zabezpieczenia zgrupowane w obwodach:
     - bezpieczeństwa,
     - awaryjnego zatrzymania napędem,
     - blokady,
     - ograniczenia prędkości,
     - sygnalizacji stanów awaryjnych,
     - obejścia blokad,
   - urządzenie wymuszające dodatkowy wypływ powietrza typu UWDWP-D,
i) odwzorowanie ruchu maszyny wyciągowej wykorzystywane w układach sterowania i zabezpieczeń, w skład których wchodzą:
   - przetwornik inkrementalny (B1) z wyłącznikiem progowym prędkościowym (B1.1) i tachoprądnica (B3) napędzane od końca wału głównego maszyny wyciągowej przy kole pędnym,
   - przetwornik inkrementalny (B2) napędzany od końca wału głównego maszyny wyciągowej przy silniku wyciągowym,
j) kontrolę temperatury oleju w łożyskach wału głównego.

Zmodernizowana maszyna sterowana jest ręcznie ze stanowiska sterowniczego umieszczonego w klimatyzowanej dźwiękoszczelnej kabinie. Maszyna przystosowana jest do zasilania z sieci 6 kV przez dwa transformatory przekształtnikowe 6300V/210V, o grupach połączeń Dyn5 i Yy0. Takie rozwiązanie umożliwia działanie z 12–pulsowym oddziaływaniem napędu na sieć zasilającą 6 kV. Obwód wzbudzenia zasilany jest z sieci 500 V poprzez transformator przekształtnikowy 500 V/400 V.
Silnik napędowy zasilany jest z dwóch nienawrotnych przekształtników tyrystorowych połączonych szeregowo. Obwód wzbudzenia silnika zasilany jest z rewersyjnego przekształtnika wzbudzenia. Wszystkie zastosowane przekształtniki są typu DCS 800.
W przypadku awarii w torze zasilania jednego z przekształtników tyrystorowych obwodu głównego istnieje możliwość pracy awaryjnej z wykorzystaniem drugiego przekształtnika wchodzącego w skład ww. układu zasilającego. W tym stanie następuje ograniczenie prędkości rozwijanej przez maszynę o połowę, bez konieczności ograniczania udźwigu maszyny. Dla rezerwacji zasilania obwodu wzbudzenia silnika głównego szafa wzbudzenia wyposażona jest w rezerwowy przekształtnik (wraz z transformatorem) i ręczną przełącznicę.
W maszynie wyciągowej zastosowano cyfrowy regulator jazdy GRZ-08, pełniący równocześnie funkcję kompletnego układu kontroli prędkości.
Całość układów sterowania, regulacji i zabezpieczeń zrealizowano w oparciu o sterowniki programowalne. Wszystkie ważne funkcje odzwierciedlające stany pracy maszyny wyciągowej objęte są układem wizualizacji ekranowej. Maszyna wyciągowa K-6500/2400 współpracuje z klasycznym urządzeniem sygnalizacji i łączności szybowej komunikując się z nim na drodze elektrycznej.
Górniczy wyciąg szybowy objęty jest nadzorem poprzez cyfrowy aparat rejestrujący typu RG-3.
W czasie modernizacji maszyny oprócz typowych koniecznych do rozwiązania problemów technicznych związanych z projektowaniem, montażem i uruchomieniem, pojawiły się problemy związane z agresywnymi warunkami środowiskowymi. Wynikało to

z bezpośredniego sąsiedztwa młyna solnego i dużej wilgotności powietrza co wpływa istotnie na szybkość korozji wszelkiego rodzaju metali. Tam gdzie jest to możliwe Użytkownik radzi sobie z tym problemem stosując wzmocnioną powłokę antykorozyjną lub materiały o podwyższonej odporności na korozję. Sprawa komplikuje się w przypadku, gdy agresywne środowisko „dotyka" urządzeń elektronicznych lub energoelektronicznych. W związku z powyższym podjęto działania, aby w miarę możliwości technicznych odizolować urządzenia od agresywnego środowiska.
Szafy zasilające i sterownicze umieszczono klimatyzowanej kabinie, a urządzenia napędu przekształtnikowego (transformatory przekształtnikowe, przekształtniki, rozdzielnice) zabudowano w wentylowanych pomieszczeniach. Powietrze wykorzystywane do przewietrzania komór jest poddane odpowiedniej obróbce w stacji uzdatniania powietrza.
W celu optymalizacji temperaturowego punktu pracy silnika głównego, układ zasilania silnika jego wentylatora wyposażony został w przemiennik częstotliwości (z układem bypass). Rozwiązanie takie w połączeniu z informacją o temperaturze uzwojeń silnika głównego oraz przygotowanym algorytmem sterowania pozwala na automatyczną regulację wydajności wentylatora w celu stabilizacji temperatury silnika.
Podczas prac związanych z projektowaniem podzespołów maszyn wyciągowych w firmie MWM Elektro zwraca się szczególną uwagę na utrzymanie wysokiej pewności ruchowej konstruowanych urządzeń. Stosowanie komponentów renomowanych producentów, redundantne układy sterowania oraz praktycznie zdwojone elementy napędu przekształtnikowego są potwierdzeniem tej tezy. Jednakże pomimo stosowania ww. zasad może wystąpić awaria, która w skuteczny sposób uniemożliwi pracę napędu (np. uszkodzenie silnika głównego). Licząc się z możliwością wystąpienia takiej sytuacji, podczas projektowania zespołu urządzeń, przygotowano i udostępniono użytkownikowi funkcję grawitacyjnego opuszczania nadwagi. Funkcję tę realizuje układ sterowania maszyny oraz elektropneumatyczny zespół sterowania hamulca EPZSH-a.
Obsługa po przeprowadzeniu procedury uprawniającej załączenie tej funkcji, korzystając ze stanowiska sterowniczego maszyny wyciągowej, ma możliwość zadania prędkości jazdy w zakresie od 0 do 1 m/s (po uprawnieniu drążkiem hamulca). Układ sterowania reguluje wartością ciśnienia powietrza w cylindrze manewrowym hamulca w sposób gwarantujący utrzymanie zadanej prędkości opuszczanej nadwagi.
Dzięki temu możliwe jest przeprowadzenie w bezpieczny sposób (warunki zbliżone do normalnej pracy wyciągu) ewakuacji ludzi z naczynia, w przypadku awarii napędu.

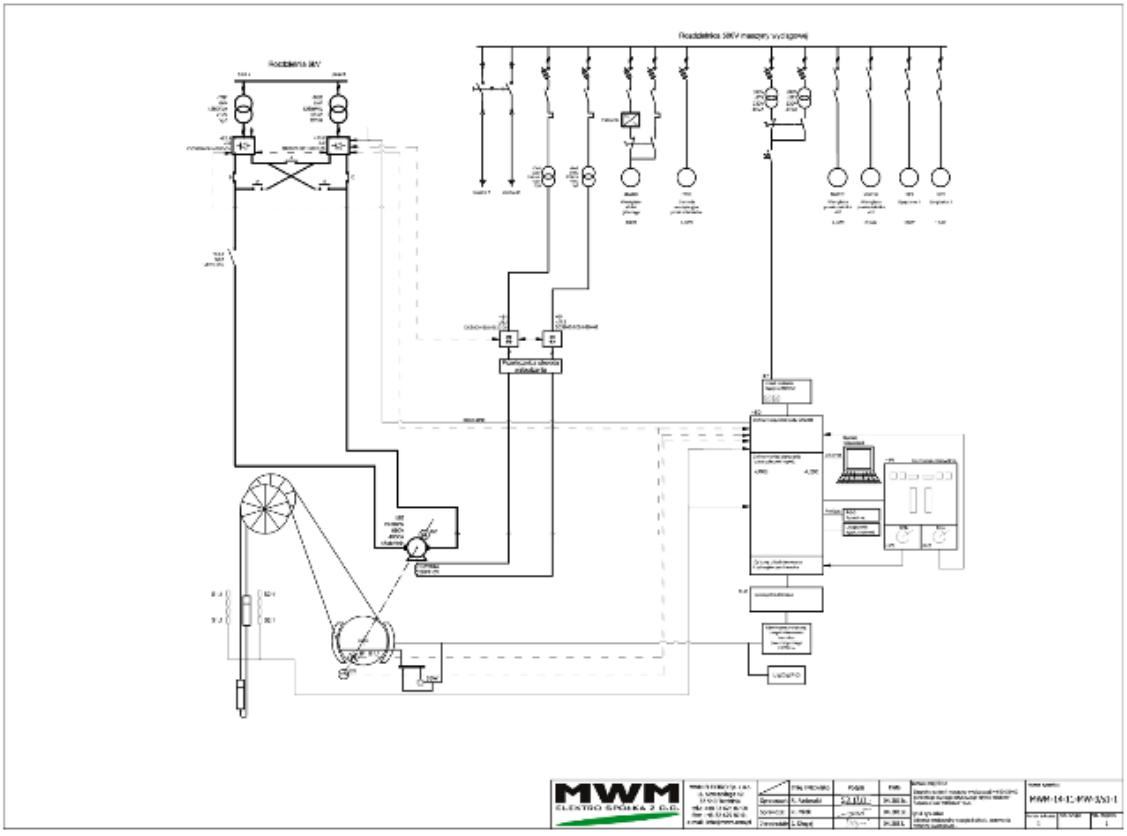
Podsumowując, przeprowadzenie opisanej modernizacji pozwoliło Użytkownikowi na:

– ograniczenie kosztów związanych z eksploatacją maszyny wyciągowej (rezygnacja z utrzymania ruchu (zasilania) i konserwacji maszyn wirujących klasycznego napędu prądu stałego wykorzystującego prądnice sterujące),
– poprawienie nadzoru nad niemodernizowaną częścią maszyny wyciągowej (oczujnikowanie łożysk głównych, zastosowanie rozbudowanego systemu interaktywnej wizualizacji i sygnalizacji awaryjnej),
– poprawienie własności ruchowych wyciągu (możliwość precyzyjnego kształtowania diagramu jazdy, wartości prędkości zadanej, lepsza kontrola nad dynamiką hamowania bezpieczeństwa – co ma wpływ na wydłużenie okresu pracy lin, zawieszeń linowych oraz prowadzenia naczyń wyciągowych),
  – podniesienie pewności ruchowej maszyny wyciągowej, a co za tym idzie bezpieczeństwa prowadzenia ruchu górniczym wyciągiem szybowym.

Wybrane parametry górniczego wyciągu szybowego po modernizacji:

- typ maszyny: - K-6500/2400,
- usytuowanie maszyny - na zrębie szybu;
- przeznaczenie maszyny: - maszyna stanowi część składową górniczego wyciągu szybowego,

- rodzaj wyciągu
  - dwunaczyniowy, skipoklatkowy,
- rodzaje pracy:
  - wydobycie,
  - jazda ludzi,
  - jazda osobista,
  - transport materiałów długich,
  - rewizje,
- masa użyteczna w skipoklatce:
  - przy jeździe ludzi 1,26 Mg,
  - przy ciągnieniu urobku 12,5 Mg,
- prędkości jazdy:
  - 10,0 m/s dla wydobycia,
  - 7,5 m/s dla jazdy ludzi i jazdy osobistej,
  - 1,0 m/s dla rewizji szybu,
  - 0 - 0,5 m/s; 0 – 1,0 m/s dla rewizji liny nośnej, lin wyrównawczych i kół linowych,
  - 0,3 m/s dla rewizji naczyń,
  - 1,0 m/s dla jazdy bez regulatora jazdy,
  - 2,0 m/s dla jazdy bez regulatora jazdy (1,0 m/s w strefie dojazdowej),
- przyspieszenie / opóźnienie:
  - przyspieszenie ruchowe dla wydobycia: 1,0 m/s^2,
  - przyspieszenie ruchowe dla pozostałych rodzajów pracy: 0,8 m/s^2,
  - opóźnienie ruchowe dla wydobycia: 1,2 m/s^2,
  - opóźnienie ruchowe dla pozostałych rodzajów pracy: 0,8 m/s^2,
- zasilanie główne
  - 6 kV;
- zasilanie pomocnicze
  - 500 V.



Rys. 7. Schemat strukturalny napędu i układu sterowania maszyny wyciągowej szybu „Barbara”



Rys. 8. Stanowisko maszynisty wyciągowego maszyny wyciągowej K-6500/2400 górniczego wyciągu szybowego w szybie „Barbara”



Rys. 9. Maszyna wyciągowa K -6500/2400 górniczego wyciągu szybowego w szybie „Barbara”



Rys. 10. Szafa elektropneumatycznego zespołu sterowania hamulca EPZSH-a



Rys. 11. Szafa + E2 z zainstalowanymi m.in. sterownikami programowalnymi układu sterowania, regulacji i zabezpieczeń maszyny wyciągowej szybu „Barbara”



Rys. 12. Fragment systemu uzdatniania powietrza w budynku maszyny wyciągowej szybu „Barbara”

4. Modernizacja maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Michał”

Najnowszym zrealizowanym przez MWM Elektro Sp. z o.o. projektem na terenie Kopalni Soli „Kłodawa” S.A. była modernizacja maszyny wyciągowej zainstalowanej w górniczym wyciągu szybowym materiałowo-zjazdowym w szybie „Michał”.
Maszyna wyciągowa typu K-7000 jest zabudowaną na zrębie szybu maszyną wyciągową z kołem pędnym (typu Koepe) o średnicy 7000 mm. Koło pędne maszyny napędzane jest bezpośrednio jednym z dwóch obcowzbudnych silników prądu stałego o mocach: 1260 kW (silnik podstawowy M1) i 630 kW (silnik rezerwowy M2).
Maszyna wyposażona jest w szczękowy hamulec z napędem pneumatyczno-obciążnikowym i z dźwigniowym przeniesieniem siłowym – napęd typu SSW.
W wyniku przeprowadzonej modernizacji do maszyny wyciągowej, na bazie pozytywnych doświadczeń z eksploatacji maszyny górniczego wyciągu szybowego w szybie „Barbara”, wprowadzono zespół urządzeń pozwalający na zrezygnowanie z dotychczas eksploatowanego układu prądnic sterujących, układu sterowania i zabezpieczeń, dodatkowego stanowiska sterowniczego maszynisty wyciągowego do obsługi silnika rezerwowego oraz układu sterowniczo-zasilającego hamulca.

Przedmiotowy zespół urządzeń składa się z następujących zespołów funkcjonalnych realizujących:

a) zasilanie elektryczne i pneumatyczne, w skład którego wchodzą:
- trójuzwojeniowy transformator przekształtnikowy napędu silnika podstawowego - 1250kVA/6kV/0,3kV/0,3kV,
- transformator przekształtnikowy napędu silnika rezerwowego - 630kVA/6kV/0,3kV,
- dwa transformatory przekształtnikowe wzbudzenia – 63kVA/0,5kV/0,4kV,
- dwa przekształtniki tyrystorowe obwodu głównego silnika podstawowego typu DCS800-S02-2500-04 wraz z wyłącznikiem szybkim,
- przekształtnik tyrystorowy obwodu głównego silnika rezerwowego typu DCS800-S02-2500-04 wraz z wyłącznikiem szybkim
- dwa przekształtniki tyrystorowe obwodów wzbudzenia typu DCS800-S01-0090-05 wraz z przełącznicą,
- rozdzielnica 500 V,
- dwie sprężarki śrubowe Atlas Copco.

b) sterowanie, w skład którego wchodzą:
- stanowisko sterownicze do ręcznego sterowania maszyny wyciągowej, w którym zabudowano elementy informacyjne, wskaźniki, mierniki i elementy operacyjne do sterowania maszyną wyciągową wraz z systemem wizualizacji,
- cyfrowy regulator jazdy oparty o rozwiązanie GRZ-08,
- elektropneumatyczny zespół sterowania hamulca EPZSH-a,

c) zabezpieczenia maszyny wyciągowej, w skład których wchodzą:
- cyfrowy układ sterowania, regulacji i zabezpieczeń, zrealizowany w oparciu o redundantny zespół sterowników logicznych PLC sterownik podstawowy -U100, oraz sterownik kontrolny -U200, obydwa typu AC800M, produkcji firmy ABB realizujący programowo zabezpieczenia zgrupowane w obwodach:
  - bezpieczeństwa,
  - awaryjnego zatrzymania napędem,
  - blokady,
  - ograniczenia prędkości,
  - sygnalizacji stanów awaryjnych,
  - obejścia blokad,
- urządzenie wymuszające dodatkowy wypływ powietrza typu UWDWP-D,

d) odwzorowanie ruchu maszyny wyciągowej wykorzystywane w układach sterowania i zabezpieczeń w skład których wchodzą:
   - przetwornik inkrementalny (B1) z wyłącznikiem progowym prędkościowym (B1.1) i tachoprądnica (B3) napędzane od końca wału głównego maszyny wyciągowej przy kole pędnym,
   - przetwornik inkrementalny (B2) napędzany od końca wału głównego maszyny wyciągowej przy silniku wyciągowym,
e) kontrolę temperatury oleju w łożyskach wału głównego oraz łożyskach kół linowych na wieży szybowej.

Zmodernizowana maszyna wyciągowa może być napędzana przy wykorzystaniu jednego z dwóch zespołów napędowych: podstawowego lub rezerwowego. Maszyna jest sterowana ręcznie z jednego (wspólnego dla obydwu silników) pulpitu sterowniczego zabudowanego w klimatyzowanej i dźwiękoszczelnej kabinie.
Silnik napędowy podstawowy zasilono z dwóch nawrotnych przekształtników tyrystorowych połączonych szeregowo. Obwód wzbudzenia silnika zasilono z nierewersyjnego przekształtnika wzbudzenia.
Zasilanie przekształtników silnika podstawowego odbywa się z sieci 6 kV przez trójuzwojeniowy transformator przekształtnikowy o grupie połączeń Dy5d6. Zasilanie to umożliwia działanie z 12–pulsowym oddziaływaniem napędu na sieć zasilającą 6 kV.
Silnik napędowy rezerwowy zasilany jest z jednego nawrotnego przekształtnika tyrystorowego. Obwód wzbudzenia silnika zasilono z nierewersyjnego przekształtnika wzbudzenia.
Zasilanie przekształtnika odbywa się z sieci 6 kV przez transformator przekształtnikowy o grupie połączeń Dy0.
Przekształtniki wzbudzenia obydwu silników zasilono z sieci 500 V poprzez transformatory przekształtnikowe 500V/400V.
Dla rezerwacji zasilania obwodu wzbudzenia szafę wzbudzenia wyposażono w drugi przekształtnik (wraz z transformatorem) o identycznych parametrach i ręczną przełącznicę umożliwiającą wybór jednego z dwóch przekształtników do zasilania jednego z dwóch uzwojeń wzbudzenia (silnika podstawowego lub rezerwowego).
Wszystkie zastosowane przekształtniki pochodzą z rodziny DCS 800.
Niniejsza maszyna wyciągowa należy do rozwiązań rzadko spotykanych. Specyfika tego rozwiązania polega na dysponowaniu kompletnym rezerwowym napędem elektrycznym z uwzględnieniem silnika, przekształtnika oraz transformatora. W przypadku awarii jednego z elementów napędu podstawowego istnieje możliwość pracy awaryjnej z wykorzystaniem drugiego zespołu napędowego. W tym stanie następuje ograniczenie prędkości rozwijanej przez maszynę o połowę, bez konieczności ograniczania udźwigu maszyny.
Włączenie do pracy napędu rezerwowego ujęto w procedurze zaimplementowanej w systemie wizualizacji pracy maszyny wyciągowej. Czynności, które Użytkownik musi przeprowadzić ograniczają się jedynie do uprawnienia zmiany napędu przełącznikiem zabezpieczonym kluczem oraz realizacji czynności łączeniowych związanych z wyłączeniem i podaniem pod napięcie obwodów elektrycznych napędów.
Podczas realizacji tego projektu wykorzystano wszystkie doświadczenia oraz sprawdzone rozwiązania zastosowane podczas modernizacji maszyny wyciągowej w szybie „Barbara” obejmujące między innymi: regulator jazdy, system sterowania i zabezpieczeń, stację przygotowania powietrza chłodzącego, funkcję grawitacyjnego opuszczania nadwagi, kontrolę temperatury łożysk głównych.
Maszyna wyciągowa K-7000 współpracuje ze zmodyfikowanym (likwidacja stanowiska przy dodatkowym pulpicie sterowania napędu rezerwowego) urządzeniem sygnalizacji i łączności szybowej komunikując się z nim na drodze elektrycznej i za pomocą magistrali komunikacyjnej.
Górniczy wyciąg szybowy objęty jest nadzorem poprzez cyfrowy aparat rejestrujący typu RG-3.

Dodatkowo w zakres modernizacji maszyny wyciągowej włączono dostarczenie aktywnego układu kompensacji mocy biernej oraz filtracji wyższych harmonicznych. Fakt ten w perspektywie planowanej wieloletniej eksploatacji maszyny wyciągowej powinien znaleźć odzwierciedlenie w jeszcze skuteczniejszym ograniczeniu zużycia energii elektrycznej przez zmodernizowaną maszynę wyciągową.

Wybrane parametry górniczego wyciągu szybowego po modernizacji:

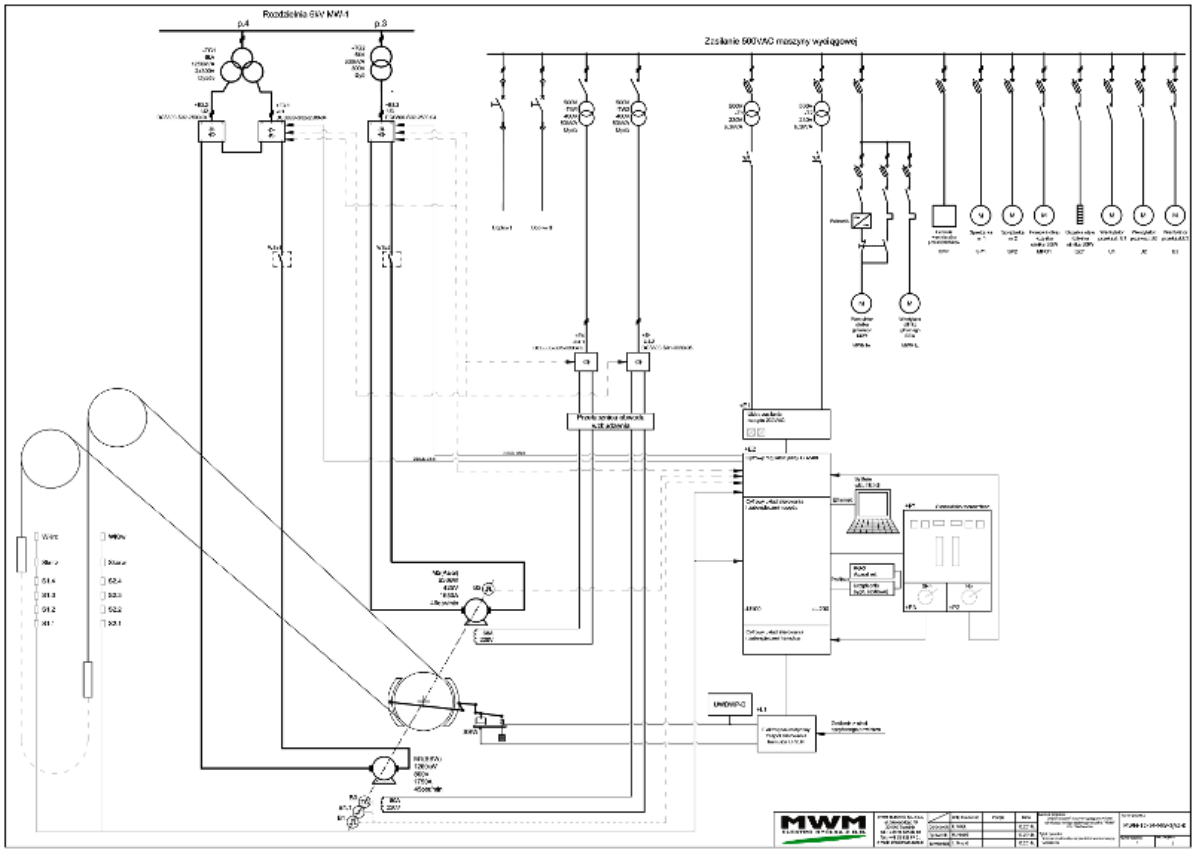
typ maszyny: – K-7000,
usytuowanie maszyny: – na zrębie szybu,

rodzaj wyciągu – dwunaczyniowy, klatkowy,

rodzaje pracy i uprawnione poziomy:
jazda ludzi – nadszybie, poziom 450 m i 600 m,
wydobycie – poziom 450 m, 600 m, nadszybie,
jazda osobista – nadszybie, zrąb, poziom 450 m i 600 m,
transport materiałów w wozach – zrąb szybu, nadszybie, poziom 450 m i 600 m,
transport materiałów długich – między zrębem szybu, a poziomami 450 m i 600 m,
rewizja szybu – cała droga jazdy w szybie,

prędkości jazdy:
– do 12 m/s dla wydobycia,
– do 6 m/s dla jazdy ludzi i jazdy osobistej,
– 1 m/s dla rewizji szybu,
– 0-0,5 m/s; 0-1 m/s dla rewizji liny nośnej,
– 0,3 m/s dla rewizji naczyń,
– do 1 m/s rewizji kół linowych,
– do 0,5 m/s rewizji liny wyrównawczej,
– do 0,5 m/s dla transportu materiałów długich podwieszonych pod klatką,
– 2 m/s dla jazdy bez regulatora jazdy (1m/s w strefie dojazdowej),
– do 1 m/s transportu materiałów w wozach między nadszybiem a zrębem szybu,
– do 1 m/s przy obejściu blokad i przy mostkowaniu wyłączników krańcowych,

przyspieszenie / opóźnienie:
– przyspieszenie ruchowe: 0,8 m/s^2,
– opóźnienie ruchowe: 1,0 m/s^2,
zasilanie główne: – 6 kV,
zasilanie pomocnicze: – 500 V.



Rys. 13. Schemat strukturalny napędu i układu sterowania maszyny wyciągowej szybu „Michał”



Rys. 14. Stanowisko sterownicze-maszynisty wyciągowego maszyny wyciągowej szybu „Michał”

 ISBN 978-83-60708-89-7



Rys. 15. Koło pędne wraz z silnikami napędowymi maszyny wyciągowej szybu „Michał”



Rys. 16. Zespół EPZHS-a wraz ze zbiornikiem powietrza maszyny wyciągowej szybu „Michał”



Rys. 17. Szafa +R500 zasilania 500VAC maszyny wyciągowej szybu „Michał”

 ISBN 978-83-60708-89-7



Rys. 18. Urządzenia zasilające maszynę wyciągową szybu „Michał”



Rys. 19. Przekształtnik tyrystorowy wraz z wyłącznikiem szybkim napędu rezerwowego maszyny wyciągowej szybu „Michał”

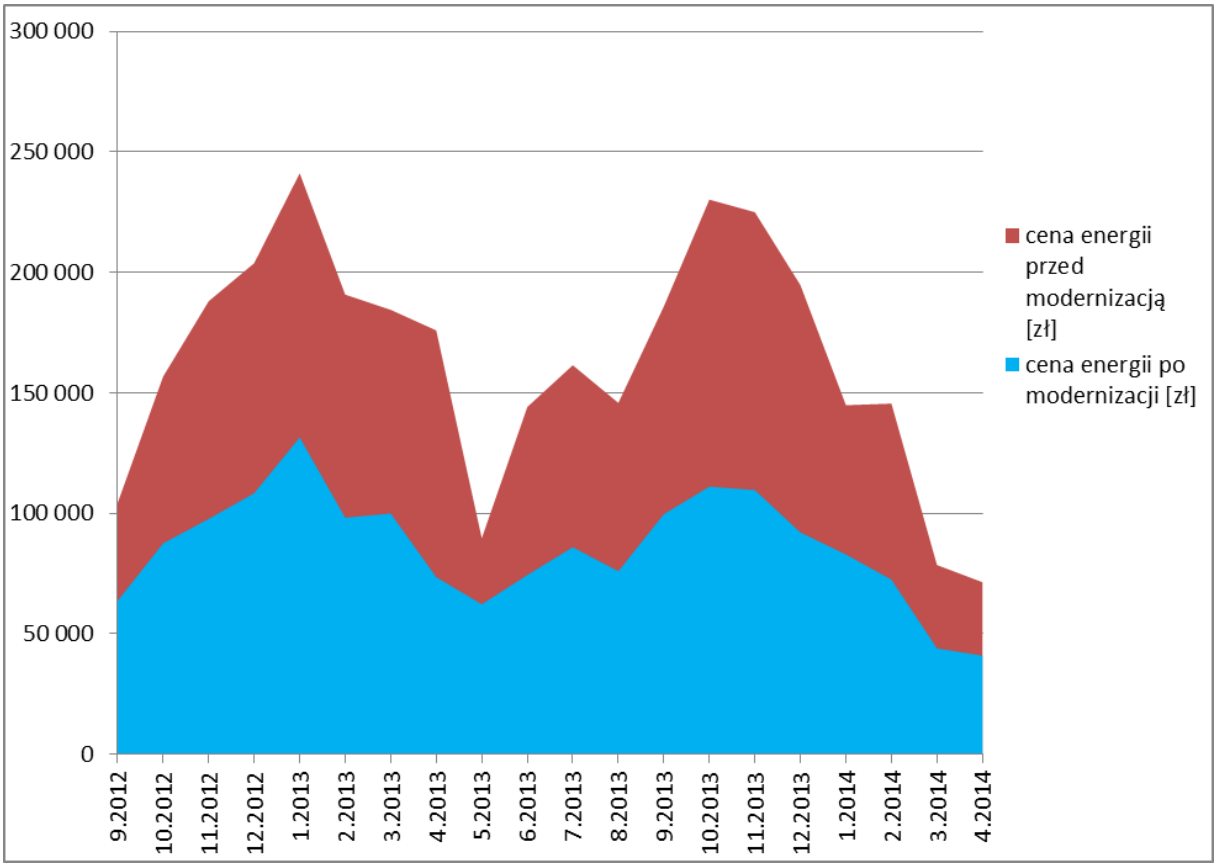


Rys. 20. Stacja uzdatniania powietrza oraz układu kompensacji mocy biernej i filtracji wyższych harmonicznych maszyny wyciągowej szybu „Michał”

Analiza kosztów eksploatacji maszyny wyciągowej

Analizę porównawczą kosztów eksploatacji przeprowadzono na przykładzie maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego w szybie „Barbara” po modernizacji zrealizowanej w sierpniu 2012 r.
Analiza obejmuje okres od stycznia 2012 r. do końca kwietnia 2014 r.

Podstawowym czynnikiem poddanym analizie były koszty energii elektrycznej.
Bazą umożliwiającą porównanie kosztów energii zużywanej przez maszynę wyciągową przed i po modernizacji jest średni wskaźnik zużycia energii elektrycznej na 1 Mg wydobycia urobku wyrażony w kWh/Mg. W tym przypadku wskaźnik ten wyliczony został za wybrane miesiące (styczeń, luty, czerwiec, lipiec) 2012 r. przed modernizacją maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Barbara” – tzn. podczas eksploatacji maszyny z napędem silnika głównego bazującym na układzie Leonarda. Do analizy przyjęto wartość średniego wskaźnika energii wynoszącą 7,43 kWh/Mg**.**
Wymienioną wyżej wartość wskaźnika wykorzystano ~~d~~o analizy zużycia energii elektrycznej przez maszynę w okresie od września 2012 r. do końca kwietnia 2014 r. i obliczenia oszczędności wynikającej z obniżenia zużycia energii spowodowanej zrealizowaną w sierpniu 2012 r. modernizacją maszyny wyciągowej (rys. 23). Wartość średniej ceny brutto energii elektrycznej, wyrażonej w zł/kWh, pobrano z faktur VAT wystawionych przez sprzedawcę.



Rys. 21. Sumaryczne opłaty za energię elektryczną zużywaną przez maszynę wyciągową w szybie „Barbara” przed i po modernizacji

W analizowanym okresie - od września 2012 r. do końca kwietnia 2014 r. - szacowane oszczędności z tytułu zmniejszenia zużycia energii elektrycznej przez maszynę wyciągową górniczego wyciągu szybowego szybu „Barbara”, spowodowane modernizacją maszyny w sierpniu 2012 r., wyniosły 1 591 tysięcy zł brutto.

Należy zwrócić uwagę na fakt, że rzeczywiste oszczędności wynikające z przeprowadzonej modernizacji należy powiększyć o sumę związaną z kosztami ponoszonymi przez zakład górniczy na elementy zużywające się w maszynach wirujących, środki smarne oraz okresowe przeglądy i remonty.

5. Podsumowanie

Opisane inwestycje są dowodem, iż nie dysponując środkami umożliwiającymi kompletną wymianę maszyn wyciągowych w znaczący sposób można poprawić ich pewność ruchową poprzez zastosowanie wyodrębnionych zespołów urządzeń.
Dodatkowo przeprowadzając modernizację można poprowadzić ją w taki sposób, aby w efekcie zmodernizowane urządzenia generowały wymierne oszczędności pozwalające w stosunkowo niedługim okresie na „spłacenie” inwestycji, a w dłuższej perspektywie zwiększały zysk przedsiębiorcy.

Zmodernizowana maszyna wyciągowa w szybie „Michał” wraz z układem kompensacji mocy biernej oraz filtracji wyższych harmonicznych winna wykazać wymierne oszczędności, a–przede wszystkim zapewnić długoletnią, bezawaryjną i bezpieczną pracę wyciągów, w których mieliśmy możliwość zabudować nasze urządzenia.

Literatura

1. Radowski R., Madej M., Długaj J. 2012: Dokumentacja techniczna iskrobezpiecznego urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Michał" KS „Kłodawa" S.A.
2. Radowski R, Miłek R., Długaj J. 2012: Dokumentacja techniczna zespołu urządzeń maszyny wyciągowej K-6500/2400 górniczego wyciągu szybowego szybu „Barbara" KS „Kłodawa" S.A.
3. Skowronek P, Madej M., Długaj J. 2014: Dokumentacja techniczna zespołu urządzeń maszyny wyciągowej K-7000 górniczego wyciągu szybowego w szybie „Michał" KS „Kłodawa" S.A.
4. Heinrich R., Tracz W., Madej M.. 2014: Dokumentacja techniczna zmian w iskrobezpiecznym urządzaniu sygnalizacji i łączności szybowej szybu „Michał" KS „Kłodawa" S.A.

 ISBN 978-83-60708-89-7

Kompleksowa modernizacja górniczego wyciągu szybowego klatkowego w szybie R-VII O/ZG „Rudna" KGHM Polska Miedź S.A. w zakresie wymiany: maszyny wyciągowej, urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej oraz kół linowych kierujących

Piotr Ryndak, Wojciech Michalski – MWM Elektro Sp. z o.o., **Krzysztof Turewicz, Piotr Helmrich** – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Zakres zadania

W listopadzie 2013 roku MWM Elektro Sp. z o.o. w wyniku wygranego procesu przetargowego otrzymała zlecenie na wykonanie modernizacji górniczego wyciągu szybowego klatkowego w szybie R-VII O/ZG „Rudna" w zakresie:

- wymiany maszyny wyciągowej,
- wymiany urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej,
- wymiany kół linowych kierujących,
- wykonania wzmocnienia wieży wyciągowej,
- adaptacji i renowacji obiektów budowlanych
- opracowania dokumentacji technicznych obejmujących całość zadania,
- dostawy i montażu urządzeń,
- przeprowadzenia procedur związanych z dopuszczeniem urządzeń do stosowania w ruchu zakładu górniczego,
- uruchomienia dostarczonych urządzeń.

Kompleksowa modernizacja wchodzących w skład górniczego wyciągu szybowego maszyn, urządzeń, obiektów i instalacji została zrealizowana w systemie „projektu pod klucz".

2. Cel projektu

Głównym celem modernizacji było zastąpienie eksploatowanych przez ponad 30 lat elementów górniczego wyciągu szybowego, nowoczesnymi, bardziej funkcjonalnymi i energooszczędnymi urządzeniami oraz zwiększenie możliwości transportowych w naczyniu wyciągowym z 12 do 24 Mg oraz zwiększenie liczby przewożonych osób z 86 do 94.

3. Realizacja umowy

Po wykonaniu szczegółowej analizy obiektów przewidzianych do modernizacji został sporządzony plan kierowania kontraktem, który uwzględniał wszelkie zadania techniczne, logistyczne i organizacyjne.

Realizacja umowy składała się z następujących etapów:

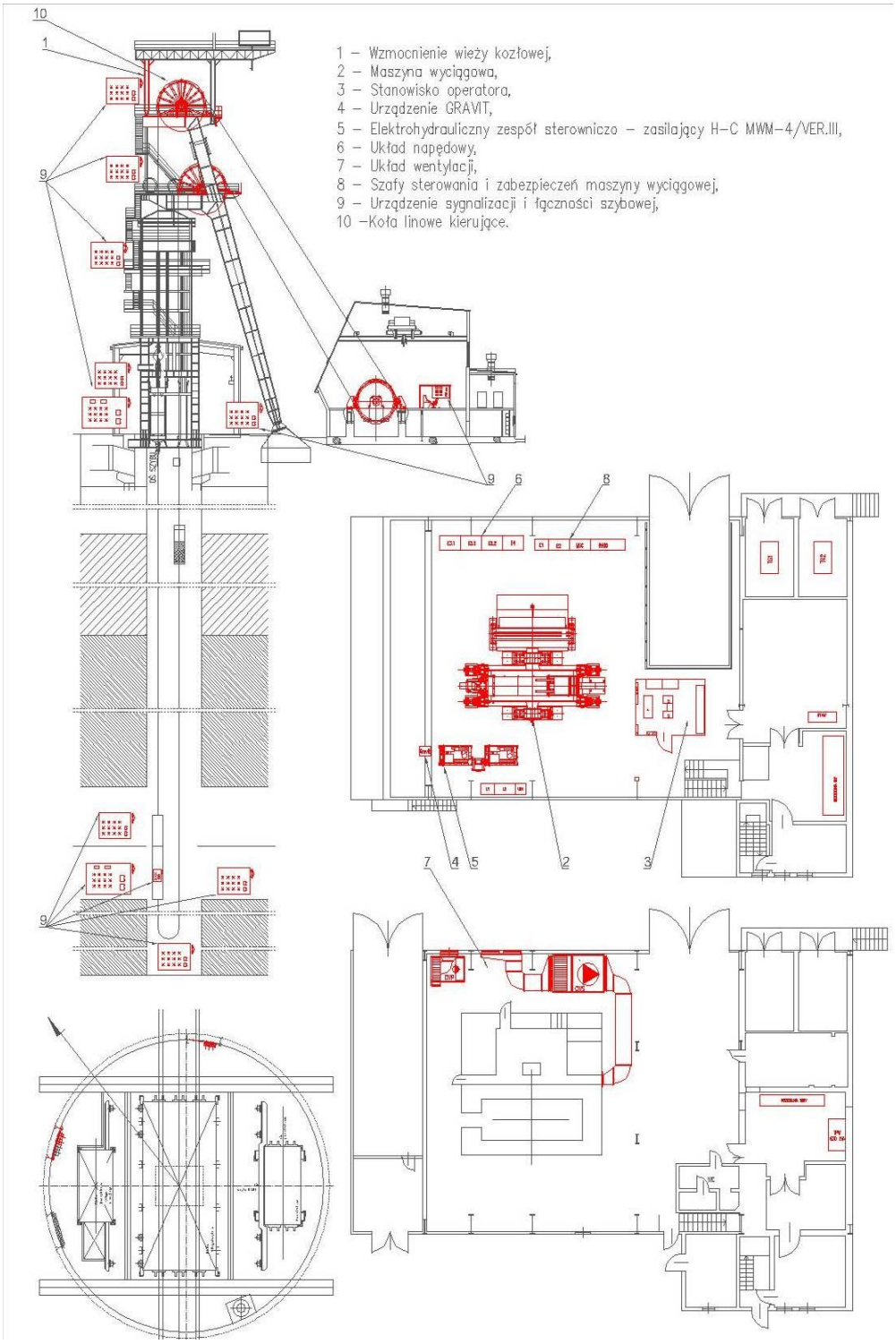
- wykonania projektów technicznych, budowlanych i projektów technologicznych
- produkcji elementów i urządzeń wchodzących w skład: maszyny wyciągowej, kół linowych kierujących, wzmocnienia wieży szybowej, urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej,
- wzmocnienia wieży szybowej,
- montażu i demontażu elementów i urządzeń na obiekcie
- uruchomienia i odbiorów inwestorskich oraz odbiorów technicznych niezbędnych do oddania do ruchu górniczego wyciągu szybowego po modernizacji.

MWM Elektro Sp. z o. o. wykonała cały zakres umowy wraz z kompletną dokumentacją projektową i technologiczną [1]. Projekt części mechanicznej maszyny wyciągowej, kół

linowych kierujących oraz projekty budowlane posadowienia maszyny wyciągowej oraz kół linowych na wieży zostały zrealizowane przez ITG KOMAG [2, 2, 3].

4. **Modernizacja górniczego wyciągu szybowego**

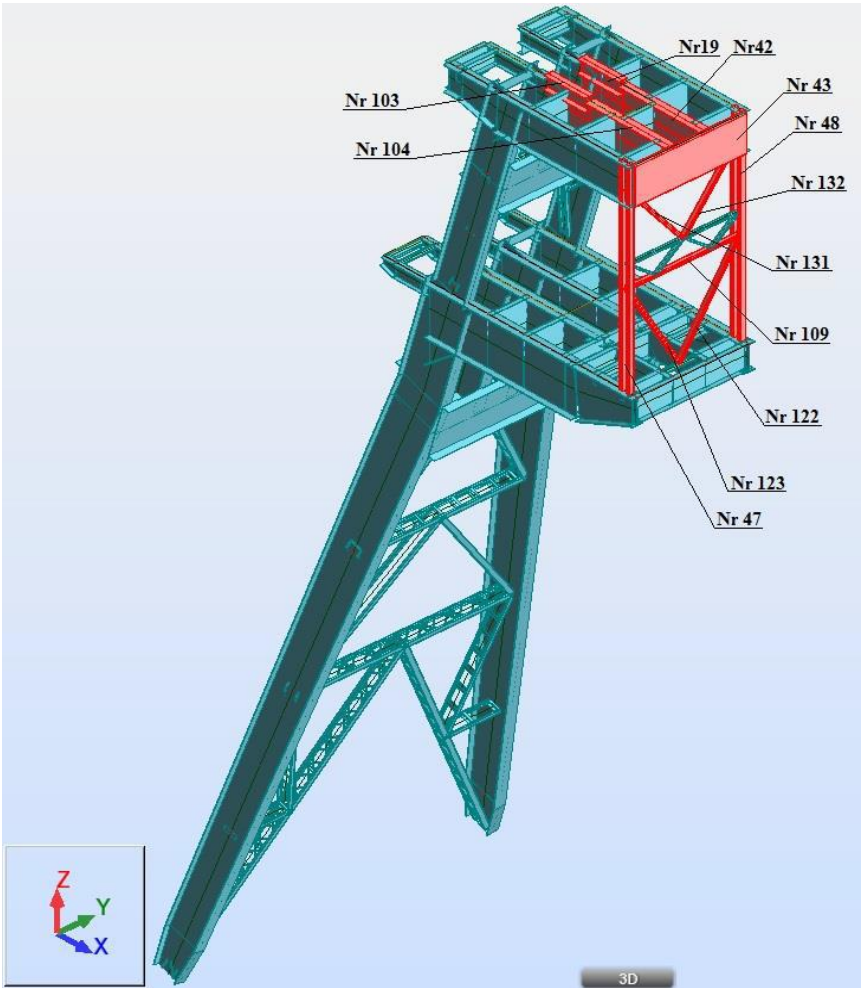
Na rys. 1 przedstawiono wyciąg szybowy z wyszczególnieniem zmodernizowanych elementów.



Rys. 1. Przekroje szybu i budynku maszyny wyciągowej [źródło: opracowanie własne]

5. Wieża wyciągowa

Spełnienie założeń technicznych związanych ze zmianą średnicy kół kierujących oraz zwiększeniem możliwości transportowych wyciągu wymagało przeprowadzenia analizy wytrzymałościowej wieży wyciągowej. Na podstawie wyników analizy wytrzymałościowej wykonano projekt wzmocnienia i przebudowy wieży [5], zarówno w branży konstrukcyjnej jak i budowlanej a następnie fizyczną jej przebudowę. Wzmocnienie wieży wykonano przed wymianą kół linowych kierujących i maszyny wyciągowej. Zakres niezbędnych zmian w konstrukcji wieży przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Schemat obliczeniowy wieży wyciągowej szybu R-VII (na czerwono zaznaczono elementy podlegające wzmocnieniu) [źródło: opracowanie własne]

Koła linowe kierujące

Dotychczas eksploatowane koła linowe kierujące bez wykładziny o średnicy 6300 mm, zastąpiono kołami o średnicy 5000 mm z wykładziną dwudzielną Becoplast, co wpłynie na wydłużenie czasu eksploatacji lin jak i samych kół linowych (rys. 3) [3].
Na wieży szybowej zainstalowano dwa zestawy kół linowych składające się z dwóch kół linowych osadzonych na osi wraz z łożyskami. Każdy zestaw kół linowych zainstalowanych na dwóch kondygnacjach wieży wyposażony jest w urządzenie do toczenia rowków. Urządzenia te umożliwiają korektę kształtu rowka wykładziny Becoplast oraz zbieranie odkładającego się na wykładzinie smaru z lin nośnych.

Dodatkowo jeden z zestawu kół linowych wyposażono w przetwornik podłączony do osi i przeznaczony do kontroli poślizgu lin nośnych na bębnie pędnym.



Rys. 3. Koła linowe kierujące [źródło: opracowanie własne]

Maszyna wyciągowa

Maszyna wyciągowa 2L-5000/2400 (rys. 4) jest maszyną 2-linową z bębnem pędnym typu Koepe (z ciernym sprzężeniem liny z linopędnią) o średnicy 5000 mm, napędzaną silnikiem elektrycznym prądu stałego z napędem bezpośrednim [1,2]. Maszynę posadowiono na istniejącym po dotychczas eksploatowanej maszynie 2L-6000/2000, fundamencie wchodzącym w skład budynku maszyny wyciągowej na poziomie zbliżonym do zrębu szybu.

Maszyna sterowana jest:
- ręcznie z pulpitu maszynisty wyciągowego,
- w trybie zdalnego uruchamiania z pulpitów sterowniczych na stanowiskach lub z użyciem urządzenia radiowego ECHO-S.

Głównymi elementami maszyny są:
- zestaw wału głównego z łożyskami tocznymi i linopędnią,
- silnik główny prądu stałego,
- hamulec tarczowy wraz z zespołem sterowniczo-zasilającym typu H-C MWM-4/VER.III,
- transformatory przekształtnikowe,
- napęd przekształtnikowy,
- układy sterowania, kontroli i zabezpieczeń,
- ergonomiczne stanowisko operatora maszyny wyciągowej wraz układem wizualizacji stanów pracy poszczególnych podzespołów górniczego wyciągu szybowego i sygnalizacji awaryjnej.



Rys. 4. Maszyna wyciągowa 2L-5000/2400 [źródło: opracowanie własne]

Aby zapewnić jak najwyższą jakość dostarczanych elementów i usług w trakcie produkcji wykonywano kontrole międzyetapowe, odbiory inwestorskie, oraz prowadzono nadzory autorskie przez branżowych projektantów (rys. 5 i 6).



Rys. 5. Pomiar bicia siedzisk tarcz hamulcowych na bębnie linowym 2L-5000 [źródło: opracowanie własne]



Rys. 6. Wał główny z łożyskiem [źródło: opracowanie własne]

Montaż wirnika silnika głównego (rys. 7) oraz nakładanie łożysk na wał przeprowadzono metodą hydrauliczną. Metoda ta umożliwi w przyszłości łatwy i bezinwazyjny demontaż i montaż opisywanych elementów.



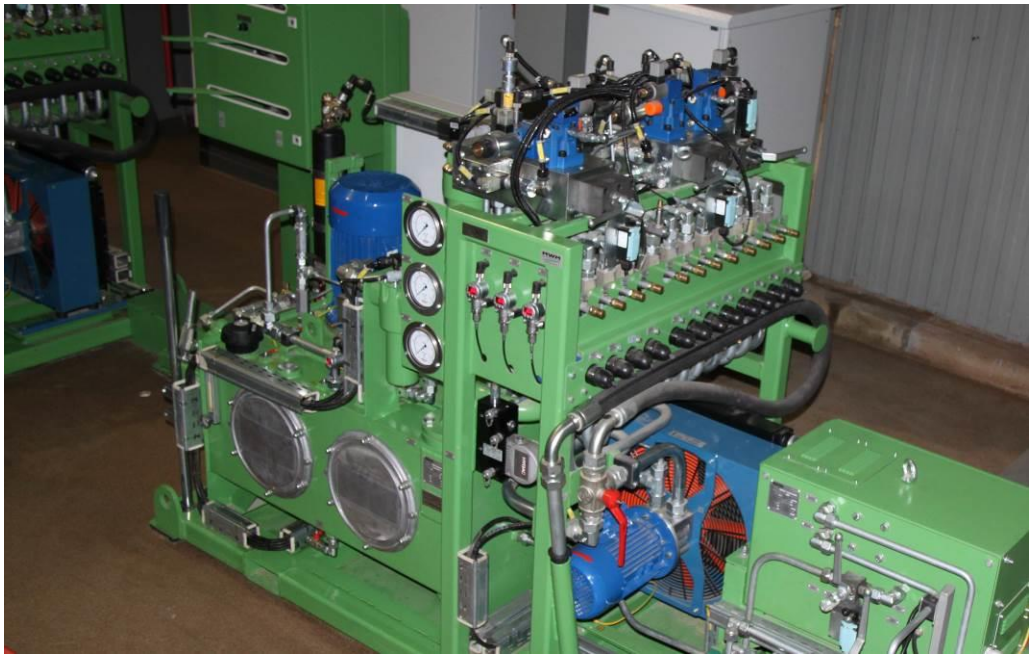
Rys. 7. Hydrauliczny montaż wirnika silnika głównego z wałem
[Źródło: opracowanie własne]

W maszynie wyciągowej zastosowano hamulec tarczowy ze sprężynowymi zespołami roboczo-napędowymi odwodzonymi hydraulicznie.

W skład zespołu wchodzą:

- cztery stojaki hamulcowe,
- osiem par siłowników hamulcowych typu BSFG 408-A00-02-00, po dwie pary na stojakach,
- elektrohydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający hamulca typu H-C MWM-4/VER.III, produkcji MWM Elektro Sp. z o.o. (rys. 8).

Elektrohydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający składa się z dwóch agregatów hydraulicznych: podstawowego i rezerwowego, uprawnianych do pracy za pomocą przełącznicy hydraulicznej oraz systemu zasilania i sterowania.
Agregaty hydrauliczne z dwuwariantowym wyborem siły hamującej podczas hamowania bezpieczeństwa wyposażone są w system umożliwiający hamowanie bezpieczeństwa zmiennym momentem. Zastosowanie takiego sposobu hamowania pozytywnie wpływa na ograniczenie zjawisk dynamicznych zachodzących podczas hamowania bezpieczeństwa. Zmniejszenie drgań naczyń zawieszonych na linach łagodzi ich oddziaływanie m.in. na prowadzenie naczyń i zawieszenia. Ogranicza też przeciążenia, jakim mogą być poddani przewożeni w klatce ludzie w chwili wystąpienia hamowania bezpieczeństwa.



Rys. 8. Ektrohydrauliczny zespół sterowniczo-zasilający hamulca typu H-C MWM-/VER.III [źródło: opracowanie własne]

Dodatkowo system hamulca wyposażony został w urządzenia:
- do grawitacyjnego opuszczania nadwagi „GRAVIT” (rys. 9),
- wymuszającego dodatkowy spływ oleju „UWDSO”.

Zastosowanie niezależnego urządzenia „GRAVIT” do grawitacyjnego opuszczania nadwagi w przypadku uszkodzenia napędu maszyny, bądź zaniku napięcia zasilania, umożliwia bezpieczne opuszczenie nadwagi w celu ewakuacji ludzi z naczynia na poziom.



Rys. 9. Urządzenie „GRAVIT” [źródło: opracowanie własne]

Napęd maszyny składa się z dwóch połączonych szeregowo nienawrotnych przekształtników tyrystorowych DCS800-S01-4000-04 obwodu głównego oraz nawrotnego przekształtnika DCS800-S02-0350-05 zasilającego wzbudzenie silnika głównego (rys. 10). W celu ograniczenia zakłóceń i zmniejszenia występowania wyższych harmonicznych zrealizowano 12-pulsowe oddziaływanie na sieć dzięki zasileniu przekształtników obwodu głównego z dwóch suchych transformatorów o odpowiedniej konfiguracji połączeń godzinowych.

Zastosowana konfiguracja zapewnia w przypadku uszkodzenia jednego z przekształtników lub transformatorów głównych możliwość pracy wyciągu z połową prędkości znamionowej oraz maksymalną nadwagą.



Rys. 10. Układ napędowy oparty o przekształtniki tyrystorowe – szafy po lewej stronie, układ sterowania i zabezpieczeń – szafy po prawej stronie [źródło: opracowanie własne]

Zarówno silnik główny jak i przekształtniki tyrystorowe posiadają niezależne systemy wentylacji z komorami mieszania powietrza pobieranego z zewnątrz i wewnątrz budynku maszyny wyciągowej (rys. 11). W celu stabilizacji temperaturowego punktu pracy silnika głównego zastosowano regulację wydajności centrali wentylacyjnej przy użyciu przemiennika częstotliwości.

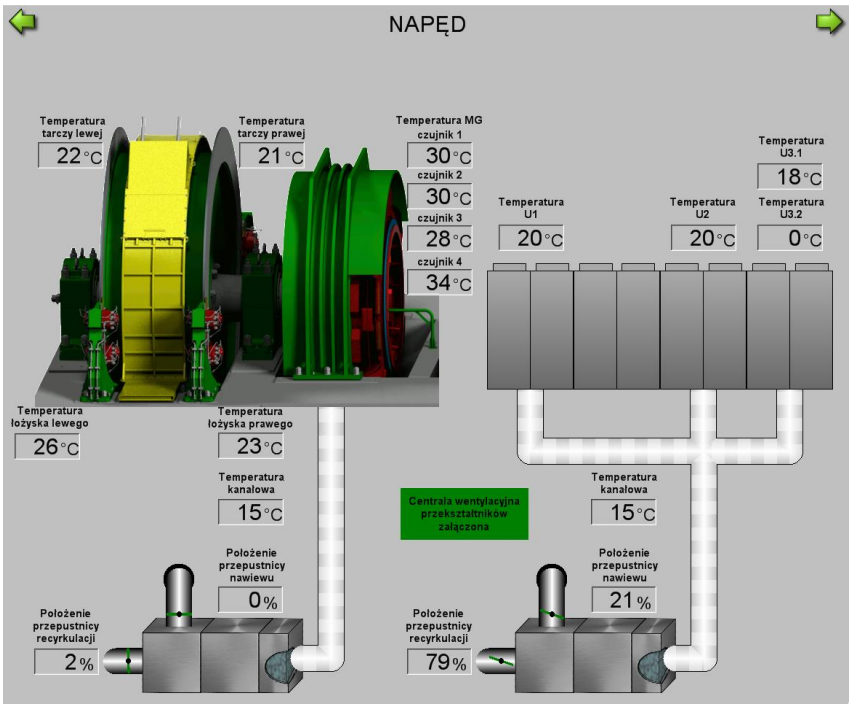


Rys. 11. Systemy wentylacji [źródło: opracowanie własne]

Układ sterowania i zabezpieczeń oraz cyfrowy regulator jazdy maszyny wyciągowej bazują na redundantnym systemie sterowników logicznych.
Cyfrowy regulator jazdy GRZ-08 jest kolejnym wdrożeniem, z powodzeniem stosowanego w kilkunastu maszynach wyciągowych rozwiązania. GRZ-08 pozwala na kształtowanie diagramu jazdy maszyny wyciągowej zgodnie z oczekiwaniami użytkownika uwzględniając specyfikę górniczego wyciągu szybowego. GRZ-08 pełni równocześnie funkcję układu kontroli prędkości ciągłej i dojazdowej.
Funkcjonalne i ergonomiczne stanowisko operatora maszyny (rys. 12) wyposażone w system wizualizacji (rys. 13) stanów pracy maszyny wyciągowej i urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej zabudowano w klimatyzowanej i dźwiękoszczelnej kabinie.



Rys. 12. Stanowisko maszynisty wyciągowego [źródło: opracowanie własne]



Rys. 13. Widok jednego z ekranów interaktywnego systemu wizualizacji [źródło: opracowanie własne]

W celu rzeczywistej kontroli postępu zużycia węzłów łożyskowych zastosowano system monitoringu drgań (rys. 14). Dodatkowo pomiar obwiedni drgań informuje o stanie technicznym zespołu urządzeń wału głównego. Powyższe informacje pozwalają z wyprzedzeniem zaplanować szczegółowe przeglądy i remonty.



Rys. 14. Widok ekranu systemu monitoringu drgań [źródło: opracowanie własne]

Urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej

Zastosowane urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej zbudowano w oparciu o system redundantnych sterowników logicznych wymieniających dane ze stacjami lokalnymi z wykorzystaniem komunikacji światłowodowej.
Urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej charakteryzują następujące cechy:
- wszystkie węzły komunikacyjne systemu połączone są dwoma niezależnymi sieciami Profibus DP,
- każda z sieci Profibus DP pracuje w konfiguracji zamkniętej pętli, co pozwala na bezprzerwową pracę systemu w przypadku jej przerwania,
- dwutorowe zasilanie urządzeń zabudowanych w szybie pozwalające na bezprzerwową pracę w przypadku zaniku jednego z napięć zasilających,
- modułowa konstrukcja umożliwiająca łatwą rozbudowę urządzenia oraz wymianę uszkodzonych elementów,
- czytelna wizualizacja wszystkich elementów urządzenia na monitorze przemysłowego komputera,
Zmodernizowane urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej zapewnia dupleksową łączność foniczną pomiędzy stanowiskami sterowniczymi i sygnałowymi górniczego wyciągu szybowego.
Ze względu na panujące agresywne warunki środowiskowe obudowy wszystkich stanowisk sygnałowych zostały wykonane ze stali nierdzewnej.



Rys. 15. Stanowisko sygnałowe [źródło: opracowanie własne]

Obiekty budowlane

Przeprowadzona modernizacja wymusiła szereg zmian budowlanych w budynku maszyny wyciągowej. Między innymi zlikwidowano pomieszczenie warsztatowe na poziomie maszyny wyciągowej w celu zabudowania ciągu szaf sterowniczo-zasilających. Uwolnione pomieszczenia ruchu elektrycznego przystosowano zgodnie z potrzebami Użytkownika.
Po zakończeniu prac montażowo-uruchomieniowych na poziomie maszyny wyciągowej wykonano nową posadzkę z żywicy metakrylowej.

Parametry techniczne górniczego wyciągu szybowego po modernizacji

Przeznaczenie	jazda ludzi, transport materiałów
Rodzaj prowadzenia naczyń	linowe
Naczynia wyciągowe	klatka z przeciwciężarem
Liczba i średnica lin nośnych	2 x 52 mm
Długość drogi jazdy	1080 m
Masa transportowanego materiału	24 Mg
Ilość transportowanych ludzi	94 osoby
Rodzaj maszyny wyciągowej	2L-5000/2400 (2-linowa z bębnem pędnym Koepe i napędem bezpośrednim)
Maksymalna prędkość jazdy	12 m/s
Maksymalna nadwaga statyczna	140 kN
Rodzaj napędu	przekształtnikowy z silnikiem prądu stałego o mocy 2400 kW
Rodzaj hamulca	tarczowy, odwodzony hydraulicznie

Podsumowanie

Zastosowane rozwiązania techniczne pozwoliły dostarczyć Klientowi nowoczesny produkt spełniający najwyższe standardy jakości i bezpieczeństwa.
Wszystkie prace zostały wykonane zgodnie z harmonogramem w ciągu jednego roku kalendarzowego. Końcowy etap obejmujący przebudowę i uruchomienie zmodernizowanych urządzeń górniczego wyciągu szybowego został wykonany w ciągu zaledwie 14 dni wyłączenia z ruchu górniczego wyciągu szybowego.
W wyniku wypracowanych przez kadrę inżynieryjną MWM Elektro Sp. z o.o. rozwiązań techniczno-organizacyjnych główny cel modernizacji został osiągnięty w założonym terminie.

Literatura

1. Dokumentacja techniczna maszyny wyciągowej 2L-5000/2400 górniczego wyciągu szybowego w przedziale klatkowym szybu R-VII KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Rudna”” nr MWM-24-13, MWM Elektro Sp z o. o., Trzebinia 2014.
2. Dokumentacja techniczna maszyny wyciągowej 2L-5000/2400 górniczego wyciągu szybowego klatkowego szybu R-VII KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Rudna” nr W42.019, ITG KOMAG, Gliwice 2014.
3. Dokumentacja techniczna kół linowych kierujących ø5000 górniczego wyciągu szybowego klatkowego szybu R-VII KGHM Polska Miedź S.A. O/ZG „Rudna” nr W48.040, ITG KOMAG, Gliwice 2014.
4. Projekt budowlany zabudowy maszyny wyciągowej 2L-5000/2400 oraz kół kierujących na wieży nr W42.019PB, ITG KOMAG, Gliwice 2014.
5. Projekt wykonawczy wzmocnienia elementów belek podłożyskowych konstrukcji wieży wyciągowej szybu R-VII O/ZG Rudna, MWM Elektro Sp. z o. o., Trzebinia 2014.

 ISBN 978-83-60708-89-7

Modernizacja górniczego wyciągu szybowego w PG ”SILESIA” – w szybie Nr 2

Tomasz Siostrzonek – Akademia Górniczo-Hutnicza, **Wiesław Wójtowicz –** PG ”SILESIA”

1. Utworzenie Przedsiębiorstwa Górniczego ”SILESIA”

Przedsiębiorstwo Górnicze ”SILESIA” powstało w 2010 roku w wyniku sprzedaży przez Kompanię Węglową zorganizowanej części przedsiębiorstwa KWK „Brzeszcze-Silesia” Ruch II „Silesia”. W wyniku podpisania dokumentów transakcja została sfinalizowana i PG ”SILESIA”, należąca do grupy Energetický a průmyslový holding, w pełni przejęła wszystkie operacje KWK „Silesia”. W ramach umowy koncesja na wydobycie dla KWK „Silesia” została przeniesiona z Kompanii Węglowej na rzecz PG ”SILESIA”.
Strategicznymi celami dla nowego właściciela było wznowienie robót przygotowawczych dla udostępnienia nowych przodków ścianowych oraz zwiększenie wydobycia do 3 mln ton rocznie.

2. Założenia do modernizacji górniczego wyciągu szybowego

Stan techniczny urządzeń części ciągu technologicznego związanego z transportem pionowym (rys. 1) nie pozwalał na zwiększenie zdolności wydobywczych całej kopalni. Ze względu na to, że szyb Nr 2 jest głównym szybem wydobywczym, wymagana jest jego duża niezawodność pracy, co przy stanie urządzeń nie było możliwe do osiągnięcia.

Szyb Nr 2 jest szybem wdechowym, jednoprzedziałowym, wydobywczym wybudowanym w latach 1905 do 1906. Całkowita głębokość szybu wynosi 500 m, średnica w świetle obudowy 4,60 m. Szyb posiada obudowę murową, udostępnia trzy poziomy, z czego poziom I (288 m) i poziom II (366 m) pełnią funkcje wentylacyjne. Poziom IV (459 m) jest poziomem eksploatacyjnym, z którego jest prowadzone wydobycie urobku, wyposażonym w urządzenie załadowcze. Szyb zakończony jest zbiornikiem przepadu przeznaczonym do gromadzenia urobku, który nie wpada do urządzeń transportowych (skipów) podczas załadunku. W wyrobisku pod zbiornikiem przepadu wykonana jest komora przepadu, w skład której wchodzi lej wysypowy ze zbiornika przepadu oraz przenośnik zgrzebłowy do transportu nagromadzonego urobku do wozów kopalnianych. Roczne możliwości wydobywcze wyciągu szybowego szybu Nr 2 wynosiły około 1,5 mln ton.



Rys. 1. Stan urządzeń i budynków przed modernizacją [źródło: opracowanie własne]

Modernizacja górniczego wyciągu szybowego szybu Nr 2 pod względem technicznym i organizacyjnym miała zapewnić zdolność wydobywczą szybu na poziomie 3 mln ton przy założeniu, że wydobycie prowadzone będzie przez 300 dni w roku i 18 godzin dziennie [1, 4], a to nie byłoby możliwe przy wykorzystaniu istniejącej infrastruktury.



Rys. 2. Widok częściowy górniczego wyciągu szybowego przed modernizacją: a, b – koło pędne, regulator jazdy i silnik wyciągowy, c – kabina maszynisty, d – szafy układu sterowania maszyny [źródło: opracowanie własne]

Do uzyskanie wydobycia na założonym poziomie konieczne było przeprowadzenie następujących prac w ramach prowadzonej modernizacji:

- wzmocnienie szybowej wieży wyciągowej,
- zmiana konstrukcji i wymiana zbrojenia szybowego,
- wymiana naczyń wyciągowych,
- wymiana lin wyciągowych nośnych i wyrównawczej,
- wymiana zawieszeń naczyń i liny wyrównawczej,
- wymiana urządzeń hamujących w wolnych drogach przejazdu,
- wymiana kół linowych kierujących,
- wymiana maszyny wyciągowej wraz z układem zasilania, sterowania i rozdzielnią potrzeb własnych,
- wymiana urządzeń załadowczych i rozładowczych wraz z układami sterowania,
- wymiana iskrobezpiecznego urządzenia sterowniczo – sygnałowego,

- wymiana układu łączności szybowej,
- wymiana wrót szybowych,
- wymiana stacji zwrotnej liny wyrównawczej,
- remontu budynku maszyny wyciągowej,
- wymianę urządzeń grzewczych powietrza wlotowego do szybu,
- wymianę i zabudowę kabli energetycznych, teletechnicznych i sygnalizacyjnych,
- wymianę rurociągu sprężonego powietrza i rurociągu uchwycenia wody wraz z sytemu odwodnienia szybu,
- wymianę zbiornika przepadu wraz z przedziałem zejściowy i przenośnikiem odstawy urobku ze zbiornika przepadu,
- wykonanie zabezpieczenia antykorozyjnego stalowej wieży wyciągowej.

Prace modernizacyjne rozpoczęto w lutym 2012 roku. Ze względu na prace przygotowawcze związane z udostępnieniem ściany prace modernizacyjne prowadzone były naprzemiennie z normalnym wydobyciem. Montaż nowego zbrojenia szybu wymagał dużego nakładu pracy. Istniejące prowadniki stalowe o konstrukcji skrzynkowej zamkniętej z C180, wymienione zostały na elementy o tych samych wymiarach, ale wykonane ze stali o podwyższonej wytrzymałości tj. S355J2.
Po modernizacji zbrojenie szybu stanowią dźwigary główne, wykonane z kształtowników stalowych zamkniętych o wymiarach 300 mm × 100 mm oraz grubości 10 mm. Prowadniki stalowe o długości 9,0 m, mocowane są do trzech kolejnych dźwigarów głównych za pomocą śrub M30. W połączeniu prowadnika z dźwigarem zastosowano dodatkowe elementy umożliwiające regulację boczną prowadnika. Wymiana zbiorników odmiarowych na poziomie IV prowadzona była w trakcie wydobycia, tzn. w czasie dostępnym tak jak dla zbrojenia szybowego. Wymiany zbiorników odmiarowych dokonano tylko w części środkowej. W tym czasie wydobycie skipem prowadzone było na jeden zbiornik, co obniżało wydobycie o 50%.
W okresie tym prowadzone były również prace związane ze wzmocnienie szybowej wieży wyciągowej, remontem budynku maszyny wyciągowej w zakresie wymiany ścian, stolarki okiennej i drzwiowej oraz poszycia dachu. Na rysunku 3 przedstawiono efekt po modernizacji.



Rys. 3. Widok budynku maszyny wyciągowej i wieży szybowej po modernizacji
[źródło: opracowanie własne]

Niezależnie od opisanych prac prowadzone były roboty związane z wymianą urządzeń grzewczych powietrza wlotowego na zrębie szybu (Rys. 4) [5], które zostały ukończone i oddane do eksploatacji w październiku 2012 roku.



Rys. 4. Urządzenia grzewcze powietrza wlotowego [1,4]

Pozostałe prace zaplanowane zostały do wykonania w miesiącach czerwiec – lipiec 2013 roku przy całkowitym wyłączeniu wyciągu szybowego, kiedy to zakończono eksploatację ściany 160 i prowadzono zbrojenie ściany 103, natomiast roboty przygotowawcze prowadzone były bez przerw, a urobek transportowany był w wozach kopalnianych średnich szybem Nr 3.
W dniu 17 czerwca wyłączono z ruchu górniczy wyciąg szybowy i rozpoczęto prace zgodnie z opracowanym wcześniej harmonogramem.
Harmonogram robót został tak opracowany, aby nie nastąpiło spiętrzanie się prac, które stwarzałyby zagrożenie dla pracujących brygad. Dotyczyło to głównie robót prowadzonych na poziomie IV, które nie mogły się nakładać z robotami prowadzonymi na zrębie, nadszybiu czy wieży szybowej.

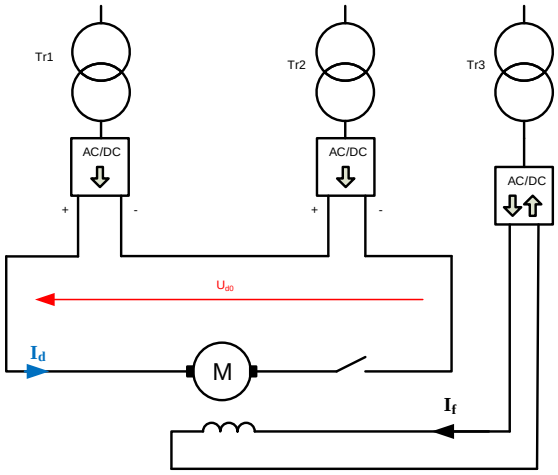
3. Wymiana maszyny wyciągowej [1]

Prace związane z wymianą maszyny wyciągowej rozpoczęto od wymiany naczyń wyciągowych. Zdemontowano dotychczas pracujące naczynia i wprowadzono nowe naczynia na dotychczas eksploatowanych linach wyciągowych.
Po wymianie naczyń zostały zdjęte liny wyciągowe i przystąpiono do wymiany kół linowych kierujących w wieży szybu, demontażu urządzeń hamujących w wolnych drogach przejazdu, demontażu maszyny wyciągowej oraz zbiornika rozładowczego na nadszybiu.
Koła kierujące linowe zostały zmontowane jeszcze w trakcie prowadzenia ruchu wyciągu szybowego, a pozostałe elementy przeznaczone do zabudowy zostały zdeponowane wcześniej w wyznaczonych miejscach ze względu na niewielki obszar wokół budynku maszyny i nadszybia, który ograniczony był dodatkowo drogami transportu kolejowego dla jednostek z materiałem dla zapewnienia ciągłości ruchu dołu kopalni.
Prace związane z wymianą kół linowych kierujących, wymianą zbiornika wyładowczego wraz z mechanizmem otwarcia koszy skipowych zostały przerwane przez obfite ulewy, które rozpoczęły się już w trakcie zdjęcia starych lin wyciągowych, spowodowały one częściowe podtopienia na powierzchni zakładu górniczego. Prowadzono wówczas jedynie prace na poziomie IV oraz w budynku maszyny wyciągowej w zakresie demontażu starej maszyny i urządzeń zainstalowanych na hali. Prowadzono prace demontażowe rozdzielni 6 kV, 0,5 kV, 0,4 kV oraz transformatorów i przekształtników.
Niezbędne było także częściowe zdemontowanie dachu budynku nadszybia w celu transportu elementów zdemontowanego starego zbiornika i kabiny sygnalisty oraz wprowadzenia elementów nowego większego zbiornika i nowej kabiny sygnalisty.

Niezmiernie trudnymi pracami były roboty związane z transportem elementów nowej maszyny wyciągowej (silnik, wał główny) oraz ramy pod zabudowę nowej maszyny ze względu na ich masę i gabaryty oraz możliwość ewentualnego uszkodzenia.

3.1 Układ napędowy przed modernizacją

Maszyna zbudowana była jako dwulinowa, dwuskipowa z kołem Koepe-go o średnicy 5 m, silnik o mocy 1450 kW, obcowzbudny zasilany był z przekształtników tyrystorowych. Na rysunku 5 przedstawiono schemat poglądowy układu.
Zasilanie silnika wyciągowego realizowane było poprzez dwa transformatory przekształtnikowe o mocy 1 MVA każdy, 6/0.4 kV i grupach połączeń Yyn0 i Dyn5 [2,3]. Było to połączenie szeregowe dwóch układów sześciopulsowych. Uzyskano w ten sposób dwunastopulsowe oddziaływanie na sieć zasilającą. Zmiana kierunku obrotów silnika następowała w wyniku zmiany kierunku przepływu prądu we wzbudzeniu. Aby było to możliwe, przekształtnik obwodu wzbudzenia był dwukierunkowy, tzn., zbudowany z dwóch mostków przeciwsobnych, odpowiednio sterowanych.
Dzięki tej konstrukcji cały napęd mógł pracować z pełnym założonym obciążeniem i pełną prędkością ciągnienia. W przypadku wystąpienia awarii jednego z przekształtników obwodu głównego, możliwa była praca z połową prędkości i pełnym obciążeniem. Układ pracował wtedy jako sześciopulsowy. Realizacja przełączenia obwodu głównego była zapewniona przez specjalny układ przełączający tzw. przełącznicę.

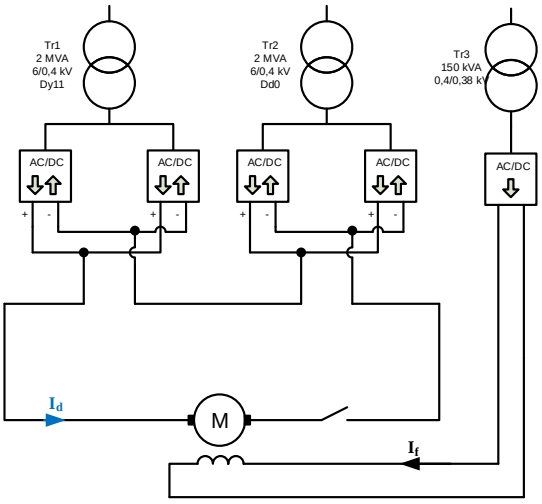


Rys. 5. Ogólny schemat napędu przed modernizacją [źródło: opracowanie własne]

3.2 Układ napędowy po przeprowadzonej modernizacji

Zastosowano silnik obcowzbudny prądu stałego serii PW zasilany poprzez układ przekształtników statycznych w obwodzie twornika i wzbudzenia. Schemat rozwiązania przedstawiono na rysunku 6. Zmiana kierunku obrotów realizowana jest poprzez zmianę kierunku prądu w obwodzie twornika. Jest to zasadnicza różnica w stosunku do układu sprzed modernizacji. Obecnie w obwodzie wzbudzenia zastosowano przekształtnik nierewersyjny.
Obwód twornika jest zasilony poprzez cztery przekształtniki w układzie szeregowo-równoległym. Zapewnia to osiągnięcie wymaganego prądu (połączenie równoległe dwóch przekształtników w każdej gałęzi). Każda para połączonych równolegle przekształtników zasilona jest z oddzielnego transformatora przekształtnikowego o odpowiedniej grupie połączeń. Połączenie szeregowe par przekształtników zapewnia odpowiedni poziom napięcia zasilającego silnik, jak również realizuje 12-pulsowe oddziaływanie napędu na sieć zasilającą [6]. W przypadku awarii przekształtnika, układ może pracować jako 6-cio pulsowy. Ograniczona zostaje prędkość napędu do połowy prędkości znamionowej, co jest wynikiem obniżenia o połowę napięcia zasilającego.

 ISBN 978-83-60708-89-7



Rys. 6. Schemat obwodu mocy maszyny wyciągowej po modernizacji [źródło: opracowanie własne]



Rys. 7. Elementy górniczego wyciągu szybowego po modernizacji: a) – rozdzielnie 6 kV, b) – rozdzielnia potrzeb własnych 0,4 kV, c) – układ sterowania maszyny wyciągowej i układ sygnalizacji szybowej, d) – przekształtniki energoelektroniczne, e) – koło pędne i układ hamulcowy, f) – układ sterowania hamulców, g) h) – kabina maszynisty [2,3,7]

Ulewne deszcze, prace przy zespalaniu naczyń oraz konieczność wymiany uszkodzonej rury rurociągu ppoż. spowodowały opóźnienia w stosunku do opracowanego harmonogramu. Jednakże zostały one zminimalizowane w trakcie nakładania nowych lin wyciągowych nośnych i liny wyrównawczej, co rokowało, że prace zostaną ukończone terminowo tzn. zgodnie z harmonogramem. Ze względu na zmianę konfiguracji układu zasilania maszyny (rozdzielnia 6kV) i związane z tym problemy z zasilaniem maszyny, spowodowały 14 dniowy opóźnienie w uruchomieniu wyciągu szybowego.
Pomimo problemów napotkanych w trakcie realizacji projektu w dniu 19 sierpnia 2013 r. zostało wydane postanowienie dyrektora Specjalistycznego Urzędu Górniczego na rozpoczęcie ruchu próbnego.

4. Wnioski

Zaplanowana i zrealizowana inwestycja polegająca na kompletnej wymianie maszyny wyciągowej i towarzyszącej jej infrastruktury dobrze przeprowadzoną operacją, która umożliwiła kopalni osiągnięcie założonego celu w postaci wydobycia na poziomie 3 mln ton rocznie. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe parametry pracy wyciągu przed i po modernizacji.

Podstawowe parametry maszyny wyciągowej [1,2,3]

Tabela 1

Lp	Parametr	Przed modernizacją	Po modernizacji
1	Typ maszyny	2L-5000/1450	2L-4200/2200
2	Typ silnika	PW 101	PW 124
3	Moc silnika	1450 kW	2200 kW
4	Napięcie zasilania	800 V	853 V
5	Prąd znamionowy	2000 A	2810 A
6	Prąd wzbudzenia	144 A	225 A
7	Prędkość obrotowa	61 obr/min	54,57 obr/min
8	Regulator jazdy	SK3s	Cyfrowy (realizowany w PLC)
9	Prędkość ciągnienia	16 m/s	12 m/s
10	Masa użyteczna	7,5 Mg	12,5 Mg
11	Głębokość ciągnienia	489 m	489 m
12	Urządzenia hamujące (hamowanie bezpieczeństwa)	HS2W–2	SELDA
13	Hamulce	Tarczowe, 5 par siłowników	Tarczowe, 6 par siłowników
14	Rodzaj układu napędowego	Tyrystorowy, Jantar B, nawrót przez wzbudzenie	Tyrystorowy, nawrót przez twornik (obwód główny)
15	Średnica lin nośnych	38 mm	42 mm
16	Ilość lin	2	2
17	Rodzaj prowadzenia naczyń	sztywne	sztywne
18	Zawieszenie naczyń wyciągowych	jednopunktowe	wielopunktowe
19	Średnica koła pędnego	5 m	4,2 m
20	Wydajność wyciągu	1,5 mln ton/rok	3 mln ton/rok

Górniczy wyciąg szybowy jest jednym z najważniejszych elementów ciągu technologicznego kopalni i to w dużej mierze jego wydajność decyduje o wydajności całej kopalni.

Okres rozruchu maszyny wyciągowej obfitował w nieprzewidziane sytuacje i opóźnienia. Jednak po tak dużym zakresie modernizacji należało się spodziewać, że wynikną niespodziewane sytuacje, które na bieżąco musiały być rozwiązywane. Maszyna pracuje niespełna 24 miesiące. Ze względu na specyfikę i organizację pracy PG ”SILESIA”, maszyna pracuje 7 dni w tygodniu przez 365 dni w roku. Wykonywane są tylko wymagane / niezbędne rewizje i badania zgodnie z przepisami polskiego prawa. Przy tak dużym obciążeniu nie zanotowano poważnych awarii, które uniemożliwiłyby prowadzenie wydobycia. Urządzenia zamontowane, jak chociażby urządzenie hamujące w wieży typu SELDA nie wymaga żadnych czynności konserwacyjnych i jest w pełni bezobsługowe, więc też pozwala na zyskanie cennego czasu w takim trybie prowadzonego wydobycia. Dwuletni okres eksploatacji pozwala już na stwierdzeni, że maszyna jako całość jest urządzeniem o dużej sprawności i niezawodności.

Literatura

1. Herman M., Gaj B., Wójtowicz W., Siostrzonek T.: Modernizacja szybu Nr 2 w Przedsiębiorstwie Górniczym Silesia – podsumowanie prowadzonych prac. Wiadomości Górnicze. 12/2014.
2. Maszyna wyciągowa typu Koepe 2L-4200/2200. Dokumentacja techniczno-ruchowa – część mechaniczna. 2013.
3. Maszyna wyciągowa typu Koepe 2L-4200/2200. Dokumentacja techniczno-ruchowa – część elektryczna. 2013.
4. Projekt koncepcyjny górniczego wyciągu szybowego Szybu Nr 2. 2013.
5. Projekt technologiczny instalacji ogrzewania powietrza wdechowego. 2013.
6. Szklarski L., Zarudzki J.: „Elektryczne maszyny wyciągowe”, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, Kraków 1998.
7. SIEMAG TECBERG – materiały firmowe.

 ISBN 978-83-60708-89-7

Nowe metody analizy technicznej skorodowanego zbrojenia szybowego szybu I KWK „Bielszowice”

Jacek Dziura – Kompania Węglowa S.A., **Tadeusz Marek** – KWK „Bielszowice”

1. Wprowadzenie

W kopalniach węgla kamiennego szyby górnicze pełnią jedną z głównych funkcji w procesie technologicznym wydobycia węgla na powierzchnię. Szyby są głównymi wyrobiskami komunikacyjnymi i wentylacyjnymi kopalni, odbywa się nimi między innymi wyciąganie urobku z wyrobisk, zjazd i wyjazd załogi, opuszczanie materiałów, doprowadzanie świeżego i odprowadzanie zużytego powietrza, itp. Z tego też względu stawiane są wysokie wymagania dotyczące: stanu technicznego wyposażenia, urządzeń wyciągowych oraz przede wszystkim zbrojenia szybowego. Dla zapewnienie długotrwałej funkcjonalności szybu istotny jest dobry stan techniczny zbrojenia. W przypadku wystąpienia większych uszkodzeń zbrojenia może nastąpić jego niekontrolowane przemieszczenie w świetle szybu, co w pewnych okolicznościach może doprowadzić do nieszczęśliwego wypadku w wyniku uszkodzenia tychże elementów, w konsekwencji zagrozić to może pracy urządzeń wyciągowych zabudowanych w szybie, a w konsekwencji może to doprowadzić do zatrzymania działalności całej kopalni.

Podstawowym aktem prawnym regulującym bezpieczną pracę urządzeń górniczych jest Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz. tj. nr 139 poi. 1169) [1] wraz z załącznikami. W dokumencie tym zawarte są również wymagania dla urządzeń wyciągowych, w tym także wytyczne dopuszczalnego zużycia zbrojenia szybowego. Zgodnie z tymi przepisami wszystkie maszyny, urządzenia i instalacje eksploatuje się w sposób określony w dokumentacji. Taką dokumentacją dla górniczych wyciągów i szybów jest dokumentacja techniczna (koncesyjna) i zawarte w niej określone parametry ruchu oraz wyposażenia szybu w tym zbrojenia szybowego. Zbrojenie to musi spełniać określone warunki wytrzymałościowe dla bezpiecznej eksploatacji szybu i urządzenia wyciągowego, z uwzględnieniem postępującego zużycia korozyjnego.

Zgodnie z §460 ww. przepisów elementy konstrukcji stalowych zbrojenia podlegają wymianie, jeżeli zużycie przekroczy wartość dopuszczalnego zużycia lub 50% pierwotnego wymiaru nominalnego określonego w dokumentacji technicznej. Tak sformułowany przepis w sposób jednoznaczny określa kryteria oceny, jednak pozostaje do rozstrzygnięcia bardzo istotny problem identyfikacji elementów wykazujących największe zużycie. Głównym powodem takiego stanu rzeczy jest fakt, że zbrojenie szybowe jest złożoną konstrukcją składającą się w zależności od głębokości od kilkuset do kilku tysięcy elementów i z pośród takiej ilości trudno jest wybrać te, które wykazują największe zużycie. W praktyce eksploatacyjnej przyjęło się, że wskaźnikiem zużycia elementów stalowych zbrojenia jest grubość ścianki profilu mierzona głównie przy wykorzystaniu metod ultradźwiękowych. Badania takie polegają na punktowym pomiarze grubości poszczególnych elementów zbrojenia.

Z tego względu znaczenie mają prace polegające na okresowych badaniach i ocenie stanu technicznego zbrojenia szybowego, zaś uzyskane wyniki tych ocen są pomocne w podejmowaniu racjonalnych decyzji, dotyczących zakresu niezbędnych remontów i napraw.

Korozja elementów zbrojenia w szybie przebiega głównie w obszarach profili zamkniętych, w których zgromadzone materiały sypkie utrzymują wilgoć. W tych miejscach dochodzi do korozji, w szybkim czasie zmniejszając grubość czynną elementów zbrojenia. Ponieważ są to profile zamknięte, brak jest dostępu wizyjnego dla osób przeprowadzającego inspekcje szybu, co sprawia niejednokrotnie trudność w ocenie ich zużycia.

Jednym z podstawowych problemów, z jakimi spotykają się służby energomechaniczne odpowiedzialne za ruch górniczych wyciągów i szybów jest diagnostyka zbrojenia szybowego, pracującego w trudnych warunkach i agresywnym korozyjnie środowisku.
Stalowa konstrukcja zbrojenia szybowego narażona jest na korozję wskutek:
– oddziaływania zawilgoconego powietrza szybowego,
– działania elektrochemicznego,
– działania mechanicznego.
Duża wilgotność powietrza w szybie sprzyja dużej korozji elementów zbrojenia. Wody szybowe zawierają najczęściej wody kwaśne, siarczanowe i węglanowe oraz wody zasolone. W przypadku braku ujęcia wód i rozpryskiwania się cieczy po obudowie i zbrojeniu, następuje stały kontakt agresywnych wód z elementami zbrojenia i ich szybka korozja. Zjawisko to może być również przyspieszone, gdy w szybie występują częste zmiany temperatury.
Przykład zużycia korozyjnego oraz metodę wymiany zbrojenia szybowego przedstawiono w niniejszym artykule na podstawie robót prowadzonych w szybie I w KWK „Bielszowice”

2. Dane techniczne szybu I KWK „Bielszowice”

Aktualnie szyb I jest szybem wdechowym, dwuprzedziałowym (przedział boczny z urządzeniem wyciągowym, przedział główny bez urządzenia wyciągowego), o głębokości 674 m. Zabudowana w nim infrastruktura to: rurociągi głównego zasilania kopalnianej sieci ppoż., głównego odwadniania, podsadzkowe, kable energetyczne i teletechniczne [2].
Szyb obsługuje poziomy: 160 m, 260 m, 320 m, 390 m, 516 m, 642 m.

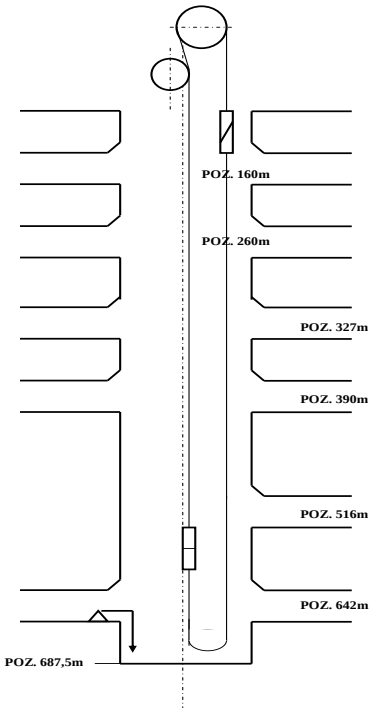
Poniżej przedstawiono wieżę szybową szybu I oraz przekrój pionowy szybu.



Rys. 1. Wieża wyciągowa szybu I – widok od strony płn. (w tle wieża szybu III) [źródło: opracowanie własne]



Rys. 2. Wieża wyciągowa szybu I – widok od strony płn-wsch. (w tle wieża szybu II) [źródło: opracowanie własne]



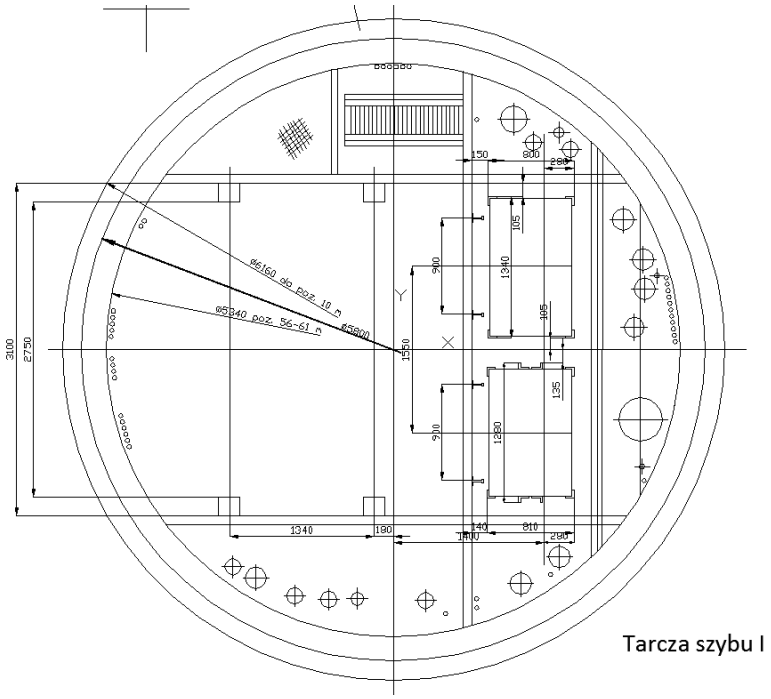
Rys. 3. Schemat przekroju przez szyb I [źródło: opracowanie własne]

Podstawowe funkcje szybu i urządzenia wyciągowego w nim zabudowanego:

- droga transportu materiałów i zjazdu obsługi do poz.160 m (pompownia głównego odwadniania, zbiorniki wody ppoż., pozyskiwanie wody „czystej" dla celów technologicznych i zasilania łaźni),
- droga transportu materiałów i zjazdu obsługi do stacji odmetanowania na poz. 516 m,
- miejsce zabudowy i utrzymywania podstawowych rurociągów zasilania kopalnianej sieci ppoż. od poz.160 m do poz. 642 m,
- droga transportu materiałów i zjazdu załogi dla utrzymania sieci ppoż. pomiędzy poz.160 m a poz. 642 m oraz zbiorników przelewowych na poz. 390 m, 516 m,
- miejsce zabudowy podstawowych rurociągów głównego odwadniania z poz.160 m na powierzchnię oraz rurociągów zasilających powierzchnię w wodę „czystą",
- miejsce zabudowy kabli energetycznych zasilania pompowni głównego odwadniania poz.160 m i stacji odmetanowania poz. 516 m,
- droga wentylacyjna i ucieczkowa dla obsługi pompowni poz.160 m i stacji odmetanowania poz. 516 m.

Podstawowe parametry szybu I:

Rodzaj szybu	z powierzchni, pionowy wdechowy, dwuprzedziałowy
Przeznaczenie szybu	zjazdowy, transport materiałów
Średnica szybu	5,4 - 6,4 m
Głębokość szybu	674 m
Wysokość wieży	53,5 m
Głębokość rząpia	32 m
Prowadzenie naczyń	sztywne, szynowe boczne, szyny stalowe S 24 typ 115



Rys. 4. Tarcza szybu I [źródło: opracowanie własne]

Charakterystyka urządzenia wyciągowego:

Lina nośna	∅ 28 mm (1 szt.)	
Lina wyrównawcza	∅ 30 mm (1 szt.)	
Naczynia	klatka jednopiętrowa, skip	
Udźwig użyteczny	jazda ludzi	0,225 Mg
	transport materiału	1,4 Mg

Przedział boczny szybu I (z urządzeniem wyciągowym) obsługiwany jest za pomocą maszyny wyciągowej typu K2000 wyprodukowanej w 1958 r. przez RFM Rybnik.
Moc znamionowa silnika to 52 kW.
Układ hamulcowy maszyny wyciągowej to hamulec szczękowy typu HPC-1200 z regulatorem ciśnienia typu IVERSEN.



Rys. 5. Hamulec maszyny wyciągowej K-2000 szybu I [źródło: opracowanie własne]



Rys. 6. Pulpit sterowniczy maszyny wyciągowej K-2000 szybu I [źródło: opracowanie własne]

3. Opis zbrojenia szybu

Dotychczas na wskutek zmian w funkcji szybu oraz likwidacji jednego urządzenia wyciągowego, zbrojenie szybowe, które uległo zużyciu w skutek działania korozji, jest zabudowane nieregularnie, nieracjonalnie technicznie w ilościach zbędnych dla potrzeb pozostałego jednego urządzenia wyciągowego i istniejącej infrastruktury. Dźwigary główne przedziału drabinowego, dźwigary główne mocowania prowadników szynowych są zabudowane w różnorodnej podziałce w odstępach od 1,5 m do 5 m, i tak: na odcinku od zrębu do poz. 390 m dźwigary][300 zabudowane są w podziałce co 5 m, od poz.160 m do poz. 390 m pomiędzy][300 zabudowane są 2-3 dźwigarów [260 i [220w rozstawie co 1,5 – 1,7 m, od poz. 390 m do poz. 642 m dźwigary główne zabudowane w profilu [260 oraz [220 w równomiernej podziałce co 2 m. Zróżnicowana podziałka dotyczy również rejonu występowania obudowy tubingowej (głębokość 20,2 m – 56 m i 94,3 m – 107,4 m).
Jak widać zbrojenie szybowe zabudowane jest w szybie w różnej konfiguracji, a użyte profile wahają się od dwuteowników][300, poprzez ceowniki [260, [220, 200 aż po ceowniki [140].
Tak duże zagęszczenie oraz różnorodność zbrojenia wynika z faktu istnienia w poprzednich latach innych urządzeń wyciągowych w szybie, a obecnie zlikwidowanych (wyciąg skipowy w przedziale głównym od zrębu do poz. 327 m oraz wyciąg międzypoziomowy FH-1500 do czyszczenia rząpia). Tak duża ilość zbędnej konstrukcji zabudowanej w szybie oraz dźwigarów niewykorzystywanych wytrzymałościowo dla istniejącego urządzenia wyciągowego, znacząco zwiększa koszty eksploatacji szybu.

Nowe zbrojenie szybu od zrębu do rząpia szybu wykonane będzie z ceowników [200 zabudowanych co 4 m jako dźwigary główne i dźwigary prowadnikowe.
Na odcinkach szybu w obudowie tubingowej zachowany zostanie istniejący układ zabudowy dźwigarów, z jednoczesnym ujednoliceniem ich profilu na ceownik [200. Tak realizowany remont pozwoli na odbudowę i racjonalizację zbrojenia, poprzez zabudowanie tylko konstrukcji niezbędnych dla istnienia szybu i urządzenia wyciągowego (w znacząco mniejszej ilości niż dotychczas).

4. Problemy eksploatacyjne zbrojenia

W szybie I KWK „Bielszowice” głównym problemem eksploatacyjnym było skorodowane zbrojenie szybowe. W pewnym okresie czasu szyb ten został zakwalifikowany do likwidacji, co w związku z tak podjętą decyzją wyłączyło go z przygotowywanych planów dotyczących prac remontowych, którego następstwem było zaniechanie wszelkich robót remontowych.

Ponadto do zaprzestania remontów w pewnym czasie przyczynił się brak środków oraz przejściowe kłopoty z obsadą oddziału szybowego.
Przy jego długoletniej eksploatacji i złym stanie zbrojenia doprowadziło to do sytuacji, w której dla utrzymania jego dalszej, bezpiecznej eksploatacji, konieczne było podjęcie decyzji o wymianie całego skorodowanego zbrojenia.
W związku z postępującym zużyciem korozyjnym zbrojenia szybowego, kopalnia zleciła rzeczoznawcy opracowanie analizy [3] pozwalającej określić warunki eksploatacji zbrojenia przy zużyciu przekraczającym 50%. Z uwagi na zmianę funkcjonalności szybu w latach poprzednich związaną z likwidacją górniczego wyciągu szybowego w przedziale głównym, remont zbrojenia w pełnym zakresie był bezzasadny. W związku z tym wraz z analizą zlecono opracowanie projektu technicznego [4] dla wykonania remontu wraz z przebudową zbrojenia, zawierającego „uproszczenie" zbrojenia szybu I [5]. Analiza ta zawiera zalecenia w zakresie utrzymania bezpieczeństwa eksploatacji zbrojenia szybu poprzez określenie rzeczywistych sił przenoszonych przez poszczególne elementy zbrojenia szybowego i wskazanie tych, które przenoszą obciążenia rzeczywiste i bezwzględnie muszą zachować swoją nośność (konieczność ew. ich natychmiastowej wymiany na nowe).
Przykładowe elementy uszkodzonego zbrojenia na skutek oddziaływania korozji zostały przedstawione na rys. 7-10.



Rys. 7. Dźwigar średnicowy [źródło: opracowanie własne]



Rys. 8. Dźwigar główny przedziału drabinowego [źródło: opracowanie własne]



Rys. 9. Dźwigar główny mocowania ciągów prowadniczych [źródło: opracowanie własne]



Rys. 10. Opierzenie przedziału drabinowego [źródło: opracowanie własne]

Podjęte działania dla umożliwienia ograniczonej eksploatacji skorodowanego zbrojenia

Na podstawie zaleceń zawartych w wykonanej „Analizie wytrzymałościowej zbrojenia szybowego szybu I KW S.A. Oddział KWK Bielszowice” [3] określone zostały niezbędne i konieczne do wykonania prace, w celu umożliwienia eksploatacji w ograniczonym zakresie istniejącego zbrojenia. Kopalnia niezwłocznie przystąpiła do działań związanych z realizacją przedmiotowych prac, które miały na celu umożliwienie dalszej eksploatacji szybu i urządzenia wyciągowego w ograniczonym zakresie, do czasu podjęcia remontu zbrojenia.
Przeprowadzona analiza możliwości dalszej ograniczonej eksploatacji skorodowanego zbrojenia dotyczyła prowadników szybowych, dźwigarów oraz połączeń prowadników usytuowanych pomiędzy dźwigarami. Na jej podstawie obliczono i określono:

- Minimalne wskaźniki wytrzymałości i sztywności najbardziej zużytych prowadników, ich połączeń oraz dźwigarów.

- Siły dopuszczalne dla możliwego obciążenia najbardziej zużytych korozyjnie elementów zbrojenia.
- Ugięcia dopuszczalne skorodowanych prowadników, dźwigarów i ich połączeń.

Na podstawie otrzymanych wyników analizy i obliczeń zostały sformułowane następujące zależności:

- Siły dopuszczalne czołowe najbardziej zużytych prowadników w szybie I wynikają z nośności połączeń tych prowadników, a siły boczne z nośności przekroju prowadników poza ich połączeniami.
- Ze względu na cztery rodzaje przekroju dźwigarów pracujących w szybie I oraz cztery rodzaje układów ram głównych zbrojenia w tym szybie, siły dopuszczalne najbardziej zużytych dźwigarów tego samego ciągu prowadników znacząco się różnią. Z tego powodu ocena rzeczywistego stanu bezpieczeństwa zbrojenia w szybie I wymagała analizy zarówno sił rzeczywistych oddziaływania naczyń na poszczególne ciągi prowadników jak i rzeczywistych ugięć tych prowadników.

Powyższe działania pozwoliły po przeprowadzonych analizach na wskazanie miejsc w szybie gdzie występują stany przekroczenia dopuszczalnej sztywności minimalnej ciągów prowadników, zamocowanych na zużytym, skorodowanym zbrojeniu. Miejsca te poddano natychmiastowej naprawie polegającej na wymianie wskazanych dźwigarów głównych i wsporczych wytypowanych ram zbrojenia szybowego.

5. Remont i modernizacja zbrojenia szybu I

Kolejnym etapem był przewidziany remont zbrojenia.
Wydanie przez Dyrektora UGBKUE decyzji w zakresie wstrzymania ruchu górniczego wyciągu szybowego w szybie I przerwało realizację podjętych przez kopalnię działań. Skutkiem wydanej decyzji była konieczność określenia specjalnych warunków prowadzenia dalszych robót oraz zabezpieczenia infrastruktury zabudowanej w szybie I (rurociągi, kable energetyczne i teletechniczne) oraz ruchu kopalni pod względem zasilania ppoż., obsługi stacji odmetanowania i pompowni głównego odwadniania.
W związku z zaistniałą sytuacją kopalnia opracowała 4 warianty dalszych działań dotyczących szybu I, uwzględniające zależności techniczne, ruchowe i wentylacyjne kopalni:

- wariant I – remont zbrojenia szybowego wraz z infrastrukturą
- wariant II – całkowita likwidacja szybu
- wariant III – częściowa likwidacja szybu do poz.160 m
- wariant IV – likwidacja skorodowanego zbrojenia i utrzymywanie wyzbrojonego szybu

Przeprowadzone symulacje pozwoliły wstępnie oszacować koszty ekonomiczne założonych wariantów działań a także określić aspekty techniczno-ruchowe dla rzeczywistej możliwości realizacji poszczególnych wariantów.
Po przeprowadzeniu analizy poszczególnych wariantów kopalnia uznała, iż ze względów ekonomicznych a także organizacyjno-ruchowych, zapewniających funkcjonowanie kopalni, optymalnym wariantem do realizacji jest wariant I – remont zbrojenia szybowego wraz z infrastrukturą.
Tak realizowany wariant I (remont zbrojenia szybowego wraz z infrastrukturą) jest możliwy technicznie do zrealizowania w najkrótszym czasie, nie powodując zatrzymywania i dociążenia robotami szybowymi innych szybów (w związku z koniecznością przebudowy z szybu I do innych szybów kopalni, niezbędnej infrastruktury w postaci kabli, rurociągów, itp.), niezbędnych dla ruchu kopalni.

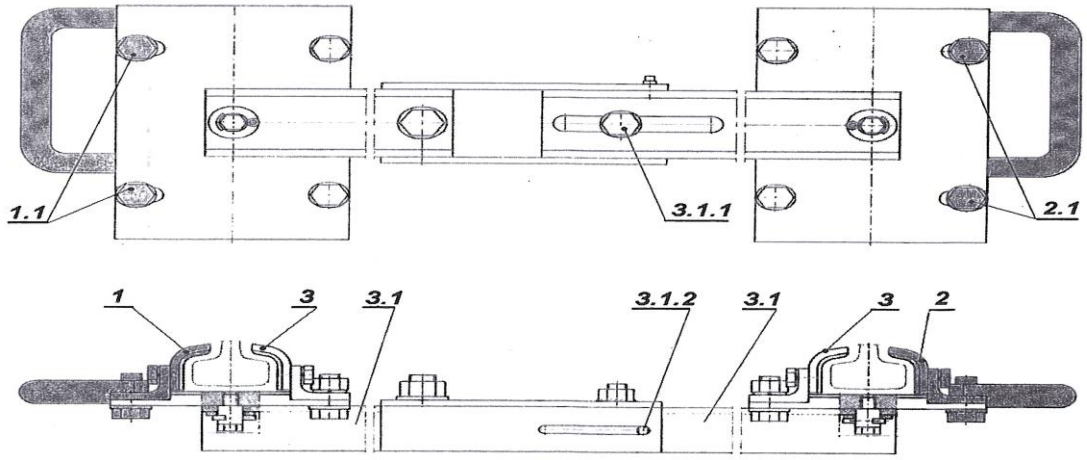
6. Zakres modernizacja zbrojenia szybu I

Podjęty remont zabudowanego w szybie I zbrojenia polega na likwidacji starego, przewymiarowanego zbrojenia, likwidacji zbędnych konstrukcji i zabudowie nowego, uproszczonego zbrojenia dostosowanego do istniejącego wyciągu szybowego. Obecnie zbrojenie szybowe, które uległo zużyciu korozyjnym jest zabudowane nieregularnie, nieracjonalnie technicznie w ilościach zbędnych dla potrzeb jednego urządzenia wyciągowego i istniejącej infrastruktury Tak duża ilość zbędnej konstrukcji zabudowanej w szybie oraz dźwigarów niewykorzystywanych wytrzymałościowo znacząco zwiększa koszty eksploatacji szybu. Opracowany „Projekt Techniczny zbrojenia szybowego oraz wyposażenia szybu I" zakłada maksymalne uproszczenie zbrojenia łącznie ze zmianą podziałki zabudowy pomostów przedziału drabinowego.
Wnęki szybowe po urządzeniach załadowczych wyciągu głównego i wyciągu FH-1500 zostaną zamurowane. Istniejące urządzenia załadowcze, sztuczne dno w przedziale wyciągu głównego, elementy wzmocnienia zbrojenia szybowego w rejonie stacji załadowczej przedziału głównego oraz zbrojenie szybowe z konstrukcją koła linowego wyciągu FH-1500, prowadniki drewniane wyciągu głównego i FH-1500 zostaną zdemontowane. Kable podwieszone obecnie na dźwigarach głównych poniżej poz. 516 m będą przewieszone na obmurze szybu. Dźwigary główne i prowadnikowe będą zabudowane co 4 m za wyjątkiem odcinków szybu w obudowie wykonanej z tubingów, gdzie w miarę możliwości wykorzystane będą aktualne miejsca mocowania dźwigarów do żeber tubingów. Dźwigary prowadnikowe wyciągu istniejącego mocowane będą do dźwigarów głównych, a dźwigary główne będą mocowane do wsporników szybowych zamurowanych w obmurzu szybu. Pomosty przedziału drabinowego będą zabudowane co 8 m (obecnie co 6 m). Istniejący układ podszybi będzie zachowany. Wyjścia na podszybia poz. 160 m, 260 m, 327 m, 390 m, 516 m, 642 m będą wykonane na stronę północną.
Nowe zbrojenie szybu od zrębu do rząpia szybu będzie wykonane jako dźwigary główne dźwigary prowadnikowe z ceownika [200, zabudowane co 4 m. Na odcinkach szybu w obudowie tubingowej zachowany zostanie istniejący układ zabudowy dźwigarów, z jednoczesnym ujednoliceniem ich profilu na ceownik [200.
Remont ten prowadzony jest przy wykorzystaniu podwieszanego pomostu przewoźnego. Pomost został przygotowany na bazie dwóch wyciągarek wolnobieżnych bębnowych typu WW-100/1L/100 produkcji PIOMA o udźwigu 10,0 Mg (każda), zawieszony na dwóch linach nośnych ø 30 [7].
Pomost ten zostanie na wyposażeniu szybu i służył będzie w latach następnych do remontu i utrzymania infrastruktury zabudowanej w szybie oraz robót związanych z kontrolami i rewizjami. Wyciąg ten w razie potrzeby umożliwi szybką naprawę lub rozbudowę infrastruktury w szybie I.

7. Zapewnienie bezpiecznych warunków prowadzenia remontu zbrojenia w aspekcie zachowania jego stateczności i możliwości wykorzystania zabudowanego wyciągu szybowego

Jednym z większych wyzwań technicznych w czasie realizacji remontu i modernizacji zbrojenia szybowego w szybie I jest zapewnienie bezpiecznych warunków pracy związanych z wykorzystaniem do robót zabudowanego w szybie górniczego wyciągu szybowego.
Prowadzona wymiana i modernizacja zbrojenia szybu I wykonywana jest z pomostu przejezdnego wykonawcy, zabudowanego w szybie oraz z urządzenia wyciągowego będącego na wyposażeniu szybu. Górniczy wyciąg szybowy K-2000 zabudowany w szybie I posiada prowadzenie szybowe mocowane do dźwigarów głównych. Ze względu na zużycie korozyjne zbrojenia przekraczające 50% zaszła potrzeba opracowania i zastosowania metody, która w sposób wiarygodny i pewny określi stateczność starego zbrojenia i ciągów prowadniczych dla umożliwienia wykorzystania wyciągu szybowego K-2000 do robót. W tym celu dla zapewnienia bezpieczeństwa prowadzenia robót oraz użytkowania szybu I w okresie

modernizacji i remontu podjęto współpracę z rzeczoznawcą ds. zbrojenia szybowego, dysponującym opublikowaną metodą badania zbrojenia szybowego z korozją perforacyjną ścianek dźwigarów. Zadaniem rzeczoznawcy było i jest, okresowe analizowanie stanu starego zbrojenia, które jest zabudowane w szybie, a nie zostało jeszcze wymienione. W tym celu przygotowano specjalny przyrząd do kontroli ciągów prowadniczych, który po założeniu na głowicę naczynia wyciągowego wykonuje przejazd kontrolny przez szyb dostarczając niezbędnych danych do prowadzonej analizy stabilności ciągów prowadniczych i starego zbrojenia szybowego.
Przyrząd do kontroli stanu połączeń ma dwie prowadnice ślizgowe – lewą i prawą, z których każda jest wykonana na wzór odpowiadającej jej prowadnicy roboczej naczynia wyciągowego, ale z mniejszym luzem względem prowadnika. Każda prowadnica składa się z dwóch części połączonych za pomocą śrub. Prowadnice kontrolne przyrządu są połączone ze sobą za pomocą trzech łączników szeregowych, w tym dwu łączników przegubowych oraz łącznika dystansowego. Łączniki przegubowe zapewniają podczas jazdy kontrolnej w szybie swobodne przyleganie prowadnicy kontrolnej do górnej powierzchni prowadnicy roboczej, przynależnej do głowicy naczynia wyciągowego. Łącznik dystansowy umożliwia uzyskanie dla każdej z dwóch prowadnic kontrolnych współosiowości względem prowadników.



Rys. 11. Przyrząd do kontroli bezpieczeństwa prowadzenia szynowego naczyń wyciągowych w szybie I KWK „Bielszowice” [3]



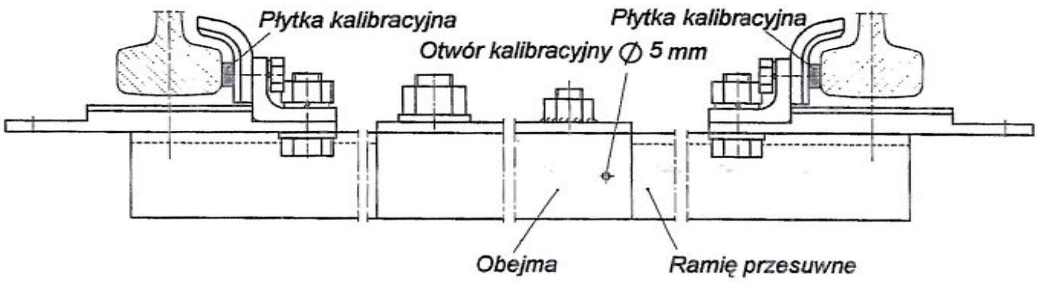
Rys. 12. Przyrząd do kontroli ciągów prowadniczych [źródło: opracowanie własne]

8. Metoda kontroli ciągów prowadniczych w zakresie ich stabilności

Zakładanie przyrządu na głowicę naczynia

Naczynie, na którym ma być założony przyrząd pomiarowy ustawia się głowicą na zrębie szybu. Przyrząd zakłada się na głowicę naczynia bez zewnętrznych części obu prowadnic. Po ustawieniu przyrządu na prowadnicach roboczych, w które wyposażona jest głowica naczynia, montuje się zewnętrzne części prowadnic kontrolnych i łączy śrubami z jego wewnętrznymi częściami.

Podczas pierwszego zakładania przyrządu złącza śrubowe pomiędzy łącznikami przegubowymi i łącznikiem dystansowym powinny być luźne, aby możliwe było ustawienie każdej prowadnicy kontrolnej współosiowo względem ciągu prowadników. Po ustawieniu, wszystkie połączenia śrubowe należy dokręcić, po czym spoinami zabezpieczyć wzajemne ustawienie łączników.



Rys. 13. Ustawienie przyrządu na głowicy naczynia wyciągowego podczas jego kalibrowania [3]



Rys. 14. Przyrząd do kontroli ciągów prowadniczych podczas zakładania i kalibrowania [źródło: opracowanie własne]

Przejazd kontrolny

Jazdę kontrolną należy przeprowadzić obydwoma naczyniami. Podczas jazdy kontrolnej naczynia wyciągowego w dół z prędkością ok. 0,5 m/s w miejscach, w których stan połączenia prowadników wymaga naprawy nastąpi zakleszczenie prowadnic przyrządu i zawiśnięcie przyrządu na prowadnikach. Miejsca zakleszczenia zostaną zinwentaryzowane, a następnie zostanie przeprowadzona ocena pod kierunkiem upoważnionego przedmiotowo rzeczoznawcy oraz ustalony zostanie zakres i sposób ewentualnej naprawy. Po dojechaniu na poziom 642 m przyrząd kontrolny należy zdemontować.



Rys. 15. Przyrząd do kontroli ciągów prowadniczych zabudowany na naczyniu [źródło: opracowanie własne]

9. Nowe zbrojenie zabudowane w szybie

Zbrojenie szybowe po modernizacji stanowić będą dźwigary główne o ujednoliconym profilu tzn.: dźwigary główne i dźwigary prowadnikowe [200 ze stali S355J0, ocynkowane, zabudowane w podziałce co 4 m. Przedział drabinowy składał się będzie z pomostów spoczynkowych zabudowanych co 8 m, wspartych na dźwigarkach wsporczych [160 i głównych [200, ze stali S355J0 i w całości ocynkowane. Pokrycie pomostów spoczynkowych wykonane z prętów płaskich o gr. 6 mm i wysokości 40 mm (ocynk), a przepierzenie przedziału drabinowego wykonane z prętów Ø 8 mm w ramach z prętów Ø 20 mm [4].

 ISBN 978-83-60708-89-7



Rys. 16. Nowe zbrojenie szybowe z przedziałem drabinowym [źródło: opracowanie własne]



Rys. 17. Nowe zbrojenie szybowe podszybia [źródło: opracowanie własne]



Rys. 18. Nowe zbrojenie szybowe z pomostem zrębowym [źródło: opracowanie własne]

Podsumowanie

Prace remontowe obejmujące wymianę zużytych elementów zbrojenia w szybie na nowe to zwykle najtrudniejsze, czasochłonne i niebezpieczne roboty szybowe, które z tego powodu są wykonywane w dni wolne od tzw. zmian wydobywczych. Dlatego w warunkach większości szybów, liczba wymian elementów zbrojenia, możliwych bez ograniczania normalnej pracy szybu, jest zwykle planowana jako ok. 50 w przypadku wymiany dźwigarów lub jako ok. 100 w przypadku wymiany prowadników. Zatem, gdy remont całego zbrojenia ma być wykonany bez ograniczeń normalnej pracy szybu, to musi on być planowany jak wieloletnie przedsięwzięcie techniczno-organizacyjne.
Jednak w wielu polskich szybach, ze względu na ograniczony czas dyspozycyjny dla robót szybowych, realizacja tak zaplanowanych remontów stanowi problem. Należy jednak dążyć do bieżącej sukcesywnej wymiany skorodowanych elementów zbrojenia szybu.

Wnioski:

- W modernizowanych szybach należy przede wszystkim starać się w miarę możliwości upraszczać model zabudowanego zbrojenia szybowego wraz z zmianą funkcji szybów lub likwidacją urządzeń wyciągowych dla uniknięcia momentu kumulacji nagromadzenia zbędnej, skorodowanej konstrukcji stalowej w szybie.
- W przypadku wystąpienia masowej korozji perforacyjnej ścianek elementów zbrojenia, należy opracować model i sposób eksploatacji zabudowanego urządzenia wyciągowego dla umożliwienia przeprowadzenia remontu zbrojenia szybowego.
- Konieczne jest przeprowadzanie dogłębnej analizy i wypracowanie indywidualnego podejścia do kwestii zapewnienia bezpieczeństwa robót przy remoncie i eksploatacji zużytego korozyjnie zbrojenia szybowego.
- Należy na bieżąco prowadzić weryfikację stateczności skorodowanego zbrojenia poprzez indywidualnie dobrane do danego szybu przyrządy pomiarowo-kontrolne.
- Niezbędna jest analiza możliwości wykorzystania przy remoncie zbrojenia szybowego wyciągu szybowego z zachowaniem ściśle określonych rygorów kontroli i weryfikacji stabilności i wytrzymałości skorodowanego zbrojenia szybowego.

Literatura

1. Analiza wytrzymałościowa zbrojenia szybowego szybu I. KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice”, AGH Kraków.
2. Dokumentacja koncesyjna szybu I.
3. Dokumentacja pomostu wiszącego w szybie I. KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice”, ZRG Górrem Sp.J.
4. Projekt techniczny modernizacji i remontu szybu I. KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice”, ZRG Górrem Sp. z o.o., 2012.
5. Projekt techniczny zbrojenia szybowego oraz wyposażenia szybu I. KW S.A. Oddział KWK „Bielszowice, ZRG Górrem Sp. z o.o., 2010.
6. 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.
7. Technologia kontroli bezpieczeństwa prowadzenia szynowego naczyń wyciągowych w szybie I KWK „Bielszowice”, AGH Kraków.

 ISBN 978-83-60708-89-7

Prace szczególnie odpowiedzialne w szybach i szybikach

Marcin Mieszczak, Daniel Wowra – KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A.

1. Wprowadzenie

Szyby i szybiki wraz z zainstalowanymi w nich górniczymi wyciągami szybowymi, urządzeniami pomocniczymi oraz wyposażeniem pomocniczym wymagają coraz bardziej kreatywnego, rozważnego oraz inteligentnego podejścia do prowadzenia prac, napraw, konserwacji i obsługi oraz szkolenia pracowników i ich odpowiedniego przygotowania technicznego i mentalnego do wykonywanych prac. Jak wszyscy wiemy robót szybowych nie prowadzi jedna osoba, a cały zespół pracowników, w którym każdy musi mieć z góry przydzielone zadanie, do którego będzie mógł się stosownie przygotować.

Prace szczególnie odpowiedzialne w szybach i szybikach to temat bardzo rozległy, skomplikowany, który bez wątpienia wymaga „nowego spojrzenia" przez osoby prowadzące te prace, opracowujące technologie, instrukcje oraz osoby prowadzące nadzór. Są to najtrudniejsze i zarazem należące do najniebezpieczniejszy prac prowadzonych w górnictwie podziemnym. Prowadzenie takich prac wymaga doświadczenia, wiedzy technicznej jak i zaangażowania.

Celem referatu jest przedstawienie nowego spojrzenia na prace szczególnie odpowiedzialne prowadzone w szybach i szybikach, które mogłyby zostać inaczej kwalifikowane oraz prowadzone lepiej i bezpieczniej. W opracowaniu przedstawiono wszystko, co trzeba przygotować i wykonać przed, w trakcie oraz po zakończeniu prac. Wskazano również przepisy w obowiązującej Ustawie i stosownych Rozporządzeniach, które należałoby zastąpić innymi zapisami, które nie powodowałyby wątpliwości u osób prowadzących prace i roboty szybowe.

Referat przedstawia kwalifikacje osób odpowiedzialnych za wykonanie wszystkich prac od przygotowawczych przez prace właściwe. Przedstawiona została rola Kierownika Ruchu Zakładu Górniczego, Kierownika Działu Energomechanicznego, Osób dozoru wyższego i średniego, projektantów, technologów, pracowników służb BHP jak i przodowego brygady szybowej oraz pozostałych pracowników biorących udział w niżej wymienionych pracach.

2. Podział prac szczególnie odpowiedzialnych

W obowiązujących przepisach podział prac szczególnie odpowiedzialnych zawarty jest w punkcie 5.30.10 załącznika numer 4 do Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28.06.2002 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.), w związku z art. 224 ustawy z dnia 9 czerwca 2011 r. – Prawo geologiczne i górnicze.

Do prac szczególnie odpowiedzialnych zalicza się w szczególności:

- wymianę lin wyciągowych, kół linowych, naczyń wyciągowych,
- opuszczanie kabli oraz maszyn i urządzeń niemieszczących się w naczyniach wyciągowych,
- wymianę i zabudowę prowadników oraz dźwigarów szybowych,
- usuwanie skutków awarii szybowych,
- demontaż wyciągu szybowego i likwidację szybu.

3. Kwalifikacje oraz wymagania dla osób odpowiedzialnych, prowadzących i wykonujących prace szczególnie odpowiedzialne

Kierownik Ruchu Zakładu Górniczego:

a) Zatwierdza szczegółową technologię prowadzenia prac szczególnie odpowiedzialnych.
b) Przed przystąpieniem podmiotów do wykonywania pracy w ruchu zakładu górniczego, określa na piśmie szczegółowy podział obowiązków między osobami kierownictwa i dozoru ruchu zakładu górniczego a podmiotem, w celu zapewnienia bezpiecznych warunków pracy i koordynacji prac. (§14.1) Określając obowiązki, o których mowa w ust. 1, uwzględnia się w szczególności:

- zasady współpracy między osobami kierownictwa i dozoru ruchu zakładu górniczego a podmiotem w zakresie organizacji pracy, bezpieczeństwa, ochrony zdrowia i zapobiegania ryzyku zawodowemu oraz wzajemnego informowania się o istniejącym ryzyku,
- organizację przeszkolenia pracowników wykonujących prace w zakresie obowiązujących w zakładzie górniczym przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz bezpieczeństwa pożarowego, występujących zagrożeń, porządku i dyscypliny pracy, zasad łączności i alarmowania, znajomości rejonu prac, a także zgłaszania wypadków i zagrożeń,
- zasady i warunki dostarczania materiałów, urządzeń, sprzętu i dokumentów kartograficznych.

c) Powiadamia właściwy organ nadzoru górniczego o podjęciu prac w ruchu zakładu górniczego przez podmiot najpóźniej w dniu ich rozpoczęcia.
d) Powinien zapoznać pracowników zakładu górniczego z dokumentem bezpieczeństwa lub odpowiednią jego częścią.
e) Jest odpowiedzialny za opracowanie instrukcji bezpiecznego wykonywania pracy dla szczególnie niebezpiecznych stanowisk lub miejsc pracy w ruchu zakładu górniczego; po konsultacji z pracownikami lub ich reprezentantami Kierownik Ruchu Zakładu Górniczego zatwierdza te instrukcje.

Kierownik Działu Energomechanicznego:

a) Akceptuje harmonogram pracy dozoru oraz skład brygad szybowych biorących udział w realizacji ustalonych czynności.
b) Przed rozpoczęciem prac przeszkoli wszystkich pracowników, osoby dozoru szybowego oraz osoby wyższego dozoru ruchu w zakresie realizacji poszczególnych czynności przewidzianych w technologii.
c) Nadzoruje prace związane z wymianą i zakładaniem lin, naczyń oraz kół linowych.
d) Opracowuje instrukcję bezpiecznej ewakuacji ludzi z szybu oraz instrukcje szczegółowe dla pracowników zatrudnionych przy kontroli i robotach szybowych.
e) Ustala warunki, środki nadawania sygnałów oraz sposób porozumiewania się w razie konieczności prowadzenia robót szybowych:
- na wieżach szybowych, poza strefą możliwości nadania sygnałów,
- w rząpiach szybowych, poza strefą możliwości nadania sygnałów,
- w przypadku konieczności nagłego opuszczenia miejsca pracy przez brygadę szybową,
- w czasie uszkodzenia lub instalowania urządzenia sygnalizacji szybowej.

f) Zasadnicze zmiany w technologii robót powstałe podczas pracy mogą być wprowadzone wyłącznie na podstawie decyzji wydanej przez Kierownika Działu Energomechanicznego.
g) Zatwierdza instrukcję szczegółową warunków przechowywania i wydawania sprzętu chroniącego przed upadkiem z wysokości.
h) Zatwierdza instrukcję opuszczania maszyn, urządzeń i materiałów niemieszczących się w naczyniu wyciągowym.

i) Opracowuje szczegółową instrukcję kontroli i rewizji wyciągu szybowego. Instrukcja powinna zawierać:
- Osoby upoważnione do przeprowadzenia kontroli.
- Zakres znajomości przepisów i aktów prawnych obowiązujących osoby kontrolujące.
- Zasady organizacyjno-techniczne, w szczególności:
  - zakres czynności kontrolnych,
  - metody i sposoby kontroli,
  - sposób przekazywania poleceń,
  - kolejność czynności kontrolnych ze wskazaniem na możliwość ich wykonania równocześnie lub bez konieczności unieruchomienia wyciągu szybowego,
  - wyposażenie osób kontrolujących,
- Miejsca i stanowiska kontrolne.

Osoba wyższego dozoru ruchu w specjalności górnicze wyciągi szybowe:

a) Przed rozpoczęciem prac kontroluje wykonanie robót przygotowawczych, przede wszystkim sprzętu i urządzeń pomocniczych po przeprowadzonej kontroli dokonuje odpowiedniego wpisu w książce raportowej.
b) Kieruje wszystkimi pracami związanymi z wymianą i zakładaniem lin, naczyń oraz kół linowych.
c) W przypadku zakładania lin i wymiany naczyń przed rozpoczęciem każdego kolejnego etapu prac omawia go z przodowym i brygadą szybową.
d) Nadzoruje całość robót związanych z opuszczaniem maszyn, urządzeń i materiałów niemieszczących się w naczyniu wyciągowym.

Osoba średniego dozoru ruchu w specjalności górnicze wyciągi szybowe:

Sztygar oddziałowy:

a) Zapewni brygadom materiały i sprzęt dla zakresu robót przewidzianych w technologii.
b) Zapewni prawidłowe obłożenie na zmianach pracownikami o wymaganych kwalifikacjach poprzez przygotowanie składu brygad szybowych (zgodnego z zapisami szczegółowej technologii), których pracownicy posiadają kwalifikacje do wykonywania robót szybowych zgodnie z punktem 5.29.2.
c) Zapewni przygotowanie sprzętu, urządzeń pomocniczych oraz kierowanie pracami przygotowawczymi przewidzianymi w technologii.
d) Rozdzieli zadania na poszczególne zmiany.
e) zapozna pracowników oraz osoby dozoru szybowego, osoby kierownictwa i dozoru wyższego zatrudnionych w ruchu oddziału z oceną ryzyka zawodowego, aktualnym stanem zagrożeń występujących w miejscu ich pracy, zasadami rozpoznawania objawów tych zagrożeń oraz sposobami postępowania w przypadku powstania określonych zagrożeń.

Sztygar zmianowy:

a) Praca szybowa, szczególnie odpowiedzialna, może być rozpoczęta po przeprowadzeniu kontroli miejsca pracy przez osobę dozoru średniego ruchu energomechanicznego oddziału szybowego, kierującą tą pracą, ze zwróceniem uwagi na bezpieczeństwo pracy i stan techniczny sprzętu i urządzeń przeznaczonych do prowadzenia robót.
b) Przeszkoli brygadę w zakresie wykonywanych robót zgodnie z odpowiednią dokumentacją przed rozpoczęciem pracy na każdej zmianie roboczej.
c) Wyznacza imiennie przodowego do dozorowania pracy załogi na danej zmianie.
d) Zgłasza dyspozytorowi kopalni stan brygady na danej zmianie i zakres planowanych robót.
e) Kontroluje wykonanie zamierzonego zakresu prac oraz stan techniczny urządzeń technologicznych oraz środków łączności i sygnalizacji.
f) W trakcie prowadzenia prac z kubła urobkowego obowiązuje stała obecność w szybie podczas prowadzenia robót.

Przodowy brygady szybowej:

a) Odpowiada za bezpieczeństwo podległych pracowników.
b) Po zapoznaniu się z aktualnym stanem robót przydziela członkom brygady odpowiednie czynności do wykonania.
c) Sprawdza stan i sprawność urządzeń używanych w danym etapie robót, ilość niezbędnych materiałów i narzędzi potrzebnych dla wykonania przewidzianego zakresu robót.
d) Przestrzega porządku w miejscu pracy.
e) Prowadzi roboty zgodnie z przepisami BHP i programem robót.
f) Zgłasza przełożonym o brakach i usterkach stwierdzonych w czasie pracy.
g) Jest stale obecny w szybie podczas robót.

Projektant i technolog:

Obowiązujące przepisy nie wskazują wymagań dla projektantów i technologów opracowujących projekty techniczne oraz szczegółowe technologie prowadzenia prac szczególnie odpowiedzialnych.

4. Praktyczny przykład pracy szczególnie odpowiedzialnej – Zabudowa kabla elektroenergetycznego zasilania systemu odwadniania szybu 1 Bzie JSW S.A. KWK „Borynia-Zofiówka-Jastrzębie" ruch Zofiówka

Szyb 1 Bzie jest najważniejszą inwestycją realizowaną przez KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. dla Jastrzębskiej Spółki Węglowej S.A. W takcie opracowywania technologii (luty 2015) szyb 1 Bzie zgłębiony był do głębokości około 840 m. Zabudowa kabli była jednym z etapów zabudowy systemu odwadniania technologicznego z pompami OW-100B/11 – EX oraz instalacji elektroenergetycznej do zasilania kolejnych pomp B-2400 zlokalizowanych na pomoście wiszącym lub kolejnym pomoście przelewowym. W celu zabudowy systemu odwadniania technologicznego poniżej głębokości 800 metrów, konieczna była zabudowa kabla elektroenergetycznego typu YHKGXSFoyn 3x120/35 od zrębu szybu do głębokości ~ 800 m.



Rys. 1. Budowa szybu 1 Bzie

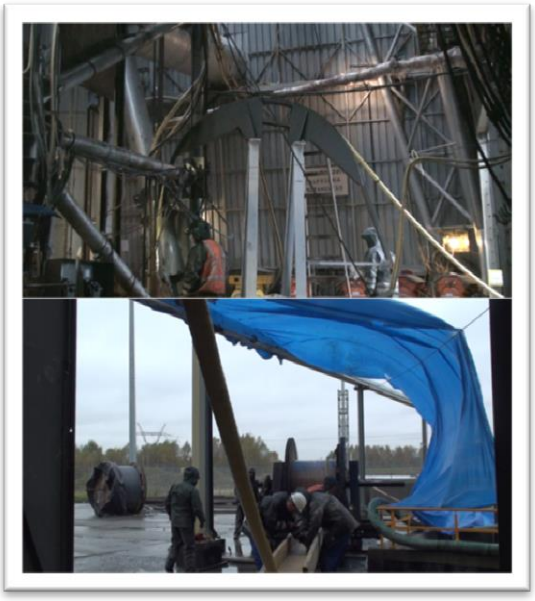
Dla potrzeb zabudowy kabla opracowana została szczegółowa technologia, która zawierała w szczególności:
1) opis sposobu wykonania poszczególnych prac z podziałem na roboty przygotowawcze i właściwe
2) obliczenia sprawdzające:
- wiązania kabla elektroenergetycznego do liny nośnej Ø40 mm urządzenia pomocniczego z wciągarką wolnobieżną EWP-35,
- współczynnika bezpieczeństwa liny nośnej Ø40 mm urządzenia pomocniczego z wciągarką wolnobieżną EWP-35,
- siły trzymania kabla Ø54 mm przez uchwyt UKS-100,
- konstrukcji kierującej do opuszczania kabla,
- wsporników szybowych
- uchwytu zabezpieczającego koniec kabla.
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
- harmonogram pracy dozoru,
- zakres obowiązków pracowników Wykonawcy,
- skład brygady szybowej Wykonawcy,
7) spis dokumentów na podstawie, których opracowano technologię.
8) Kierownik Działu Energomechanicznego zaakceptował harmonogram pracy dozoru oraz skład brygad szybowych biorących udział w realizacji ustalonych czynności. Przed rozpoczęciem prac przeszkolił wszystkich pracowników, osoby dozoru szybowego oraz osoby wyższego dozoru ruchu w zakresie realizacji poszczególnych czynności przewidzianych w technologii.

4.1 Roboty przygotowawcze

- wykonano przeloty dla liny w tarczy pomostu zrębowego, pomostu podchwytów sań prowadniczych i pomostu bezpieczeństwa,
- zabudowano konstrukcję prowadnicy kablowej prowadzącej kabel do szybu,
- dokonano odbioru wciągarki wolnobieżnej EWP-35 zgodnie z jej DTR,
- zabudowano sygnalizację dla ruchu wciągarki EWP-35 dla potrzeb zabudowy kabla,
- przeprowadzono linę nośną Ø 40 mm przez koła linowe Ø 800 mm na koronie wieży szybowej,
- dokonano odbioru technicznego urządzenia pomocniczego z wciągarką wolnobieżną EWP – 35,
- ustawiono bęben z kablem przeznaczonym do opuszczania na stojaku kablowym w wyznaczonym miejscu,
- wykonano pomiar stanu izolacji i ciągłości żył kabla,
- wyposażono pracowników w środki łączności bezprzewodowej oraz niezbędne narzędzia i materiały,
- przeprowadzono badania sprawdzające współpracę uchwytów UKS-100A z zabudowanym kablem.

Po wykonaniu robót przygotowawczych osoba wyższego dozoru ruchu specjalności energomechanicznej dokonała kontroli robót, sprzętu i urządzeń pomocniczych, co potwierdziła odpowiednim wpisem do książki raportowej.

 ISBN 978-83-60708-89-7



Rys. 2. Roboty przygotowawcze do zabudowy kabla w szybie 1 Bzie

4.2 Badania sprawdzające współpracę uchwytów UKS-100A z budowanym kablem



Rys. 3. Badania sprawdzające

W celu sprawdzenia wytrzymałości nowych konstrukcji uchwytów zaprojektowanych przez KOPEX-Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. wykonano badania sprawdzające współpracę uchwytów UKS -100A z kablem energetycznym do zabudowy w szybie 1 Bzie JSW S.A. KWK „Borynia – Zofiówka – Jastrzębie" Ruch „ Zofiówka".

Wykonano statyczne próby obciążania układu stanowiącego połączenie uchwytu kablowego szybowego UKS-100A oraz zamocowanego w nim kabla energetycznego typu YHKGXSFoyn 3x120/35 odzwierciedlającego pracę ww. układu w szybie kopalni.

Program badań obejmował uchwycenie kabla w uchwycie przy pomocy klinów drewnianych, wsuniętych do oporu a następnie dobitych młotkiem 1,5 kg tak, aby dolna część klinów drewnianych przemieściła się poniżej części stalowej uchwytu.
Następnie obciążono układ ciężarem o masie 590kg co odpowiada sile FRz = 5,78kN,

Przyjęto warunek, iż konstrukcja uchwytu przy współczynniku bezpieczeństwa n = 6 w stosunku do obciążenia odcinkiem kabla 12m (tj. kabla o długości 2-ch odstępów między wspornikami szybowymi) powinna wykazywać prawidłowość działania przy obciążeniu układu:
- uchwyt kablowy, wspornik szybowy,
  - kabel elektroenergetyczny – siłą Fobl to jest:
  - Fobl = 7,88 kg/m x 12m x 6 = 567,36 kg = 5,56 kN

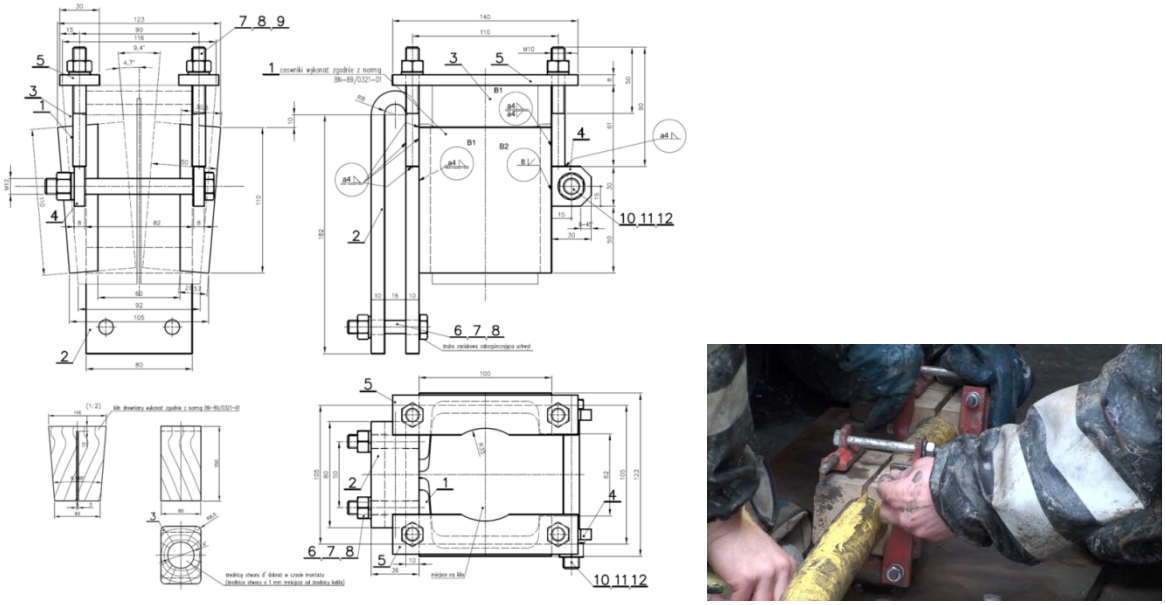
4.3. Roboty właściwe

- Odwinięto kabel z bębna i wprowadzono przez konstrukcję prowadnicy kablowej do szybu na głębokość ok 10 m.
- Zablokowano kabel w uchwytach zabudowanych na prowadnicy kablowej.
- Zablokowano bęben kablowy na stojaku.
- Wykonano wiązanie kabla z liną na zrębie oraz pomoście bezpieczeństwa za pomocą sznurka konopnego o średnicy 6 mm.
- Odblokowano kabel (zwolniono z uchwytu kablowego na prowadnicy kablowej i odblokowano bęben na stojaku).
- Zdemontowano zacisk zabezpieczający linę nad zrębem.
- Opuszczono linę z przywiązanym kablem o 5 m lub 10 m (w związku z wiązaniem kabla na dwóch stanowiskach).

Analogicznie kontynuowano czynności związane z wiązaniem kabla do liny i opuszczaniem liny z kablem o kolejne 5 m lub 10 m,

Wiązanie kabla do liny polegało na wykonaniu dwóch pętli ze sznurka wokół liny, a następnie dwóch pętli wokół kabla, po czym sznurek powraca na linę. Cykl ten powtarzany był czterokrotnie zaczynając wiązanie od dołu do góry. Wykonując wiązanie należy pozostawić wolne końce sznurka równe trzykrotnej długości wiązania. Po wykonaniu wiązania końce sznurka przeplata się dwukrotnie miedzy kablem, a liną nośną i wiąże na węzeł.
Po wykonaniu wiązań na odcinku 50 metrów (10 wiązań), kontrolowano stan zawieszonego kabla na linie poprzez przejazd kontrolny kubłem urobkowym na zasadach rewizji szybu. Częstotliwość przejazdów kontrolnych można zwiększyć w zależności od sytuacji w szybie (np. przejazd liny z kablem w rejonie zabudowanych rynien okapowych).
Po wykonaniu wiązań na odcinku ~ 620 m należało zablokować kabel w uchwycie zabudowanym na prowadnicy kablowej, pusty bęben kablowy zdjąć ze stojaków kablowych i założyć bęben z kolejnym odcinkiem kabla. Poszczególne odcinki kabli połączono na zrębie za pomocą mufy kablowej. Po wykonaniu mufy kablowej kontynuowano wiązanie kabla do liny. Po przemieszczeniu się mufy do stanowiska wiązania kabla na zrębie, wykonano dodatkowe wiązania bezpośrednio poniżej oraz powyżej mufy.
Po wykonaniu wiązań na odcinku ~ 800 m zabudowano konstrukcję uchwytu zrębowego dla dodatkowego zabezpieczenia kabla na okres jego mocowania w uchwytach UKS w szybie oraz zabudowano w nim kabel.
Następnie skontrolowano stan zawieszonego kabla na linie poprzez przejazd kontrolny kubłem urobkowym na zasadach rewizji szybu. Czynność tę wykonali następujący

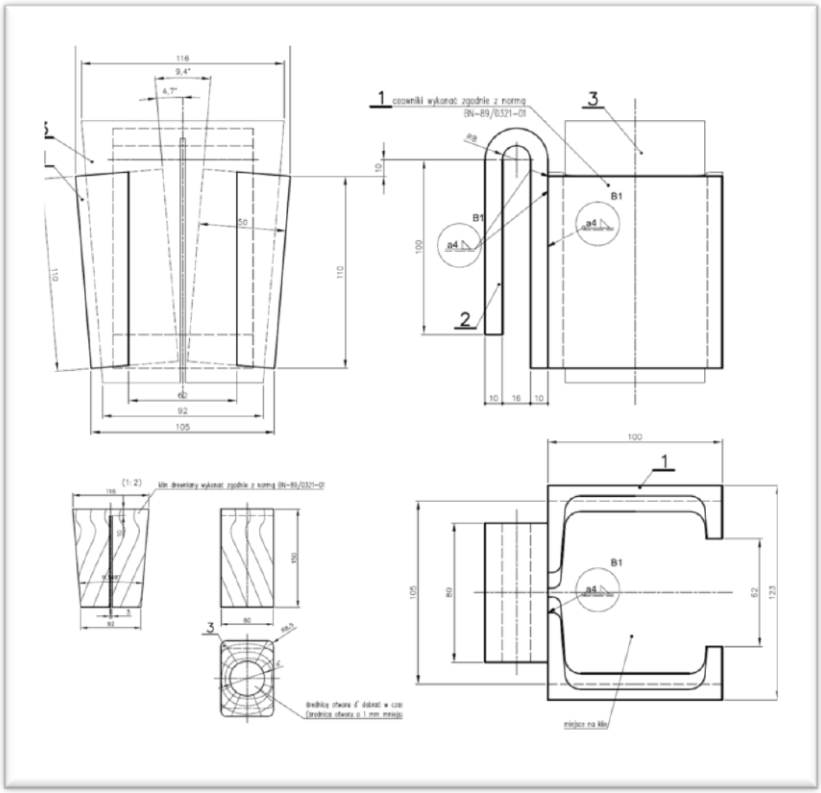
pracownicy: przodowy i sygnalista brygady szybowej oraz dozór szybowy prowadzący zmianę. Po skontrolowaniu stanu zawieszenia kabla na linie, przystąpiono do robót związanych z zabudową kabla w szybie.
Mocowanie kabla prowadzono z góry w dół z naczynia wyciągowego przedziału południowego. Na pierwszych trzech wspornikach poniżej zrębu zabudowano uchwyty kablowe UKS – 100B [rys. 1] i zabezpieczono każdy z nich śrubami zaciskowymi przed spadnięciem ze wsporników. Rozdzielono klin usuwając z jego części wszystkie nierówności. Każdorazowo sprawdzano wizualnie dopasowanie otworu w klinie drewnianym do średnicy kabla w miejscu zawieszenia (otwór w klinie mniejszy o 1mm od średnicy kabla).



Rys. 4. Uchwyt kablowy UKS-100B

Następnie rozcięto wiązanie kabla z liną i wprowadzono kabel do najwyższego uchwytu. Czynności przecinania wiązania sznurkowego prowadzono tak, aby nie spowodować uszkodzenia powłoki zewnętrznej kabla. Po ułożeniu kabla w uchwycie zabudowano śrubę łączącą obie szczęki uchwytu i dokręcono ręcznie, a następnie włożono obie części klina drewnianego pomiędzy kabel i uchwyt. Powierzchnia kabla w miejscu zamocowania musi być czysta (ewentualne zanieczyszczenia usuwano z powierzchni kabla za pomocą czyściwa). Odpowiedni docisk klina do kabla uzyskano poprzez pobijanie na przemian obu jego części młotkiem o masie ok. 1,5 kg.
Podczas pobijania zwracono uwagę na równoległe prowadzenie klina oraz czy połówki klina nie dolegają do siebie, co świadczyłoby o niewłaściwym doborze lub wykonaniu klinów. Założono blachę zabezpieczające klin przed wypadnięciem i przykręcono ją nakrętkami za pomocą klucza (bez naciągu).
Po zabudowaniu pierwszego uchwytu kablowego bezpośrednio pod nim naniesiono cechę na kablu (z taśmy izolacyjnej).
Kolejne dwa uchwyty zabudowano w analogiczny sposób.
Technologia przewidywała również co należy wykonać w przypadku powstania luzu – wybrzuszenia, pomiędzy przywiązanym kablem a liną, na co najmniej 0,5 m. Technologia dopuszczała minimalny ruch liny z kablem w dół w celu likwidacji powstałego luzu. Operator wciągarki miał uruchamiać wciągarkę wolnobieżną EWP-35 w celu opuszczeniu liny w dół do szybu i po opuszczeniu liny o ok. 10 cm zatrzymuje wciągarkę bez polecenia zatrzymania (bez sygnału stop). Dalszy ruch w dół może być kontynuowany po usłyszeniu kolejnego sygnału do jazdy.
Uchwyty kablowe szybowe UKS – 100B budowano dodatkowo co około 100 metrów w trakcie zabudowy uchwytów UKS – 100A [rys. 2].

Zabudowa uchwytów kablowych UKS-100A odbywała się w analogiczny sposób jak w przypadku UKS-100B oczywiście z pominięciem dodatkowych zabezpieczeń, które zaprojektowano dla uchwytów UKS-100B.



Rys. 5. Uchwyt kablowy UKS-100A

Po zabudowaniu kabla na odcinku 100 m szybu, przeprowadzono kontrolny przejazd naczyniem wyciągowym (kubłem) przedziału południowego i kontrolowano mocowanie kabla w uchwytach kablowych oraz prawidłowość zawieszenia uchwytów na wspornikach i cechę pod pierwszym uchwytem kablowym. Powyższą czynność wykonywano po zabudowaniu każdych 100 metrów kabla.

W trakcie operacji zabudowy kabla sanie prowadnicze podwieszano za pomocą zacisków specjalnych zabudowanych na linach prowadniczych (po dwa zaciski na linę), tak, aby maksymalna odległość podwieszenia sań do miejsca pracy nie przekroczyła 150 m.

Po zabudowaniu kabla w uchwytach kablowych do głębokości ~800 m zdemontowano zaciski specjalne do posadowienia sań i rozpoczęto operację wyciągania liny nośnej urządzenia pomocniczego. W tym celu, osoba dozoru prowadząca zmianę ponownie skontrolowała poprzez przejazd rewizyjny, czy wszystkie wiązania sznurkowe zostały usunięte i czy kabel jest odpowiednio zaklinowany.

Następnie linę opuszczono kilka metrów w dół i stwierdzono, że lina swobodnie schodzi. Rozpoczęto jazdę w górę w celu jej wyciagnięcia z szybu.

W trakcie wyciągania liny z szybu prowadzono jej obserwację przez pracowników (trzy osoby w kuble) z kubła urobkowego przedziału północnego posługując się bezprzewodową sygnalizacją szybową typu ECHO - FG i środkami łączności bezprzewodowej (radiotelefony) między kubłem, sygnalistą zrębu i maszynistą wyciągowym.

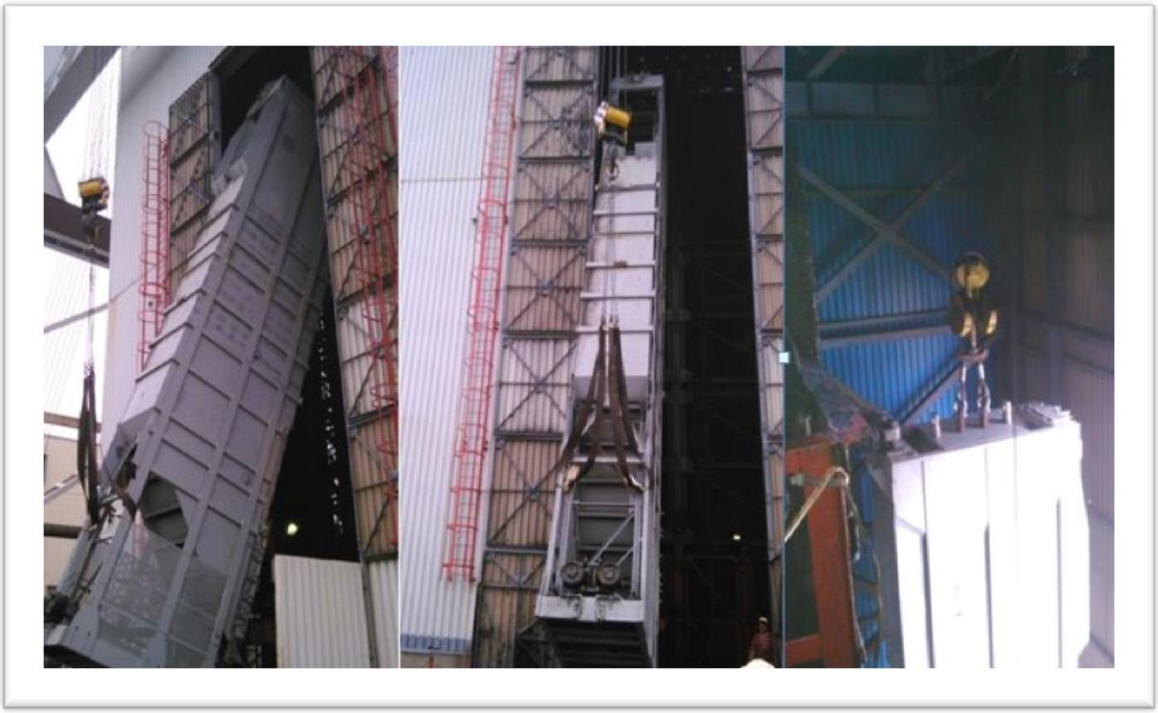
Technologia przewidywała również czynności jakie należy wykonać w przypadku stwierdzenia owinięcia liny wokół kabla. Jednak doświadczenie pracowników KOPEX-PBSz S.A. pozwoliło uniknąć tego problemu poprzez odpowiednie wiązanie kabla.

5. Nowe spojrzenie na prace szczególnie odpowiedzialne

Analizując zapisy punktu 5.30.10 „do prac szczególnie odpowiedzialnych zalicza się w szczególności…", zwracamy uwagę na zapis „zalicza się w szczególności", ponieważ nigdzie nie ma zapisów o innych pracach, więc należałoby przygotować bardziej szczegółowy podział prac.
Zasadnicze zmiany w technologii robót powstałe podczas pracy mogą być wprowadzone wyłącznie na podstawie decyzji wydanej przez Kierownika Działu Energomechanicznego (5.30.15). Jeśli technologię zatwierdza Kierownik Ruchu Zakładu Górniczego, to na jakiej podstawie podległy jemu KDEM może to zmienić? Przepisy powinny również jasno rozdzielić, co to jest dozór (dozorowanie), nadzór (nadzorowanie), czy kierowanie. W obowiązującym Rozporządzeniu jest to jednak bardzo niejasne i możliwość interpretacji jest duża.
W punkcie pierwszym są zapisy o wymianie lin, naczyń czy kół linowych, natomiast brak jest zapisu o nakładaniu nowych lin, naczyń czy kół w budowanych górniczych wyciągach szybowych, a także o skracaniu lin. Brakuje zapisów o wymianie czy zabudowie zawieszeń lin nośnych, prowadniczych, wyrównawczych i odbojowych. Opuszczanie kabli jest pracą szczególnie odpowiedzialną, ale czy zawsze? Przykład: kabel linii strzałowej w szybie głębionym nawinięty jest na kołowrót kablowy i opuszczany każdorazowo po przemieszczeniu pomostu wiszącego w dół do kolejnego postępu prac.
Kubły urobkowe i materiałowe (rys. 6) w szybach głębionych i zbrojonych to jak najbardziej naczynia wyciągowe, ale czy ich wymiana powinna być zakwalifikowana jako prace szczególnie odpowiedzialne?



Rys. 6. Kubły urobkowe 6 m^3 i 4 m^3 oraz materiałowy 3 m^3



Rys. 7. Wymiana skipu 35 Mg w szybie I JSW S.A. KWK „Budryk”

Rysunki 6 i 7 doskonale obrazują jak bardzo mogą różnić się naczynia wyciągowe i nie mogą być kwalifikowane do prac szczególnie odpowiedzialnych w ten sam sposób.
Wymiana dźwigarka rozporowego (np. z ceownika 160 o wadze około 20 kg), który jest częścią dźwigara zbrojenia szybowego jest pracą szczególnie odpowiedzialną a np. zabudowa podpory głównej dwóch rurociągów głównego odwadniania DN500 o masie ponad 21000 kg składającej się z 6-ciu elementów, dla połączenia których zaprojektowano 272 komplety śrub M32, dla zabetonowania gniazd zużyto ok. 7 m³ betonu i na których posadowiono dwa rurociągi DN500 w myśl przepisów niestety nie jest.
Właśnie takie przykłady pokazują, dlaczego powinien powstać nowy wykaz prac szczególnie odpowiedzialnych w szybach i szybikach oraz określony sposób kwalifikowania tych prac przez stosowną komisję w składzie np. jak poniżej:

- Kierownik Działu Energomechanicznego.
- Osoba wyższego dozoru w specjalności górnicze wyciągi szybowe z doświadczeniem przy pracach szczególnie odpowiedzialnych.
- Kierownik Działu BHP.
- Osoby dozoru średniego w specjalności górnicze wyciągi szybowe z doświadczeniem przy pracach szczególnie odpowiedzialnych.
- Przodowi brygad szybowych.

Wykaz prac szczególnie odpowiedzialnych w górniczych wyciągach szybowych klasy I i II intensywności ruchu

Tabela 1

Lp	Nazwa zadania – prac	Kwalifikowanie
1	Wymiana, nakładanie i skracanie lin nośnych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
2	Wymiana, nakładanie i skracanie lin wyrównawczych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
3	Wymiana i nakładanie lin prowadniczych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
4	Wymiana i nakładanie lin odbojowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
5	Wymiana i zabudowa kół linowych-kierujących-odciskowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
6	Wymiana i zabudowa naczyń wyciągowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
7	Wymiana i zabudowa zawieszeń lin nośnych, wyrównawczych, prowadniczych i odbojowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
8	Opuszczanie kabli	Decyzja komisji
9	Opuszczanie maszyn, urządzeń i materiałów niemieszczących się w naczyniach wyciągowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
10	Wymiana i zabudowa dźwigarów szybowych	Decyzja komisji
11	Wymiana i zabudowa prowadników szybowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
12	Wymiana, zabudowa i przebudowa krzeseł szybowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
13	Wymiana lub zabudowa podpór głównych i pośrednich wyposażenia pomocniczego (rurociągów)	Decyzja komisji
14	Usuwanie skutków awarii szybowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
15	Wymiana lub remonty zbiorników odmiarowych, retencyjnych wyrównawczych	Decyzja komisji
16	Wymiana uszczelnień zrębu w szybach wydechowych	Decyzja komisji
17	Montaż lub demontaż górniczych wyciągów szybowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
18	Modernizacja górniczych wyciągów szybowych, a w szczególności maszyn wyciągowych i urządzeń sygnalizacji szybowej	Decyzja komisji
19	Likwidacja kieszeni skipowych	Decyzja komisji
20	Likwidacja szybu	Decyzja komisji

Wykaz prac szczególnie odpowiedzialnych w górniczych wyciągach szybowych kubłowych w szybach głębionych i zbrojonych

Tabela 2

Lp	Nazwa zadania – prac	Kwalifikowanie
1	Wymiana i nakładanie lin nośnych	Decyzja komisji
2	Wymiana i nakładanie lin prowadniczo-nośnych	Decyzja komisji
3	Wymiana i zabudowa kół linowych-kierujących-odciskowych	Decyzja komisji
4	Wymiana zawieszeń martwych końców lin prowadniczo-nośnych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
5	Opuszczanie i zabudowa kabli elektroenergetycznych i teletechnicznych	Decyzja komisji
6	Opuszczanie maszyn, urządzeń i materiałów niemieszczących się w naczyniu wyciągowym	Decyzja komisji
7	Wymiana naczyń wyciągowych (kubłów)	Nigdy
8	Wymiana i zabudowa dźwigarów zbrojenia szybowego	Decyzja komisji
9	Wymiana i zabudowa prowadników szybowych	Decyzja komisji
10	Wymiana, zabudowa i przebudowa krzeseł szybowych	Decyzja komisji
11	Wymiana lub zabudowa podpór głównych i pośrednich wyposażenia pomocniczego	Decyzja komisji
12	Usuwanie skutków awarii szybowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
13	Montaż i demontaż górniczych wyciągów szybowych	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
14	Montaż i demontaż pomostów wiszących – ram napinających	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne
15	Montaż i demontaż pomostów wiszących	Decyzja komisji
16	Modernizacje górniczych wyciągów szybowych, a w szczególności maszyn wyciągowych i sygnalizacji szybowej	Decyzja komisji
17	Likwidacja szybu	Zawsze jako prace szczególnie odpowiedzialne

6. Podsumowanie

Górnictwo węgla kamiennego w Polsce i na świecie niestety nie ma w ostatnim czasie najlepszej passy. „Czarne złoto" przeżywa wyraźny kryzys na światowych rynkach. Zalewa nas tani węgiel z zakładów wydobywających z płytkich pokładów lub odkrywek. Sytuacja niestety ma wpływ na wszystkie prace prowadzone w zakładach górniczych. Również na prace i roboty szybowe.

Coraz mniej środków na inwestycje powoduje odkładanie prac pilnych do wykonania od zaraz na później, co doprowadza do awarii górniczych wyciągów szybowych. Stare kieszenie skipowe od lat nie eksploatowane w dalszym ciągu „wiszą" i czekają na demontaż. Stan dźwigarów czy prowadników zbrojenia szybowego pogarsza się z roku na rok a braki w składach brygad szybowych nie pozwalają na bieżąco ich wymieniać. Stan uchwytów kablowych, wsporników czy setek kilometrów kabli i rurociągów zabudowanych w szybach kilkanaście czy kilkadziesiąt lat temu w dramatycznym tempie pogarsza się i powoduje ogromne ryzyko wystąpienia awarii czy katastrofy. Czy też co w ostatnim czasie było „modne" na kopalniach – likwidacja górniczych wyciągów szybowych w szybach wydechowych i pozostawienie szybu bez obsługi – bo powiedzmy sobie szczerze, co zobaczymy przez kamerę opuszczoną do szybu, czy podczas przejazdu wyciągiem awaryjnym Centralnej Stacji Ratownictwa Górniczego (co 3 miesiące) w szybie wydechowym, w którym widoczność do poziomu 500 metrów wynosi 1 do 2 metrów? Przykład – szyb wentylacyjny V kopalni „Szczygłowice", który 4 września 2008 roku w ciągu kilku sekund przestał istnieć i tylko zdrowy rozsądek osób kierownictwa i dozoru kopalni oraz firmy Kopex-PBSz S.A. uratował pracowników, którzy kilka godzin wcześniej pracowali na zrębie tego szybu. Moim zdaniem brak inwestowania w odpowiednie utrzymanie szybów doprowadzi jeszcze nie raz do awarii. Zbiorniki odmiarowe w stacjach załadowczych projektowane są na 10 do 15 lat i tyle miało trwać wydobycie z danego poziomu, jednak kopalnie schodzą coraz niżej, głębiej i wydobywają podpoziomowo a szyby nie są pogłębiane, w związku z czym ma to również wpływ na eksploatacje zbiorników i urządzeń załadowczych.

Prace szybowe szczególnie odpowiedzialne w szybach i szybikach bez wątpienia wymagają odpowiedniej uwagi i zaangażowania prowadzących je osób. Dobór właściwej technologii i szkolenie pracowników wydaje się być w tej sytuacji kluczowe. Dla jakości i bezpieczeństwa prowadzenia prac zrobiono w ostatnich latach wiele, ale czy wystarczająco dużo? Zawsze mamy możliwości, żeby coś udoskonalać, w końcu żyjemy w XXI wieku, więc dlaczego nie korzystać z nowych technologii, które są dostępne powszechnie. Dlaczego by nie nakazać wykonywania dokumentacji fotograficznych oraz, jeśli są takie możliwości, nagrań wideo z prowadzonych prac szczególnie odpowiedzialnych. Byłyby one z pewnością doskonałym materiałem szkoleniowym, a i świadomość pracowników byłaby większa, bo kto odważyłby się pojechać do szybu naczyniem bez zabudowanych daszków ochronnych czy bez sprzętu chroniącego przed upadkiem z wysokości, mając świadomość, że wszystko jest dokumentowane? Np. po opracowaniu technologii wymiany dźwigarów zbrojenia szybowego, pierwszą wymiana została dokładnie udokumentowana i załączona do szczegółowej technologii prowadzenia prac. Szkolenia dla kolejnych brygad wymieniających te same dźwigary bez wątpienia są bardziej czytelne. Poza tym można w trakcie pierwszej zabudowy zawsze coś zmienić i wprowadzić stosowną kartą zmian. Pamiętajmy – bezpieczeństwo pracy w szybach i szybikach naprawdę zależy od nas – Szybiarzy.

Literatura

1. M. Mieszczak: „Prace szczególnie odpowiedzialne w szybach i szybikach” – praca podyplomowa końcowa; Akademia Górniczo-Hutnicza Wydział Inżynierii mechanicznej i robotyki 2015.

2. M. Mieszczak, D. Olek: „Technologia zabudowy kabla elektroenergetycznego zasilania systemu odwadniania szybu 1 Bzie JSW S.A. KWK „Borynia-Zofiówka-Jastrzębie” Ruch „Zofiówka” 2015.

3. 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 późniejszymi zmianami), w związku z art. 224 ustawy z dnia 9 czerwca 2011 r. – Prawo geologiczne i górnicze. (wraz z załącznikami).

4. Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. - Prawo geologiczne i górnicze (tekst jednolity: Dz. U. z 2015 r. poz. 196).

 ISBN 978-83-60708-89-7

ROZDZIAŁ II

Innowacyjne rozwiązania wprowadzone w układach zasilania maszyn wyciągowych w KWK „Ziemowit”

Mirosław Janik, Kazimierz Kuzar, Tomasz Skrzypczak – Kompania Węglowa S.A. Oddział KWK „Ziemowit”

1. Wprowadzenie

W niniejszym opracowaniu przedstawiono zmiany wprowadzone w ostatnich latach w układach zasilania maszyn wyciągowych eksploatowanych w Kompanii Węglowej S.A. Oddział KWK „Ziemowit” w Lędzinach. W szczególności omówiono, oddany do użytku w połowie roku 2011, nowoczesny układ kompensacji mocy biernej dwóch maszyn wyciągowych, pracujących w wieży basztowej szybu III, który obejmuje nadążną kompensację mocy biernej i dynamiczną kompensację wyższych harmonicznych w oparciu o równoległy filtr aktywny typu Xinus®D3. Przedstawiono także zmiany w układzie zasilania maszyny wyciągowej pracującej przy szybie „Szewczyk”, w której istniejący układ Leonarda zastąpiono nowoczesnymi przekształtnikami tyrystorowymi.

2. Charakterystyka urządzeń

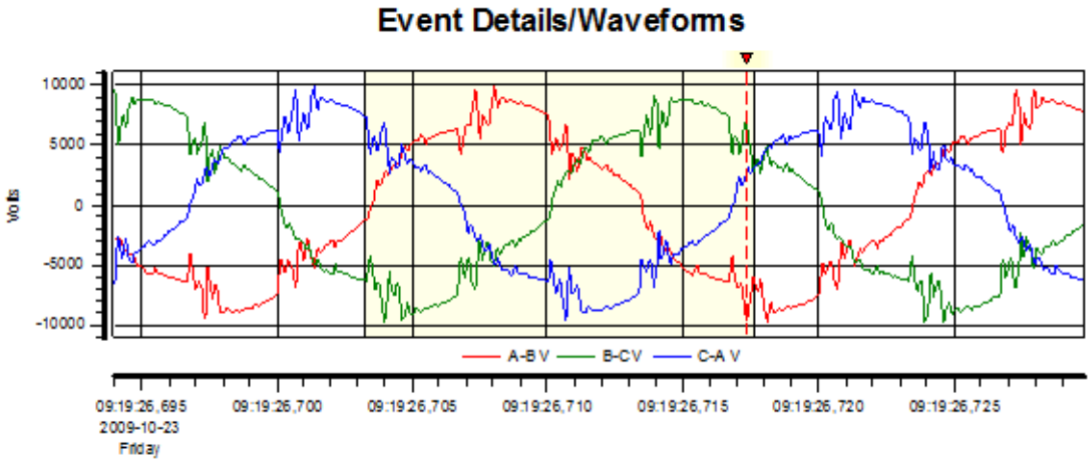
W wieży basztowej szybu III KWK „Ziemowit” zainstalowane są dwie maszyny wyciągowe typu 4L-5500/2x3400 zasilane poprzez przekształtniki tyrystorowe. Maszyny napędzają dwa niezależne dwuskipowe urządzenia wyciągowe, ze skipami o pojemności 30 Mg, o prędkości 16 m/s. Maszyny pracują w układzie Punga z kolejnościowym sterowaniem mostków tyrystorowych. Zasilane są z trójsekcyjnej rozdzielni 6 kV RM-6 o mocy zwarciowej 141,7MVA. Każda z maszyn oraz układ kompensacji zasilane są z własnej sekcji rozdzielni. Rozdzielnia RM-6 zasilana jest trzema liniami kablowymi z rozdzielni głównej RG-3, z czego jedna linia stanowi rezerwę. W normalnym układzie pracy wszystkie sprzęgła sekcyjne są zamknięte. Istniejący przed modernizacją układ kompensacji był zbudowany ponad 30 lat temu. Sześciostopniowy układ kompensacji mocy biernej jak i pasywny filtr 5-tej harmonicznej wykonane były w oparciu o niedozwolone obecnie kondensatory zawierające PCB. Ze względu na występujące przekompensowanie sieci przez filtr pasywny, które występowało w czasie postoju maszyn wyciągowych kopalnia ponosiła znaczne opłaty za moc bierną.

W rejonie szybu Szewczyk zainstalowana jest maszyna wyciągowa typu K-5000/1100 wyprodukowana w 1968 r. przez Zakłady Urządzeń Technicznych „Zgoda” w Świętochłowicach. Maszyna wyciągowa zabudowana jest na poziomie zrębu szybu i stanowi napęd wyciągu szybowego z klatką do transportu ludzi i materiałów wielkogabarytowych. Maszyna wyciągowa K-5000/1100 jest maszyną z kołem pędnym napędzanym bezpośrednio przez obcowzbudny silnik prądu stałego typu P-2880/16/730/01 o mocy 1100 kW. Maszyna wyciągowa zasilana jest z rozdzielni 6 kV RS-7 zlokalizowanej w rejonie ww. szybu.

3. Skutki oddziaływania napędów przekształtnikowych maszyn wyciągowych na system elektroenergetyczny – charakterystyka

Maszyna wyciągowa zasilana poprzez przekształtnik półprzewodnikowy to jeden z największych znanych i stosowanych w przemyśle odbiorów nieliniowych, charakteryzujący się dużym negatywnym wpływem na system elektroenergetyczny zakładu. W miarę możliwości takie maszyny wyciągowe powinny posiadać wydzielone zasilanie, z którego nie zasila się innych odbiorów. Są jednak układy, które są, a nawet muszą być zasilane z tego samego systemu elektroenergetycznego, co maszyna wyciągowa. Do takich z pewnością

należy zaliczyć sam układ kompensacji mocy biernej i wyższych harmonicznych. Duża cykliczna zmienność obciążenia od zera do wartości maksymalnej stwarza również problemy dla samej kompensacji.
Jeśli przyjrzymy się napięciu sieci, z której są zasilane poprzez przekształtniki energoelektroniczne maszyny wyciągowej (rys. 1), to zauważymy znaczne jego odkształcenia.



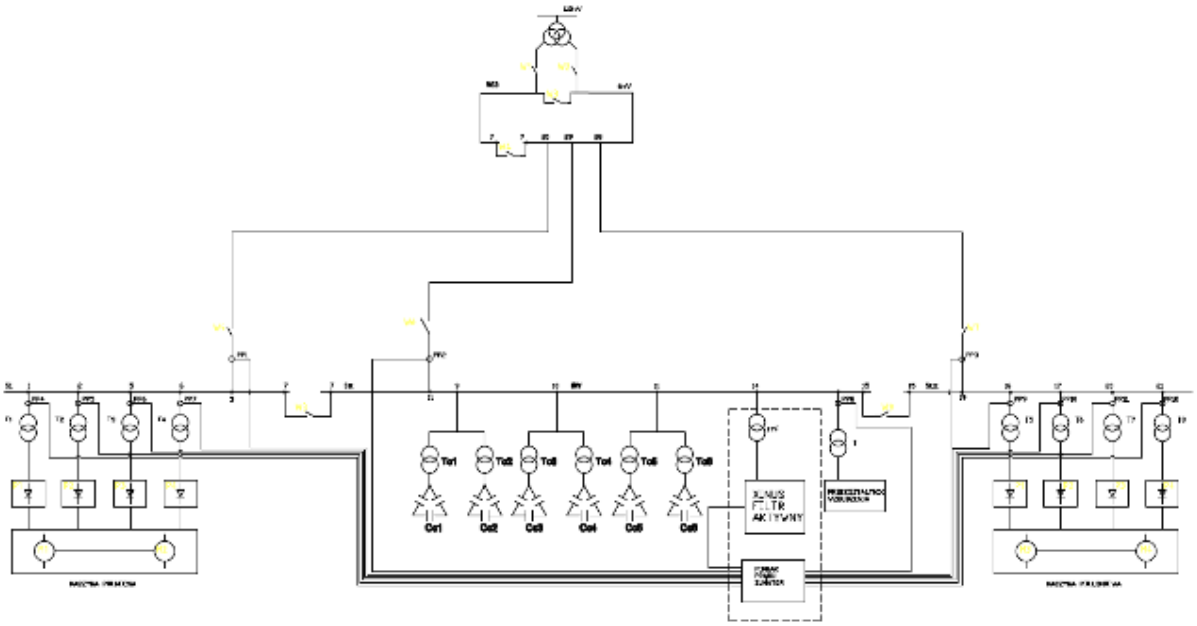
Rys. 1. Przebieg napięcia w sieci zasilającej maszyny wyciągowej [1]

Są dwa powody takiego stanu. Jednym z nich są harmoniczne prądu określane wartością THDI, które na impedancji sieci zasilającej powodują powstawanie odkształceń napięcia wyrażanych jako THDU. Drugim powodem są załamania komutacyjne napięcia powstające na skutek załączania tyrystorów przekształtnika maszyny wyciągowej. Nie trudno sobie wyobrazić, jaki wpływ może mieć tak odkształcone napięcie na zasilane z niego urządzenia. W szczególności na klasyczne układy kompensacji oparte na bateriach kondensatorów w dodatku niechronionych dławikami. Jeśli więc na prąd kompensujący przesunięcia podstawowej harmonicznej, dla którego dobrany był kondensator nałożymy sumę prądów wywołanych harmonicznymi napięcia to zwykle okazuje się, że wypadkowy prąd kondensatora przekracza dozwoloną dla niego wartość. Na przykład, dla THDU=10%, RMS prądu rośnie o 20% a straty cieplne wzrastają o 40%, co niechybnie prowadzi do awarii. Taka właśnie jest konsekwencja wpływu wyższych harmonicznych na elementy indukcyjne i pojemnościowe zasilane odkształconym napięciem.
Z kolei, jeśli przyjrzymy się widmowi harmonicznych napięcia pobieranego przez przekształtnik maszyny wyciągowej, to zauważymy, że jego amplituda i rozkład są bardzo zmienne w zależności od kąta wysterowania tyrystora. Tak więc chcąc zastosować do kompensacji wyższych harmonicznych filtry pasywne LC stajemy przed obiektywną trudnością jak takiego doboru dokonać. Filtry pasywne poza kompensacją pojedynczej harmonicznej wprowadzają do systemu elektroenergetycznego moc bierną, do 80% swojej nominalnej mocy. Jeśli więc zastosujemy kompensację pasywną dla wartości maksymalnych prądu poszczególnych wyższych harmonicznych to z dużym prawdopodobieństwem będziemy mieli do czynienia z nadmiarem mocy biernej, a zatem ze zjawiskiem przekompensowania, które z punkty widzenia opłat jest bardziej dotkliwe niż niedokompensowanie. Warto również zwrócić uwagę na zmienność obciążenia, jaka występuje w przypadku maszyny wyciągowej. A zatem, klasyczne metody kompensacji, do których zaliczają się filtry pasywne i baterie kondensatorów wymuszają na nas duży kompromis pomiędzy poprawnością działania, wysokością opłat za moc bierną a niezawodnością [1].

 ISBN 978-83-60708-89-7

4. Układ kompensacji i filtracji po modernizacji maszyn wyciągowych w wieży basztowej szybu III

Zmodernizowany układ kompensacji składa się z dwóch części. Pierwszą z nich stanowi nadążna bateria kondensatorów z łącznikami tyrystorowymi a drugą równoległy filtr aktywny wyższych harmonicznych Xinus®D3. Oba elementy układu kompensacji zostały włączone do drugiej sekcji rozdzielnicy RM6 (rys. 2).



Rys. 2. Instalacja układu kompensacji z wykorzystaniem filtra wyższych harmonicznych Xinus®D3 [1]

Nadążna bateria kondensatorów o mocy 5550 kVar służy do kompensacji mocy biernej i składa się z sześciu stopni, każdy po 925kVar, przyłączonych do szyn rozdzielni 6kV RM-6 przez sześć, pozostałych po starym układzie kompensacji, transformatorów dopasowujących 6kV/0,525 kV. Każdy ze stopni załączany jest trzema równolegle pracującymi modułami łączników tyrystorowych, których konstrukcja zapewnia bezudarowe załączanie baterii kondensatorów. Ponadto charakteryzują się one krótkim czasem załączania kondensatorów od 5 ms do 20 ms, dzięki czemu układ dobrze sobie radzi z wysoką dynamiką zmian mocy biernej obciążenia. Każdy z członów nadążnej baterii kondensatorów jest tak dobrany, aby tworzyć układ odstrojonego filtra 3-ciej harmonicznej (fr=135 Hz). Dzięki temu układ nadążnej baterii kondensatorów jest chroniony przed negatywnym wpływem wyższych harmonicznych występujących w sieci i może bezpiecznie pracować w sytuacji całkowitego wyłączenia kompensacji wyższych harmonicznych. Nadążna bateria kondensatorów została zabudowana na małej przestrzeni w zwartej zabudowie, w wydzielonej części pomieszczenia, które jest wentylowane, a w miesiącach letnich również klimatyzowane.



Rys. 3. Widok poszczególnych stopni baterii kondensatorów we wnętrzu wydzielonej części pomieszczenia (zdjęcie po lewej stronie). Widok z zewnętrz na wydzieloną część pomieszczenia, w której zabudowana jest nadążna bateria kondensatorów (zdjęcie po prawej stronie). Na zdjęciu po prawej stronie widoczne są również elementy wentylacji

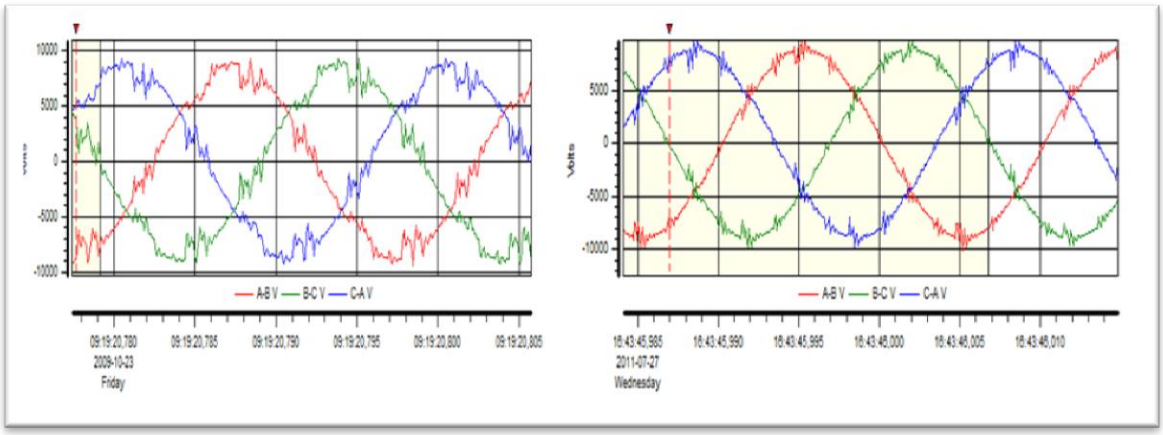
Do filtracji wyższych harmonicznych zastosowano równoległy filtr aktywny Xinus®D3 o mocy 2000 kVar. Jest to nowoczesne rozwiązanie, sposobem działania i budową zupełnie odmienne od dobrze znanych filtrów pasywnych, a co za tym idzie, posiada ono znacznie lepsze cechy użytkowe i pozbawione jest wad rozwiązań klasycznych. Budową przypomina falownik napięcia, w którym łącznikami są tranzystory IGBT. Działanie filtru aktywnego polega na tym, że obserwuje on prąd odbioru za pomocą przekładników prądowych i wyznacza prąd odkształceń a następnie w czasie rzeczywistym zasila nim odbiór.
W ten sposób odbiór nie pobiera z sieci prądu odkształceń, przez co prąd w sieci pozostaje zbliżony do sinusoidalnego. W konsekwencji nie powstają wyższe harmoniczne napięcia, bardzo nielubiane przez urządzenia pracujące w sieci. Jak widać, zasada działania jest zupełnie prosta i całkiem odmienna od zasady działania filtrów pasywnych, które wykorzystują zjawisko rezonansu „połykając" przy tym poszczególne harmoniczne. Dzięki temu, filtry aktywne potrafią o wiele więcej od filtrów pasywnych. Kompensują wszystkie harmoniczne do 50 h, w czasie rzeczywistym dostosowują się do zmiany widma harmonicznych, potrafią kompensować moc bierną indukcyjną i pojemnościową niezależnie w każdej fazie, potrafią symetryzować obciążenie dochodzące nawet do 100%, są odporne na stany przejściowe występujące w sieci, ich moc kompensacji jest niezależna od wahań napięcia sieci oraz są mniejsze gabarytowo od układów klasycznych. Z pewnością należy je traktować jako dobrych następców starej technologii filtrów pasywnych.
W KWK „Ziemowit" zastosowany został filtr aktywny Xinus®D3 składający się z dwóch jednostek, każda po 1 MVar, pracujących równolegle, włączonych do sieci 6kV za pośrednictwem transformatora dopasowującego 6kV/1,1 kV. Ze względu na dużą moc i małe gabaryty filtra do jego chłodzenia zastosowano układ chłodzenia cieczą.

 ISBN 978-83-60708-89-7



Rys. 4. Filtr aktywny Xinus®D3 (po lewej) oraz jego układ chłodzenia cieczą (po prawej)

Ocenę pracy układu kompensacji mocy biernej i wyższych harmonicznych można przeprowadzić na dwóch płaszczyznach, technicznej i ekonomicznej. Z punktu widzenia techniki to system kompensacji zachowuje się poprawnie w pracy z takim odbiorem, jakim jest maszyna wyciągowa. Uzyskano wymagany tg(fi)≤0,4 oraz THDU≤3% (rys. 5). Dodatkowo zauważyć można redukcję komutacyjnych załamań sinusoidy napięcia o około 40% [1].

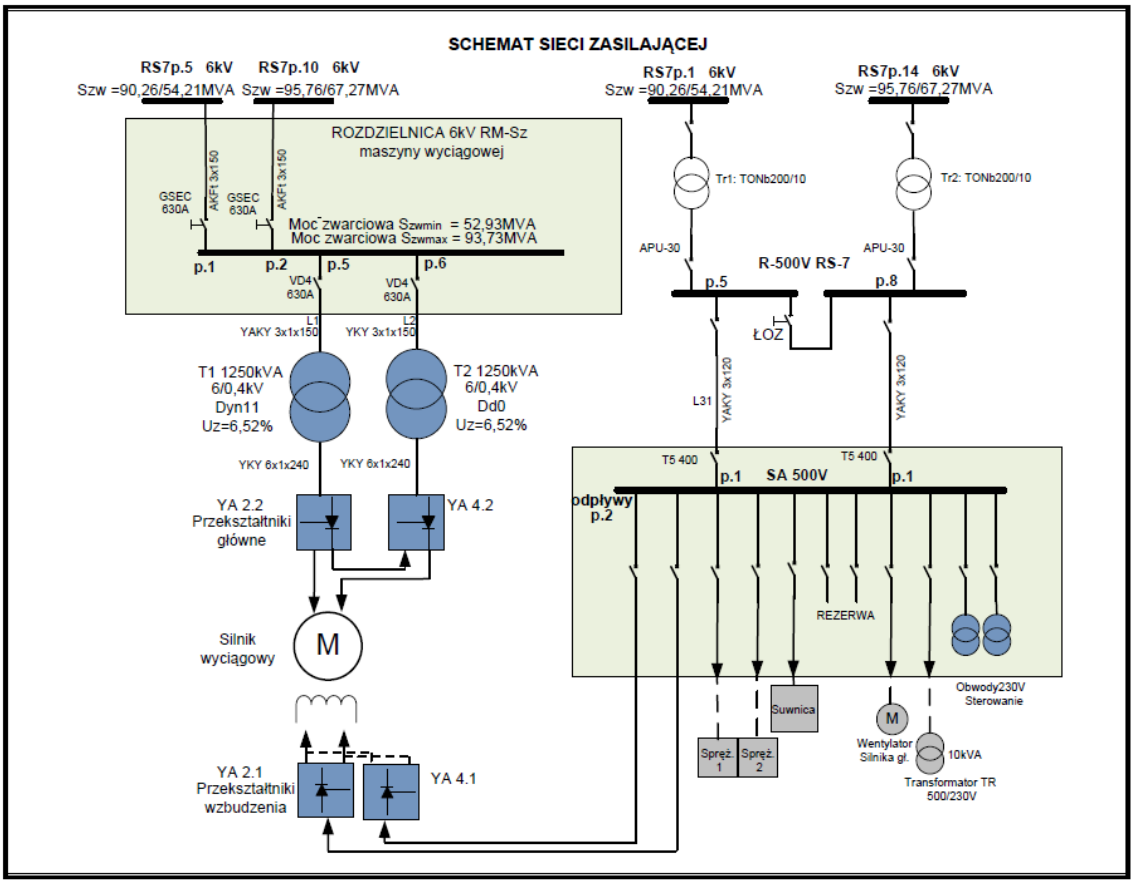


Rys. 5. Po lewej stronie widoczny jest przebieg napięcia bez kompensacji, a po prawej, przebieg napięcia po kompensacji filtrem aktywnym Xinus®D3 [1]

5. Zmodernizowany układ zasilania maszyny wyciągowej przy szybie „Szewczyk”

Celem wprowadzenia zmian w wyposażeniu maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Szewczyk” była poprawa niezawodności wyciągu oraz zwiększenie bezpieczeństwa przewożonych pracowników kopalni. Istotnym elementem wpływającym na podjęcie decyzji o potrzebie modernizacji był brak podzespołów rezerwowych, co znacznie wydłużało czas usuwania awarii. Mając powyższe na uwadze w nowym układzie zastosowano m.in.:

- dwa przekształtniki tyrystorowe typu DCS800 wraz z transformatorami przekształtnikowymi do zasilania obwodu głównego (w przypadku uszkodzenia jednego transformatora lub przekształtnika jest możliwość pracy awaryjnej przy pełnym obciążeniu z ograniczoną prędkością),
- dwa wzajemnie rezerwujące się przekształtniki tyrystorowe do zasilania uzwojenia wzbudzenia silnika wyciągowego,
- zespół sterowania hamulca pneumatycznego ZSHP-A2,
- cyfrowy zespół sterowania, kontroli prędkości i położenia naczyń w szybie,
- pulpit sterowniczy maszyny wyciągowej z systemem wizualizacji zrealizowanym na monitorach ciekłokrystalicznych z panelami dotykowymi,

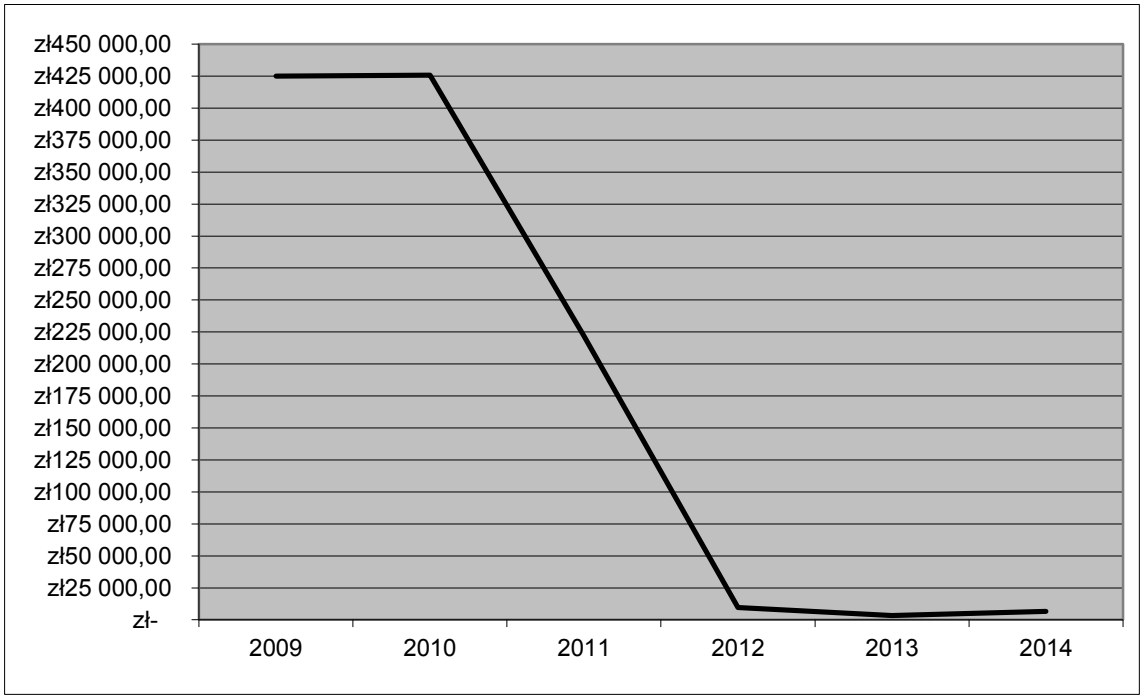


Rys. 6. Schemat układu zasilania maszyny wyciągowej przy szybie „Szewczyk” [5]

Dla zapewnienia odpowiedniego poziomu bezpieczeństwa maszyny wyciągowej i górniczego wyciągu szybowego zastosowano system zabezpieczeń zrealizowanych w technice przekaźnikowej i cyfrowej. Dla zapewnienia odpowiedniej nadmiarowości zabezpieczeń zastosowano dwa współpracujące ze sobą sterowniki programowalne AHC800 i AHM800. Kontrolę utraty nadmiarowości elementów wykonawczych programowych obwodów bezpieczeństwa zrealizowano w oprogramowaniu każdego sterownika.

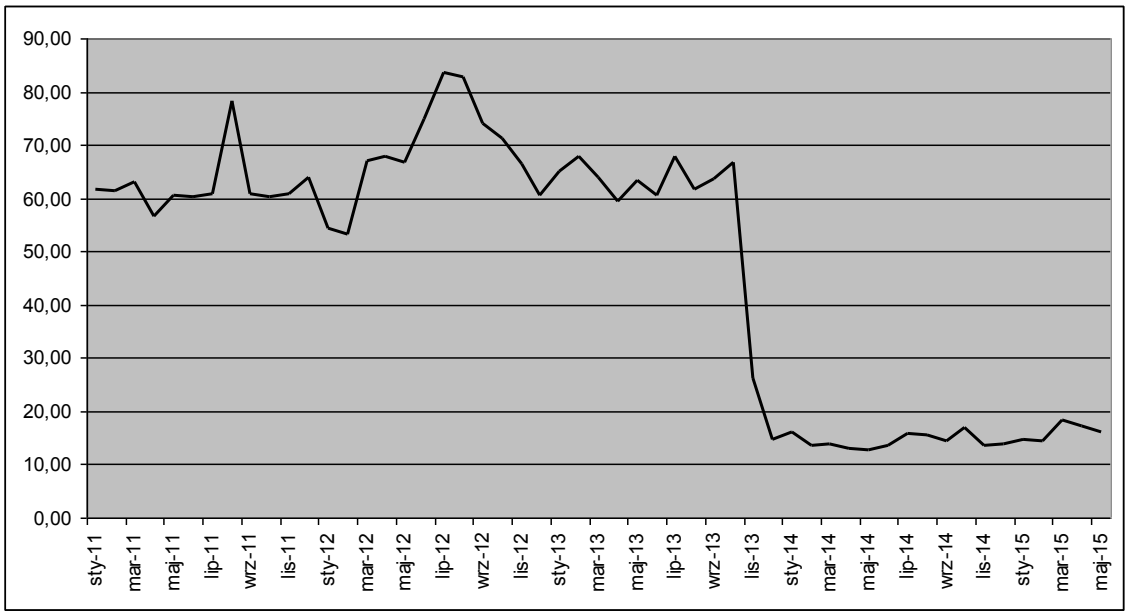
6. Efektywność energetyczna zmodernizowanych układów

Z ekonomicznego punktu widzenia najlepszym odzwierciedleniem efektów jest zmiana wielkości opłat za energię bierną po przeprowadzonej w połowie 2011 r. modernizacji układu zasilania maszyn wyciągowych przy szybie III, a w szczególności wykonanie nowego układu kompensacji mocy biernej (rys. nr 7). Ponoszone przed modernizacją opłaty za moc bierną, głównie za przekompensowanie sieci, z wartości kilkuset tysięcy złotych rocznie zostały obniżone do kilku tysięcy złotych.



Rys. 7. Wielkość opłat w zł/rok, jakie ponosiła kopalnia za energię bierną przed i po modernizacji układu zasilania maszyn wyciągowych przy szybie III

W wyniku przeprowadzonej w listopadzie 2013 r. modernizacji maszyny wyciągowej przy szybie „Szewczyk", a głównie poprzez zastąpienie wirującej przetwornicy elektromaszynowej przekształtnikami tyrystorowymi osiągnięto zmniejszenie zużycia energii elektrycznej o ok. 80% - z poziomu 65 MWh/m-c do poziomu 14,5 MWh/m-c (rys. 8). Przełożyło się to w sposób bezpośredni na obniżenie kosztów ponoszonych przez zakład górniczy za zużytą energię elektryczną. Oszczędności w tym zakresie po modernizacji maszyny wyciągowej przy szybie „Szewczyk" wynoszą ponad 150 000 zł rocznie.



Rys. 8. Zużycie energii elektrycznej (MW/m-c) przez maszynę wyciągową przy szybie „Szewczyk" przed i po modernizacji

7. Podsumowanie

Wykonane w Kompanii Węglowej S.A. Oddział KWK „Ziemowit" modernizacje nie tylko pozwoliły na zastąpienie wyeksploatowanych i awaryjnych urządzeń ich nowszymi odpowiednikami, ale spowodowały również istotną poprawę efektywności energetycznej. Zgodnie z obowiązującymi aktami prawnymi podejmowanie takich działań umożliwia pozyskanie tzw. „białych certyfikatów", które pozwalają na uniknięcie przez przedsiębiorstwo opłaty zastępczej za niepodejmowanie działań proefektywnościowych, a ich nadwyżka może zostać sprzedana na Towarowej Giełdzie Energii. Kopalnia „Ziemowit" systematycznie uczestniczy w przetargach organizowanych przez Prezesa Urzędu Regulacji Energetyki na wybór przedsięwzięć służących poprawie efektywności energetycznej i pozyskuje ww. certyfikaty.

Literatura

1. Biolik L., Kuzar K., Bałkowski B.: Nadążna kompensacja mocy biernej z filtrem aktywnym w układzie zasilania górniczych wyciągów szybowych KWK „Ziemowit", Szkoła Eksploatacji Podziemnej, Kraków 2013.

2. Dokumentacje techniczne maszyn wyciągowych przy szybie III i szybie „Szewczyk" w KW S.A. Oddział KWK „Ziemowit".

3. Łukoś J.: Międzynarodowe standardy zarządzania energią zgodnie z obowiązującymi przepisami prawnymi na podstawie Kompanii Węglowej S.A. Oddział KWK „Ziemowit", Projekt dyplomowy inżynierski AGH, 2014.

4. Ustawa z dnia 15 kwietnia 2011 r. o efektywności energetycznej (Dz. U. z 2011 r. Nr 94, z późn. zm.).

5. Zakład Techniki Cieplnej Energopomiar sp. z o.o.: Audyt efektywności energetycznej dla przedsięwzięć zmniejszających zużycie nośników energii dla Kompanii Węglowej S.A. Oddział KWK „Ziemowit", cz. 1 „Modernizacja układu zasilania i sterowania maszyny wyciągowej przy szybie Szewczyk", cz. 6 Ograniczanie przepływów mocy biernej.

 ISBN 978-83-60708-89-7

Zastosowanie silników prądu zmiennego w układach napędowych maszyn wyciągowych – zalety i wady

Tomasz Siostrzonek – Akademia Górniczo-Hutnicza, **Tomasz Karpiel** – KWK „Brzeszcze”

1. Wprowadzenie

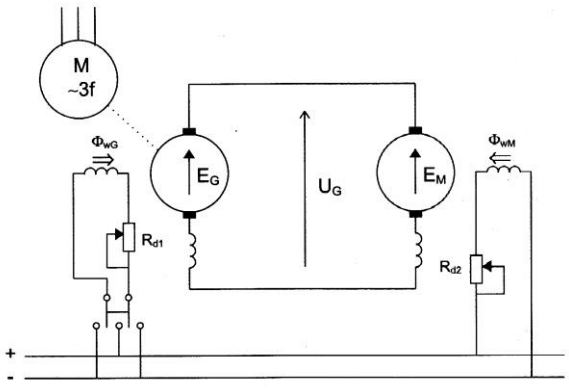
Górniczy wyciąg szybowy to jedno z najważniejszych urządzeń w zakładach górniczych. Zgodnie z przepisami obwiązującymi w Polsce w jego skład wchodzą:

- Maszyny wyciągowa,
- Naczynia wyciągowe,
- Koła linowe,
- Zawieszenia lin wyrównawczych, prowadniczych i odbojowych,
- Zawieszenia nośne naczyń wyciągowych,
- Wciągarki wolnobieżne,
- Urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej.

Patrząc na górniczy wyciąg szybowy przez pryzmat maszyny wyciągowej najistotniejszą rzeczą staje się wybór silnika napędowego. Determinuje on konfigurację obwodu mocy (silnoprądowego) maszyny wyciągowej i rodzaj zastosowanych podzespołów (przekształtniki, transformatory, wyłącznik szybki itp.).

Obecnie w Polsce stosuje się silniki obcowzbudne prądu stałego serii PW produkowane przez Dolnośląską Fabrykę Maszyn Elektrycznych (DFME). Silniki te były już stosowane w starszych rozwiązaniach maszyn wyciągowych (układ Leonarda). Alternatywą dla silnika prądu stałego w ostatnich latach stał się silnik prądu zmiennego. Może to być zarówno silnik indukcyjny klatkowy, jak również silnik synchroniczny. W przypadku tego pierwszego konieczne jest zastosowanie przekładni. W przypadku silnika synchronicznego może on zostać wykonany jako wolnoobrotowy, o większej liczbie par biegunów. W przypadku silników prądu zmiennego stosuje się specjalne, dedykowane układy przekształtników.

2. Układ z silnikiem prądu stałego

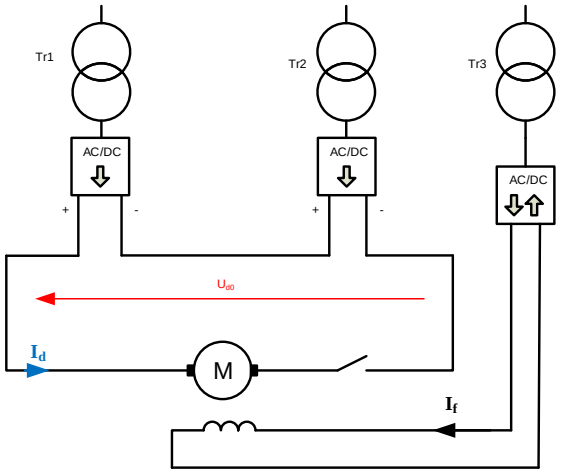


Rys. 1. Układ Leonarda [3]

Obserwując rozwój napędów stosowanych w górniczych wyciągach szybowych, trudno nie wspomnieć układów Leonarda i wszystkich jego modyfikacji, które pojawiły się na przestrzeni kilkudziesięciu lat jego wykorzystania w kopalniach na całym świecie. Do czasu pojawienia się techniki tyrystorowej, napęd w układzie Leonarda był właściwie jedynym układem regulacji prędkości silników elektrycznych dużych mocy. Na rysunku 1 przedstawiono układ Leonarda. Układ ten, ze względu na ilość używanych maszyn był układem drogim z punktu

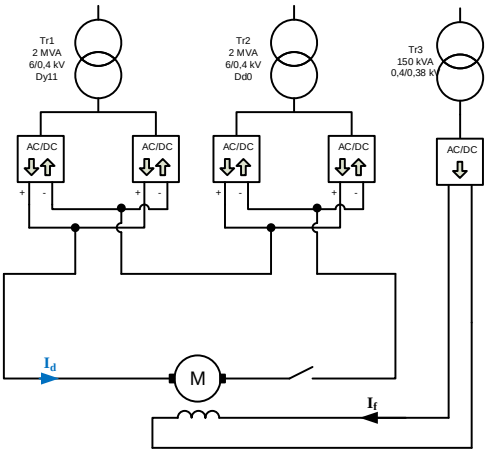
widzenia nakładów inwestycyjnych, ale również sprawiał więcej kłopotów eksploatacyjnych, ze względu na dwie maszyny prądu stałego.

Rozwój układów półprzewodnikowych sprawił, że rozpoczęto modernizacje układów Leonarda, zastępując część układu maszynowego przekształtnikami statycznymi. Wśród tych rozwiązań powstały układy o różnej konfiguracji w zależności od mocy napędu, wymaganej prędkości i obciążenia. Ze względu na te parametry, nie zawsze było możliwe skonfigurowanie układu mającego w obwodzie twornika jeden przekształtnik. Przy napędach dużej mocy były to układy złożone, zazwyczaj dwunastopulsowe [2,6]. Przykładowe rozwiązanie takiego napędu zostało przedstawione na rysunku 2. Twornik jest zasilony poprzez cztery przekształtniki w układzie szeregowo-równoległym. Zapewnia to osiągnięcie wymaganego prądu (połączenie równoległe dwóch przekształtników w każdej gałęzi). Każda para połączonych równolegle przekształtników zasilona jest z oddzielnego transformatora przekształtnikowego o odpowiedniej grupie połączeń (przesunięcie 30^o pomiędzy napięciami stron wtórnych poszczególnych transformatorów). Połączenie szeregowe par przekształtników zapewnia odpowiedni poziom napięcia zasilającego silnik, jak również realizuje 12-pulsowe oddziaływanie napędu na sieć zasilającą. W przypadku awarii przekształtnika, układ może pracować jako 6-cio pulsowy. Ograniczona zostaje prędkość napędu do połowy prędkości znamionowej, co jest wynikiem obniżenia o połowę napięcia zasilającego. Istotny jest również sposób nawrotu napędu i zwrot energii do sieci zasilającej podczas hamowania napędu. Możliwe jest zastosowanie stosunkowo droższego układu z nawrotem w obwodzie głównym (rys. 2). Umożliwia on zwrot energii poprzez przekształtniki zainstalowane w obwodzie twornika Inną możliwością jest zastosowanie układu ze zmianą kierunku prądu w obwodzie wzbudzenia. Układ przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 2. Układ zasilania maszyny wyciągowej z nawrotem przez wzbudzenie

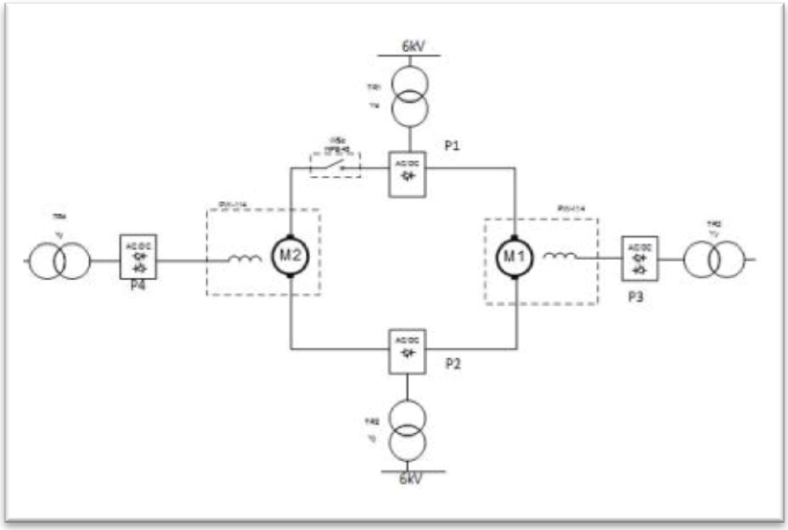
W przypadku układu przedstawionego na rysunku 2, zasilanie silnika wyciągowego realizowane jest poprzez dwa transformatory przekształtnikowe 6/0.4 kV i grupach połączeń Yyn0 i Dyn5 (przesunięcie napięć stron wtórnych transformatorów o 30 stopni względem siebie). Jest to połączenie szeregowe dwóch układów sześciopulsowych. Uzyskuje się w ten sposób dwunastopulsowe oddziaływanie na sieć zasilającą. Zmiana kierunku obrotów silnika następuje w wyniku zmiany kierunku przepływu prądu we wzbudzeniu. Aby było to możliwe, przekształtnik obwodu wzbudzenia jest dwukierunkowy, tzn. zbudowany z dwóch mostków przeciwsobnych, odpowiednio sterowanych.
Dzięki tej konstrukcji cały napęd może pracować z pełnym założonym obciążeniem i pełną prędkością ciągnienia. W przypadku wystąpienia awarii jednego z przekształtników obwodu głównego, możliwa jest praca z połową prędkości i pełnym obciążeniem. Układ pracuje wtedy jako sześciopulsowy. Realizacja przełączenia obwodu głównego jest zapewniona przez specjalny układ przełączający tzw. przełącznicę.



Rys. 3. Układ zasilania maszyny wyciągowej z nawrotem przez obwód główny

W układzie z nawrotem przez obwód główny obwód twornika jest zasilony poprzez cztery przekształtniki w układzie szeregowo-równoległym. Zapewnia to osiągnięcie wymaganego prądu (połączenie równoległe dwóch przekształtników w każdej gałęzi). Każda para połączonych równolegle przekształtników zasilona jest z oddzielnego transformatora przekształtnikowego o odpowiedniej grupie połączeń. Połączenie szeregowe par przekształtników zapewnia odpowiedni poziom napięcia zasilającego silnik, jak również realizuje 12-pulsowe oddziaływanie napędu na sieć zasilającą. W przypadku awarii przekształtnika, układ może pracować jako 6-cio pulsowy. Ograniczona zostaje prędkość napędu do połowy prędkości znamionowej, co jest wynikiem obniżenia o połowę napięcia zasilającego.

Przy napędach bardzo dużych mocy pracują układy dwusilnikowe, których konfiguracja ma swoje źródło w układzie Punga (wielomaszynowym). Zastosowanie tego układu podyktowane było brakiem silników bardzo dużych mocy (powyżej 4 MW). Układ ten umożliwiał zastosowanie dwóch silników o mocach odpowiednio mniejszych, połączonych na wspólnym wale i z układem sterowania zapewniającym równe obciążanie obu silników. Na rysunku 4 został przedstawiony układ Punga z dwoma silnikami serii PW i kompletem przekształtników.



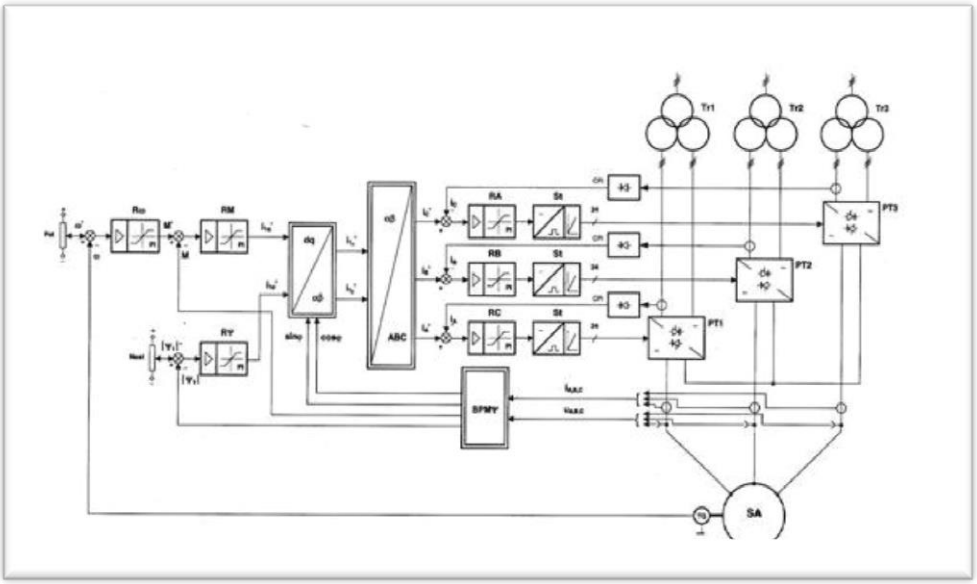
Rys. 4. Układ dwusilnikowy – układ Punga

Budowa takiego układu obecnie nie jest uzasadniona ekonomicznie i technicznie. Jeżeli moc napędu przekracza 6 MW (do tej wartości można zastosować silnik serii PW) to należy poważnie rozważyć zastosowanie silnika prądu zmiennego, ponieważ jest to rozwiązanie korzystniejsze ekonomicznie. Budowa układu dwusilnikowego jest bardzo kosztowna, ze względu na ilość urządzeń w tym układzie, a co za tym idzie duże skomplikowanie układu. Następstwem tego są znaczne problemy w układzie sterowania i zwiększone koszty eksploatacji. Maleje również sprawność napędu liczona jako iloczyn sprawności poszczególnych elementów. Zgodnie z teorią niezawodności, czym większa ilość urządzeń, tym większe prawdopodobieństwo wystąpienia uszkodzeń.

3. Silniki prądu zmiennego zasilane z przemienników częstotliwości

Zastosowanie silnika prądu zmiennego (synchronicznego lub indukcyjnego) jest rozwiązaniem korzystniejszym ze względu na parametry tych maszyn, takie jak przeciążalność, energochłonność. Jednym z możliwych rozwiązań jest zastosowanie silnika indukcyjnego pierścieniowego. Układ regulacji prędkości realizowany jest poprzez włączenie w obwód wirnika dodatkowych rezystancji, zwieranych w celu zmiany prędkości wirowania. Wadą tego rozwiązania jest niewątpliwie brak płynnej regulacji prędkości jak również znaczny koszt silnika pierścieniowego i występujące problemy z eksploatacją i konserwacją napędu.
Kolejną odmianą napędu z zastosowaniem silnika pierścieniowego i przekształtników statycznych jest układ kaskady zaworowej. Wywodzi się on z tzw. układu Kramera na stały moment. Układ kaskady zaworowej składa się z silnika indukcyjnego pierścieniowego z podłączonym do pierścieni przekształtnikiem statycznym, w skład którego wchodzi prostownik niesterowany i prostownik sterowany. W układzie tym nie jest możliwa praca generatorowa silnika, ze względu na włączenie w obwodzie wirnika prostownika niesterowanego, który uniemożliwia przepływ energii w obu kierunkach. Oba te rozwiązania są układami niestosowanymi w nowo budowanych maszynach wyciągowych.

Kolejnym układem wykorzystującym silnik prądu zmiennego jest napęd cyklokonwertorowy (rys. 5). Składa się on z silnika synchronicznego lub silnika indukcyjnego zasilanego z sieci poprzez bezpośredni przemiennik częstotliwości. Regulacja prędkości silnika odbywa się poprzez zmianę częstotliwości napięcia zasilania silnika.

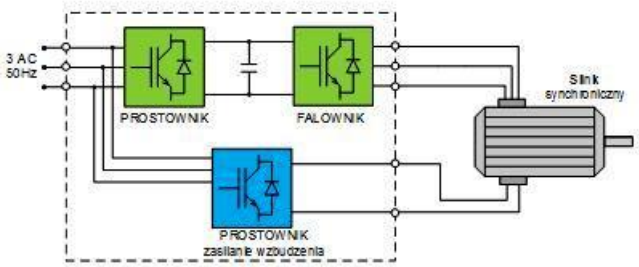


Rys. 5. Schemat napędu z cyklokonwektorem [3]

Uzyskuje się w ten sposób zmianę prędkości w szerokich granicach. W tym przypadku możliwa jest praca generatorowa napędu, dlatego też możliwe jest kształtowanie charakterystyk mechanicznych. Cyklokonwertor zbudowany jest z prostowników sterowanych w układzie mostkowym. Z danych zamieszczonych w literaturze wynika, że napęd cyklokonwertorowy był postrzegany jako alternatywa dla napędu z silnikiem prądu stałego. Jednak koszty inwestycyjne przy jego tworzeniu są znaczne.
Rozwój elementów półprzewodnikowych i układów sterowania przekształtnikami doprowadził do tego, że możliwe jest zastosowanie pośredniego przemiennika częstotliwości do sterowania prędkością silnika indukcyjnego klatkowego lub silnika synchronicznego.

Obecnie, bardzo wiele napędów wykorzystuje, jako element wykonawczy silnik indukcyjny klatkowy. Układ zasilania składa się z pośredniego przemiennika częstotliwości, silnika indukcyjnego i układu sterowania maszyny. W tym przypadku, do przeniesienia momentu z wału silnika na wał koła pędnego lub bębna konieczne jest zastosowanie przekładni. Jest to element, który zwiększa koszt napędu.

Po wprowadzeniu do produkcji przekształtników opartych o elementy w pełni sterowalne (tzn. tranzystory), możliwe było zastosowanie przekształtników do napędów dużych mocy. Obecnie istnieje możliwość zastosowania takich przekształtników do napędu silników o mocy powyżej 1 MW. Daje to duże możliwości, jeżeli chodzi o zmniejszenie kosztów napędu górniczych wyciągów szybowych, przy jednoczesnym zwiększeniu ich niezawodności. Alternatywą dla silnika prądu stałego, jeżeli chodzi o napęd bezpośredni, staje się układ z silnikiem synchronicznym zasilanym z pośredniego przemiennika częstotliwości.
Na rysunku 6 przedstawiono schematycznie taki układ.



Rys. 6. Pośredni przemiennik częstotliwości zasilający silnik synchroniczny

Zaletą takiego rozwiązania jest możliwość zastosowania jednego przekształtnika ze zintegrowanym układem do zasilania wzbudzenia maszyny synchronicznej. Wtedy jeden układ regulacji zapewnia stabilną pracę całego napędu.

4. Porównanie parametrów technicznych napędów z silnikiem prądu stałego i silnikiem prądu zmiennego

W tabeli 1 zostały zestawione podstawowe parametry dla czterech silników.

Zestawienie parametrów technicznych silników

Tabela 1

	A	B	C	D
	Silnik prądu stałego	Silnik prądu stałego	Silnik prądu zmiennego średniego napięcia	Silnik prądu zmiennego niskiego napięcia
Typ	PW 202	PW 115	1DM5643-6XT08	AMZ 1600_16
Moc [kW]	3600	2350	3000	2600
Prędkość [obr/min]	45,86	45,86	36	46
Moment znamionowy [kNm]	750	489	795	540
Moment maksymalny [kNm]	1600	980	1593	1350
Moment bezwładności [kgm^2]	74000	35500	28500	14000
Masa [Mg]	77,2	57,45	54	46

Jak wynika z danych zaprezentowanych w tabeli 1, silniki prądu zmiennego, przy podobnych mocach znamionowych charakteryzują się znacznie lepszymi parametrami ruchowymi. Porównując silniki z kolumn A i C, możliwe jest osiągnięcie podobnych parametrów: momentu maksymalnego i momentu znamionowego, jednak masa silnika prądu zmiennego jest o 30% mniejsza niż silnika prądu stałego. Ma to istotne znaczenie, szczególnie przy budowie nowych maszyn wyciągowych, ze względu na nośność konstrukcji budynku maszyny wyciągowej lub wieży szybowej. Wprost przekłada się to na koszt budowy (koszt inwestycyjny). Moment bezwładności silnika z kolumny C w stosunku do silnika prądu stałego z kolumny A, stanowi zaledwie 38% momentu bezwładności silnika prądu stałego. Znaczy to, że w stanach dynamicznych układ z tym silnikiem stanowi zdecydowanie większe obciążenie, co wpłynie na obniżenie ciężaru użytecznego w maszynie z silnikiem prądu stałego. W konsekwencji będzie to miało wpływ na zwiększenie energochłonności napędu.

Porównując silniki z kolumny B i D – moment bezwładności silnika prądu zmiennego jest prawie trzykrotnie mniejszy niż silnika prądu stałego, jednak moment maksymalny jest o 50% większy. Gdyby te cztery silniki próbować zastosować do maszyny o danych parametrach, zdecydowanie najlepiej można ocenić silnik prądu zmiennego niskiego napięcia. Parametry wyciągu podane w taki sposób, aby moment znamionowy i moment maksymalny był mniejszy niż odpowiednie parametry silników. Dodatkowym dla silnika z kolumny D jest zasilanie go niskim napięciem i chłodzenie powietrzne.

5. Koszty eksploatacji

W literaturze dotyczącej maszyn wyciągowych, nie można znaleźć wiarygodnych informacji na temat kosztów eksploatacji napędów. W ostatnich 20 latach poprzedniego wieku nie były istotne koszty eksploatacji tych napędów, więc nie zwracano uwagi na ich energochłonność i pozostałe koszty. Jednak obecnie powinien być to podstawowy parametr charakteryzujący maszynę wyciągową. Największy koszt stanowi tutaj koszt silnika i następnie koszty eksploatacji.
Koszt silnika PW-115 wynosi ok 3,25 mln. PLN netto. Koszt silnika z kolumny D Tabeli 1 to 4 mln. PLN netto. Jednak koszt zakupu to nie wszystko.

Jak wiadomo, konstrukcja silnika synchronicznego prądu zmiennego jest taka, że nie wymaga on praktycznie czynności obsługowych. Dla silnika prądu stałego sytuacja wygląda zupełnie inaczej. Zakładając moc napędu na poziomie 3 MW, koszty te wynoszą ok.:

1. Koszt szczotek: zakładając wydobycie na poziomie 15000 ton/miesiąc, wymienić należy średnio 20 szczotek. Koszt jednej szczotki to 50 PLN. Oprócz tego należy doliczyć koszt związany z pracą ludzi. Dwie zmiany w ciągu miesiąca. Na każdej zmianie osoby zaangażowane do tej pacy. Dodatkowo należy dodać koszt przestoju maszyny przez dwie zmiany. Zakładając, że cykl trwa 100 sekund, to w ciągu 16 godzin maszyna nie wyciąga urobku o masie 17280 Mg. W roku daje to ok 207 tys. ton urobku.

2. Przegląd główny silnika. Koszt ok 135 tys. PLN netto. Wykonywany raz na pięć lat. Czas trwania 4 zmiany. Ilość zaangażowanych ludzi: 4. Dodatkowy koszt przerw w pracy wyciągu: ok 35 000 Mg.

Jak wynika z powyższego, na koszt silnika maszyny wyciągowej składa się nie tylko koszt zakupu, ale również późniejsze koszty eksploatacji. Jednak bardzo często liczone są one jedynie jako koszt materiałów eksploatacyjnych, nie wliczając kosztów osobowych i przerw w pracy wyciągu.

Wnioski

Analizując silniki możliwe do zastosowania w maszynie wyciągowej, należy rozważać obecnie dwa rozwiązania, tzn. układ z silnikiem prądu stałego i przekształtnikami statycznymi lub silnik prądu zmiennego zasilany z pośredniego przemiennika częstotliwości. Pierwszy układ, ze względów historycznych i ze względu na przyzwyczajenia personelu obsługującego te urządzenia w kopalniach cieszy się dużą popularnością. Nie ma to jednak odzwierciedlenia w parametrach technicznych i ekonomicznych. Napęd z silnikiem prądu zmiennego jest zdecydowanie korzystniejszym rozwiązaniem pod względem parametrów ruchowych i kosztów eksploatacji. Również koszty inwestycyjne są na podobnym poziomie. Należy jednak zwrócić uwagę na jeden istotny element. Przy zastosowaniu silnika prądu zmiennego z pośrednim przemiennikiem częstotliwości, możliwe jest wykorzystanie układu prostownika o podwyższonym współczynniku mocy [1,2]. Powoduje to, że układ nie wymaga zastosowania dodatkowych urządzeń kompensujących moc bierną. Znaczy to, że możliwe jest ograniczenie liczby urządzeń, a to skutkuje zwiększeniem sprawności i niezawodności całego urządzenia.

Literatura

1. Hanzelka Z.: Jakość dostawy energii elektrycznej. Zaburzenia wartości skutecznej napięcia. Wydawnictwa AGH, Kraków 2013.
2. Piróg S.: Energoelektronika. Układy o komutacji sieciowej i o komutacji twardej. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 2006.
3. Szklarski L., Zarudzki J.: „Elektryczne maszyny wyciągowe”, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, Kraków 1998.
4. Szklarski L.: „Teoretyczne zagadnienia maszyn wyciągowych”, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1977.
5. Szklarski L.: „Dynamika i sterowanie stacjonarnych napędów elektrycznych w górnictwie” Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1984.
6. Tunia H., Kaźmierkowski M.: „Automatyka napędu przekształtnikowego”, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1987.

 ISBN 978-83-60708-89-7

Statyczna przetwornica przewoźna do zasilania silników prądu stałego maszyn wyciągowych

Piotr Plewniok, Wojciech Grzyśka, Jarosław Szymik – ELCAM Sp. z o.o.

1. Wprowadzenie

Tyrystorowa przetwornica przewoźna „EL-TPP1" została zaprojektowana i zbudowana przez firmę ELCAM Sp. z o.o. na zlecenie Spółki Restrukturyzacji Kopalń S.A. w Bytomiu Oddział w Czeladzi Zakład „Centralny Zakład Odwadniania Kopalń".
Na terenach kopalń zarządzanych przez Spółkę Restrukturyzacji Kopalń S.A. eksploatowanych jest wiele górniczych wyciągów szybowych.
W większości eksploatowanych szybów, pracują maszyny wyciągowe wykorzystujące silniki obcowzbudne prądu stałego dużych mocy, które sterowane są w oparciu o układ Leonarda.
Niektóre górnicze wyciągi szybowe pracujące w kopalniach należących do Spółki Restrukturyzacji Kopalń, wraz ze zmieniającym się przeznaczeniem zakładów górniczych, eksploatowane są dorywczo, wykonując mniejszą liczbę przejazdów, pracując na ograniczonych parametrach ruchowych.
Wymagane jest, aby maszyny wyciągowe były w ciągłej gotowości ruchowej, dlatego przetwornice elektromaszynowe zasilające silniki wyciągowe muszą być stale załączone.
Przetwornica elektromaszynowa to zespół silnika prądu zmiennego, najczęściej synchronicznego, który napędza prądnice prądu stałego ze stałą prędkością obrotową. Wyjście prądnicy jest podłączone bezpośrednio do obwodu twornika silnika prądu stałego (silnika wyciągowego).
Ciągła praca zespołu przetwornic elektromaszynowych, które stanowią od wielu lat podstawowe źródło zasilania silników wyciągowych, charakteryzuje się stosunkowo małą sprawnością pobierając nieustanie moc czynną, również w przypadku wielogodzinnego postoju maszyn w rzadziej eksploatowanych szybach.
Ze względu na specyfikę urządzeń przetwornicy elektromaszynowej nie jest możliwe częste załączanie i wyłączanie przetwornicy. Częste rozruchy silników synchronicznych, i związane z nim przeciążenia, doprowadzić mogą do nadmiernego zużycia i w konsekwencji do awarii.
Załączanie przetwornicy elektromaszynowej to proces skomplikowany, który może przeprowadzać tylko wykwalifikowany personel.
Obsługa przetwornic elektromaszynowych wiąże się z koniecznością częstych przeglądów (konserwacja, czyszczenie uzwojeń) i wymianą elementów zużywających się podczas eksploatacji (*wymiana szczotek prądnicy*) oraz kosztownych, okresowych remontów.
Przetwornica EL-TPP1 przystosowana została, zgodnie z wymaganiami „Centralnego Zakładu Odwadniania Kopalń", do zasilania maszyn wyciągowych na kilku wyciągach szybowych:

– maszyna wyciągowa szybu „Gigant" Ruch II przedział południowy – Pompownia „Pstrowski",
– maszyna wyciągowa szybu „Ewa" Ruch II – Pompownia Szombierki,
– maszyna wyciągowa szybu „Witold I" Ruch I – Pompownia Jan Kanty,
– maszyna wyciągowa szybu „Kolejowy I" Ruch I – Pompownia Siemianowice,
– maszyna wyciągowa szybu „Jan III" Ruch III – Pompownia Dębieńsko.



Rys. 1. Tyrystorowa przetwornica przewoźna EL-TPP1 pracująca przy szybie Gigant przedział zachodni Pompownia „Pstrowski”

2. Ogólny opis przetwornicy EL-TPP1

Tyrystorowa przetwornica przewoźna typu EL-TPP1 jest przeznaczona dla układów napędowych dużych mocy z silnikami prądu stałego, dla napędów maszyn wyciągowych w górnictwie. Tyrystorowa przetwornica przewoźna typu EL-TPP1 może pracować zamiast przetwornicy elektromaszynowej, jako alternatywne zasilanie obwodu twornika silnika napędowego maszyny wyciągowej.

Przetwornica EL-TPP1 może zasilać silnik napędowy (lub silniki napędowe) maszyny wyciągowej o dowolnych parametrach. Jeżeli parametry znamionowe przetwornicy EL-TPP1 przekraczają wymagane parametry silnika napędowego, zostaną one podczas uruchamiania dostosowane programowo do wartości wymaganych dla danego wyciągu szybowego. W przypadku, gdy parametry znamionowe przetwornicy EL-TPP1 są mniejsze od wymaganych parametrów silnika napędowego maszyny wyciągowej zastosowanie przetwornicy EL-TPP1 wiąże się z ograniczeniem maksymalnego obciążenia i/lub maksymalnej prędkości jazdy. W takim przypadku zastosowanie przetwornicy EL-TPP1 gwarantuje zachowanie ciągłości pracy górniczego wyciągu szybowego przy ograniczonych parametrach ruchowych.

Opcjonalnie zastosowanie tyrystorowej przetwornicy przewoźnej typu EL-TPP1 może być powiązane z zastosowaniem wzbudnicy 220VDC jako alternatywnego źródła zasilania układu wzbudzenia silnika napędowego maszyny wyciągowej oraz obwodów sterowania maszyny wyciągowej. Wzbudnica 220VDC jest włączana zamiast wzbudnicy elektromaszynowej.

Zastosowanie tyrystorowego układu zasilania obwodu głównego maszyny wyciągowej oraz opcjonalnie półprzewodnikowej wzbudnicy 220VDC zwiększa pewność ruchową pracy górniczego wyciągu szybowego oraz dodatkowo powoduje obniżenie zużycia energii elektrycznej dzięki wyłączeniu urządzeń wirujących o niższej sprawności.

Po włączeniu tyrystorowej przetwornicy przewoźnej typu EL-TPP1 w układ napędowy maszyny wyciągowej konieczne jest przeprowadzenie kompletu prób dynamicznych hamowania bezpieczeństwa ze względu na zmieniony przebieg zaniku momentu elektromagnetycznego silnika po przerwaniu obwodu bezpieczeństwa.

Dane techniczne tyrystorowej przetwornicy przewoźnej typu EL-TPP1

– prąd znamionowy wyprostowany – 4000 A,
– napięcie wyprostowane maksymalne – 336 V (może być zmienione dla innych instalacji),
– napięcie zasilania – 6kV, 50 Hz
– napięcie zasilania obwodów pomocniczych – 400/230V_{AC}, 50 Hz,
– napięcie zasilania instalacji oświetlenia, wentylacji i ogrzewania – 400/230V_{AC}, 50 Hz,
– masa całkowita ok. 15 Mg.

Elementy wyposażenia tyrystorowej przetwornicy przewoźnej typu EL-TPP1

Tyrystorowa przetwornica przewoźna typu EL-TPP1 składa się z następujących elementów:

– pola rozdzielczego 6kV,
– trójuzwojeniowego transformatora,
– przekształtników tyrystorowych,
– wyłącznika szybkiego,
– dławika wyrównawczego,
– szafy sterowania,
– układu wentylacji, ogrzewania oraz oświetlenia.

Część sterowniczą wewnątrz przetwornicy EL-TPP1 pokazano na rys. 2.



Rys. 2. Wnętrze tyrystorowej przetwornicy przewoźnej EL-TPP1

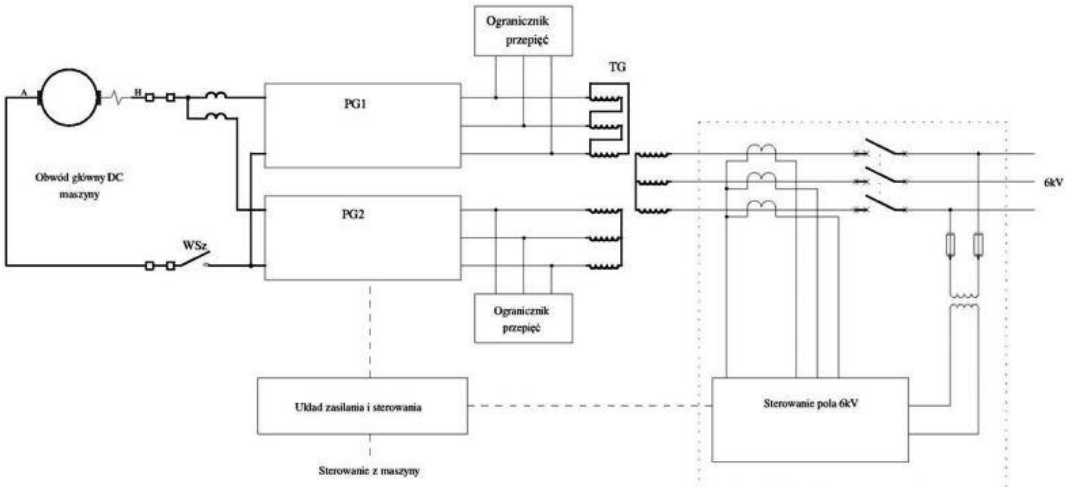
Konstrukcja tyrystorowej przetwornicy przewoźnej typu EL-TPP1

Elementy tyrystorowej przetwornicy przewoźnej typu EL-TPP1 zostały zabudowane na podwoziu opartym o standardowe – 3 osiowe podwozie posiadające homologację do jazdy po drogach publicznych. Podwozie posiada dwie pary podnośników (wysuwane nogi) obsługiwane manualnie, co pozwala na odciążenie opon w miejscu aktualnego posadowienia przetwornicy poprzez uniesienie jej na czterech podnośnikach. Podwozie zostało wyposażone w ramę wykonaną ze stali o podwyższonej wytrzymałości. Dzięki współpracy z doświadczonym producentem przyczep, został dobrany odpowiedni rozmiar i tonaż

przyczepy, zgodnie z wymogami klienta przetwornicy. Elementy umieszczone na podwoziu przetwornicy obudowane zostały trwałymi ściankami bocznymi oraz trwałym dachem. Obudowa przetwornicy, opracowana specjalnie dla niej, wykonana jest z materiałów niepalnych i lekkich. Konstrukcja obudowy odpowiada najwyższym standardom wytrzymałości, bezpieczeństwa i wygody użytkowania.
Nadwozie zostało podzielone na dwie części:
– część wysokonapięciową (posiada osobne wejście),
– część przekształtnikową (posiada osobne wejście).
Nadwozie zostało wyposażone w przyłącza umożliwiające podpięcie kabli:
– kabla zasilania 6kV,
– kabla zasilania 400/230V_{AC},
– kabli obwodu twornika silnika wyciągowego,
– kabli obwodów sterowania i sygnalizacji.

Struktura tyrystorowej przetwornicy przewoźnej typu EL-TPP1

Zasilanie przetwornicy przewoźnej napięciem 6kV odbywa się przez połączenie kablem elektroenergetycznym pola rozdzielczego przetwornicy, z odpowiednim polem odpływowym rozdzielni średniego napięcia.
Pole rozdzielcze przetwornicy przewoźnej zasila uzwojenie pierwotne transformatora przekształtnikowego, zabudowanego na platformie przetwornicy EL-TPP1.
Trójuzwojeniowy transformator przekształca napięcie 6kV na dwa napięcia wtórne tak przesunięte w fazie, że umożliwia to 12-to pulsowe oddziaływanie przetwornicy na sieć zasilającą. Dwa uzwojenia strony wtórnej transformatora są połączone odpowiednio z dwoma nawrotnymi przekształtnikami tyrystorowymi. Przekształtniki te od strony zasilania zabezpieczone są układami ochron przepięciowych produkcji firmy ELCAM. Przekształtniki są połączone równolegle stroną DC poprzez dławik wyrównawczy. Taka struktura zasilania pozwala zwiększyć prąd maksymalny przetwornicy tyrystorowej do wartości będącej sumą prądów znamionowych przekształtników. Układ sterowania prądem głównym oraz napięciem wyjściowym przetwornicy (prędkością maszyny wyciągowej) zrealizowano w procesorach nowoczesnych przekształtników tyrystorowych firmy Siemens.



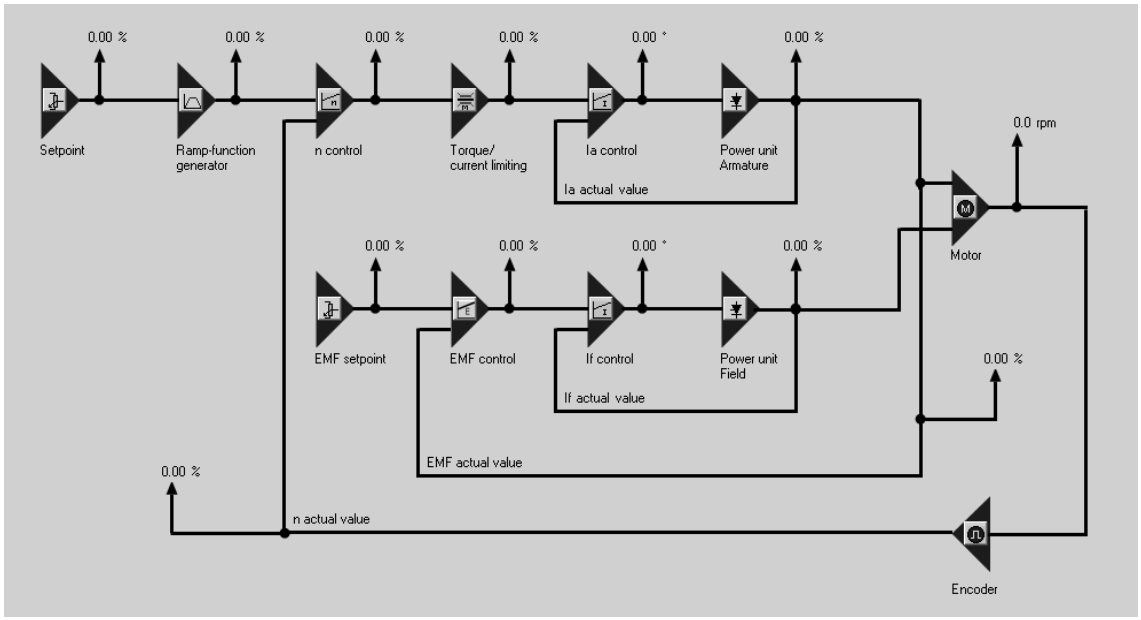
Rys. 3. Schemat blokowy tyrystorowej przetwornicy przewoźnej EL-TPP1
[źródło: opracowanie własne]

W obwodzie głównym, zasilającym uzwojenie twornika silnika wyciągowego, zastosowano wyłącznik szybki, który przerywa obwód prądu stałego w przypadku wystąpienia przetężenia w tym obwodzie.
W przetwornicy zabudowano szafę sterowniczą, w której znajdują się elementy umożliwiające realizację wszystkich wymaganych sterowań, które nie są możliwe w przekształtnikach tyrystorowych. Szafa ta jest zasilona napięciem 3x400/230V_{AC} i zrealizowano w niej między innymi sterowanie układem wentylacji przetwornicy wykorzystując przemiennik częstotliwości.
Stanowisko sterownicze maszynisty wyciągowego jest wyposażone w dodatkowy pulpit przetwornicy. Umożliwia on sterowanie pracą elementów przetwornicy przewoźnej oraz realizuje funkcje sygnalizacji stanu pracy urządzeń przetwornicy.

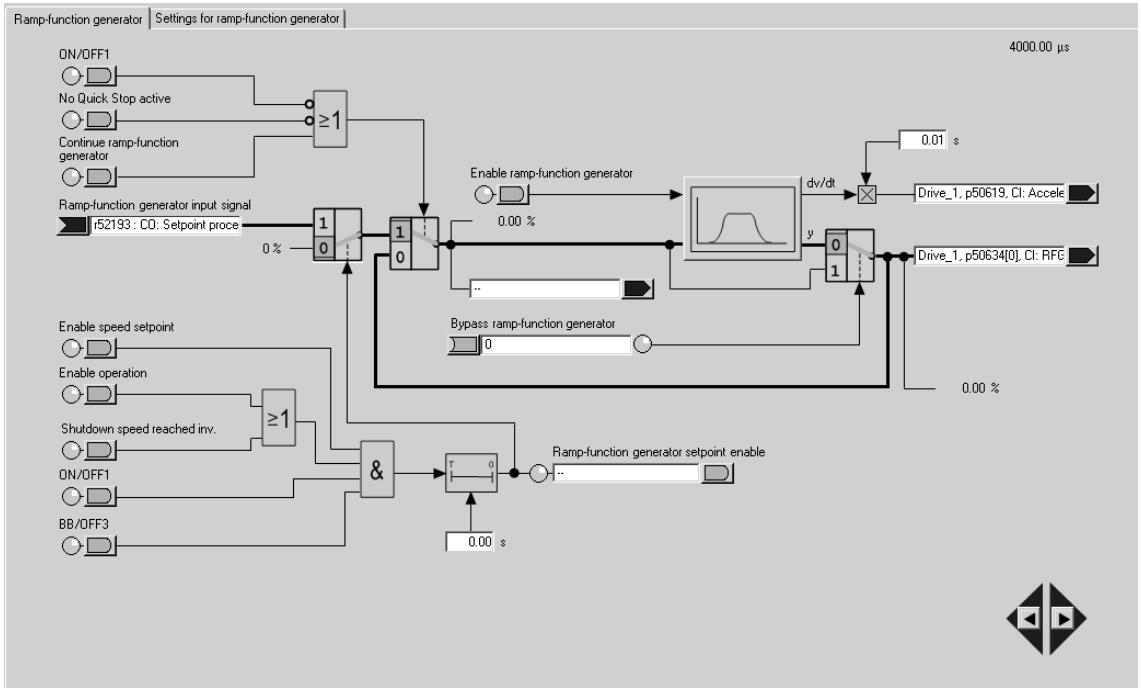
3. Przekształtniki prądu stałego

Podstawowymi urządzeniami, na których opiera się budowa oraz działanie tyrystorowej przetwornicy EL-TPP1, są zastosowane przekształtniki prądu stałego. Na platformie przetwornicy zamontowano nowoczesne przekształtniki tyrystorowe SINAMICS DC MASTER firmy Siemens. SINAMICS DCM to skalowalny system napędowy, zarówno dla podstawowych jak i wymagających aplikacji. Przekształtniki SINAMICS DC MASTER zastępują stosowane dotychczas na całym świecie przekształtniki SIMOGER DCM. Przekształtniki SINAMICS DC MASTER to specjalistyczne urządzenia do zasilania tworników oraz obwodów wzbudzenia silników prądu stałego o zmiennej prędkości obrotowej. SINAMICS DCM są urządzeniami kompaktowymi, zawierającymi moduł mocy dla zasilania twornika, moduł mocy dla zasilania obwodu wzbudzenia (*niewykorzystany w aplikacji przetwornicy przewoźnej*), oraz elektronikę sterującą,. Dla podstawowego sterowania w zamkniętej pętli sprzężenia przekształtnik DC wyposażony jest w standardową jednostkę sterującą (standard CUD). Zastosowanie zaawansowanej jednostki sterującej (advanced CUD) pozwala na rozszerzenie systemu napędowego o dodatkowe moduły wejść i wyjść. Zastosowanie dwóch jednostek sterujących w jednym przekształtniku jest przeznaczone dla aplikacji wymagających od napędu dużej mocy obliczeniowej. Przekształtniki SINAMICS DCM łącząc funkcje regulatorów i bloków mocy w jednej kompaktowej obudowie charakteryzują się niewielkimi gabarytami, które umieszczać można w standardowych szafach przemysłowych.
Dla lokalnych zadań uruchomieniowych oraz sterowania lokalnego stosować można, montowany seryjnie na przekształtniku, podstawowy panel operatorski BOP. Na szafach przekształtnikowych tyrystorowej przetwornicy przewoźnej EL-TPP1 zastosowano zaawansowane panele operatorskie AOP30. Na panelach tych oprócz lokalnego sterowania i zmian parametrów przekształtnika odczytujemy informacje dotyczące przyczyn wystąpienia błędów i alarmów przekształtnika, informacje te archiwizowane są w pamięci panelu AOP30.
Przekształtniki posiadają dużą ilość funkcji zabezpieczających, chroniących napęd przed uszkodzeniem w przypadku błędu. Napęd wskazuje błąd poprzez zgłoszenie odpowiedniego zakłócenia lub ostrzeżenia na panelu operatorskim AOP30 oraz informuje o sposobach jego usunięcia.

Prace związane z konfiguracją i parametryzacją przekształtników tyrystorowych, jak również prace regulacyjne, optymalizacyjne i zabezpieczeniowe, podczas rozruchu maszyny wyciągowej, wykonane zostały wykorzystując oprogramowanie narzędziowe STARTER. Na poniższym rysunku pokazano przykładowy ekran przedstawiający schemat blokowy sterowania przekształtnika w oprogramowaniu narzędziowym (rys. 4).

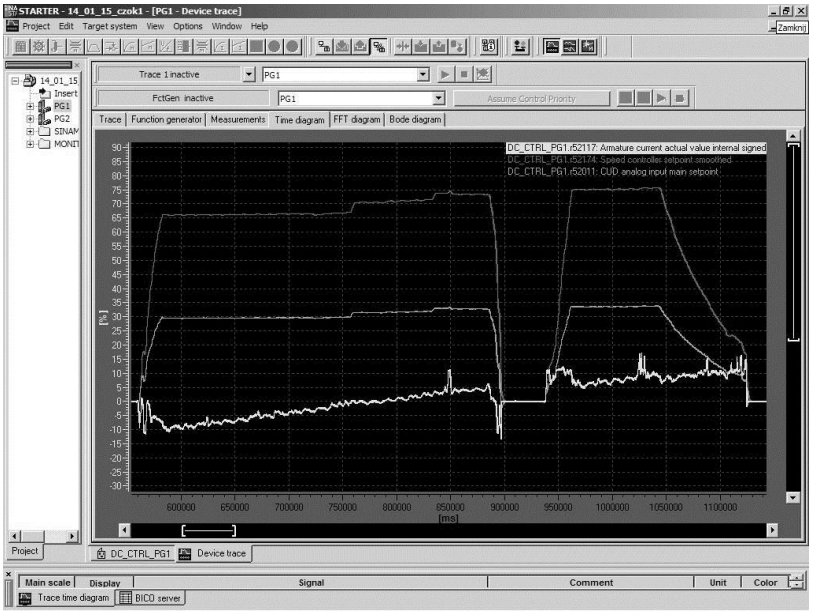


Rys. 4. Schemat blokowy sterowania przekształtnika DC. [wg dokumentacji firmy Siemens]



Rys. 5. Przykładowy ekran parametryzacji przekształtnika. [wg dokumentacji firmy Siemens]

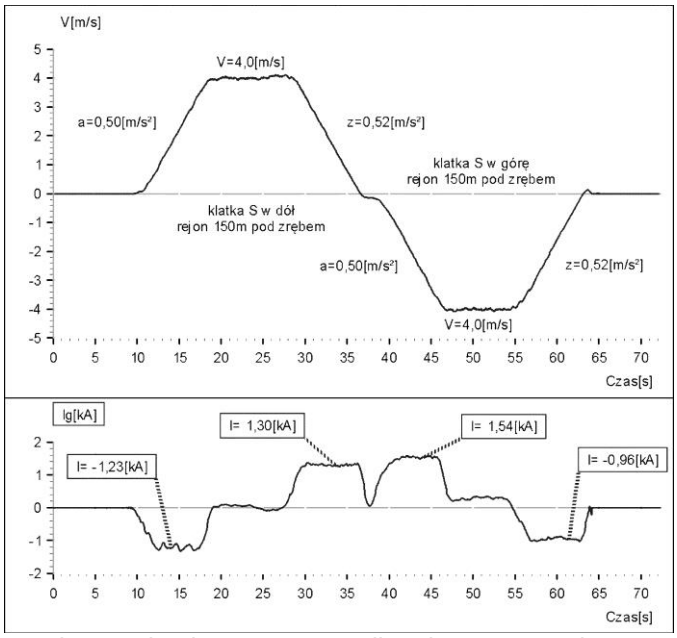
Oprogramowanie to zainstalowane na komputerze PC komunikuje się z przekształtnikami siecią PROFIBUS (lub *opcjonalnie PROFINET*). Oprogramowanie STARTER posiada zaawansowany rejestrator umożliwiający analizę zarejestrowanych przebiegów, dowolnych wielkości przekształtnika. Rozbudowane moduły diagnostyczne narzędzia STARTER zgłaszają wszelkie błędy i ostrzeżenia napędu informując o ich przyczynie i sposobach ich usunięcia podczas prac on-line.



Rys. 6. Przebiegi zarejestrowane podczas optymalizacji regulatorów w przekształtnikach

Cały proces sterowniczo - regulacyjny przetwornicy tyrystorowej EL-TPP1 zrealizowany jest w elektronicznych układach sterujących przekształtników SINAMICS DCM. Przekształtniki współpracują wykorzystując wewnętrzną konfigurację Master – Slave.

Procesory przekształtników realizują funkcje:
– układu zadawania prędkości z ograniczeniem przyśpieszenia i opóźnienia maszyny wyciągowej,
– regulatora prędkości,
– regulatora prądu.
Analogowymi sygnałami wejściowym do przekształtnika są wartości prędkości zadanej oraz prędkości rzeczywistej. Prędkość zadana uwzględnia zarówno wychylenie steru jazdy przez maszynistę wyciągowego, jak i działanie istniejącego w maszynie programatora krzywkowego (regulatora jazdy). Na podstawie sygnałów binarnych wprowadzonych do przekształtnika określana jest wartość maksymalnej prędkości jazdy.



Rys. 7. Diagram jazdy maszyny zasilanej z przetwornicy EL-TPP1

4. Podsumowanie

Tyrystorowa przetwornica przewoźna EL-TPP1 firmy ELCAM Sp. z o.o. przeznaczona jest do efektywnego energetycznie zasilania układów napędowych dużych mocy z silnikami prądu stałego, głównie dla napędów górniczych maszyn wyciągowych. Przetwornica EL-TPP1 pracować może zamiast przetwornicy elektromaszynowej, jako alternatywne zasilanie tworników maszyn wyciągowych.

Podstawowe korzyści z zastosowania przetwornicy EL-TPP1 to:

- gwarancja zachowania ciągłości pracy górniczego wyciągu szybowego w przypadku awarii przetwornicy elektromaszynowej,
- obniżenie kosztów eksploatacji maszyny wyciągowej – znaczące obniżenie zużycia energii elektrycznej,
- znaczące obniżenie poziomu hałasu podczas eksploatacji maszyny wyciągowej,
- likwidacja kosztów eksploatacji przetwornic elektromaszynowych.

Dzięki swojej mobilności, przetwornica EL-TPP1 może być dostosowana do wymagań kilku wyciągów szybowych i stosowana na nich zamiennie.

Literatura

1. Dokumentacja do wniosku o dopuszczenie do stosowania tyrystorowej przetwornicy przewoźnej typu EL-TPP1. Dokumentacja nr: ELCAM/03-2014.
2. Dokumentacja techniczna: Tyrystorowa przetwornica przewoźna EL-TPP1 stanowiąca zasilanie rezerwowe silnika wyciągowego maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Gigant” przedział południowy dla Zakładu Centralny Zakład Odwadniania Kopalń Ruch II – Pompownia Pstrowski. Oznaczenie dokumentacji: ELCAM/03-2014-E.
3. SINAMICS DCM. Przekształtniki DC od 6 kW do 2500 kW dla napędów prądu stałego o zmiennej prędkości obrotowej. Instrukcja eksploatacji. Wydanie 10/2011, C98130-A7066-A1-4-5519. SINAMICS drives SIEMENS.

Poprawa jakości energii elektrycznej oraz zmniejszenie kosztów jej zużycia poprzez zastosowanie hybrydowego kompensatora mocy biernej i filtra wyższych harmonicznych w układzie zasilania maszyny wyciągowej szybu „Antoni" KWK „Marcel"

Tomasz Biernacik – Inter-Consulting Wydział Elektroenergetyki Warszawa

1. Wprowadzenie

Przekształtniki tyrystorowe w ostatnich latach zostały szeroko zastosowane do zasilania odbiorów dużych mocy o zmiennym obciążeniu (napędy maszyn wyciągowych, napędy hutnicze, piece łukowe itp.). Napędy przekształtnikowe maszyn wyciągowych zostały wprowadzone w górnictwie ze względu na ich zalety w stosunku do napędów Leonarda, a więc przede wszystkim [9]:

- wyższą sprawność energetyczną ok. 0,85 (sprawność napędu Leonarda ok.0,65),
- znacznie lepsze właściwości regulacyjne,
- niezawodność ruchową, prostszy serwis,
- łatwiejszy montaż urządzeń ze względu na mniejszą masę (zwłaszcza na wieżach).

Poza szeregiem zalet napędy przekształtnikowe charakteryzują się jednak negatywnym oddziaływaniem na sieć zasilającą, co stawia systemom zasilającym szczególne wymagania oraz ewentualną konieczność instalowania urządzeń kompensujących to oddziaływanie. Nie ma obecnie jednoznacznie najlepszych rozwiązań technicznych eliminujących negatywne oddziaływania maszyn wyciągowych z przekształtnikami, a przy mocach rzędu kilku MVA próby różnych rozwiązań są bardzo kosztowne. [3,16]

W niniejszej pracy przedstawiono zrealizowany układ zasilania kompensatorów i filtrów dla maszyny wyciągowej o mocy 2,4 MW sterowanej napędem przekształtnikowym.

2. Negatywne oddziaływanie napędów przekształtnikowych na sieć zasilającą

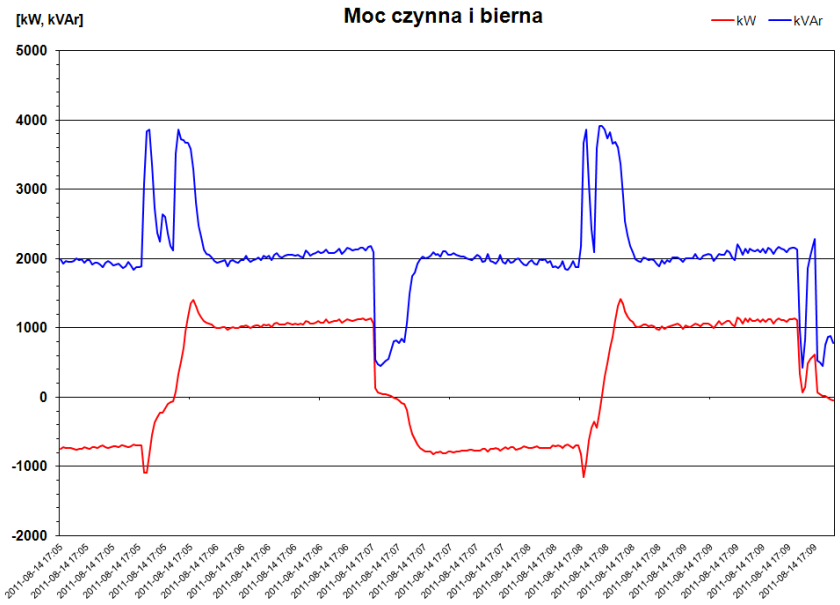
Przekształtniki tyrystorowe dużych mocy, w tym również napędy przekształtnikowe maszyn wyciągowych, wywołują w sieci zasilającej następujące negatywne zjawiska [18]:

a) załamanie komutacyjne sinusoidy napięcia zasilającego (w czasie komutacji tyrystorów w dwóch fazach),

b) odkształcenie sinusoidy napięcia zasilającego na skutek pobierania z sieci silnie odkształconego prądu (generowanie wyższych harmonicznych prądu przez przekształtnik do sieci),

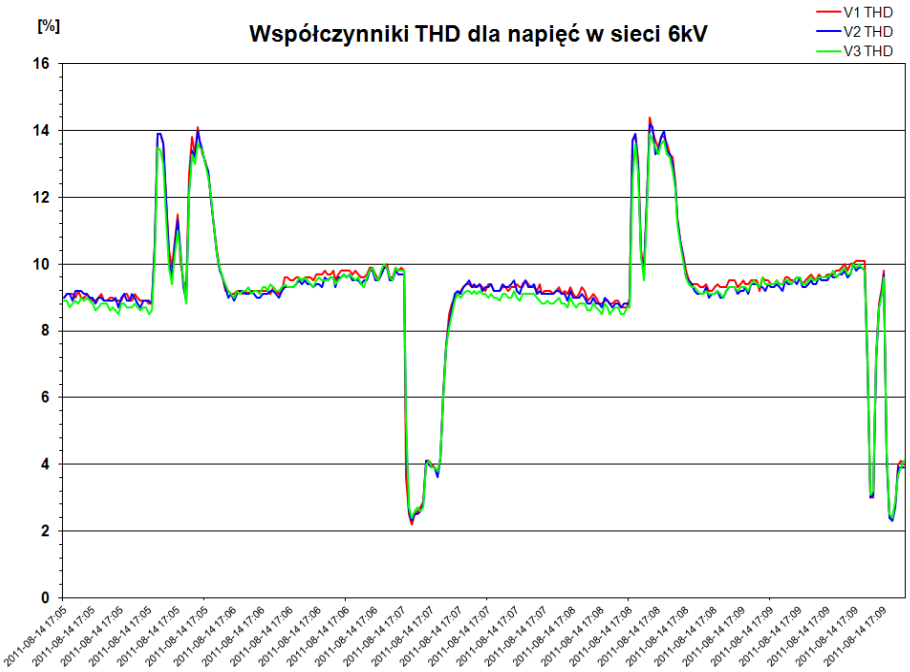
c) wahania napięcia sieci na skutek udarowych zmian poboru mocy biernej (zwłaszcza przy rozruchu napędu),

d) niski średni współczynnik mocy (ok. 0,50 – 0,55 dla napędów przekształtnikowych z równoczesnym sterowaniem 2 szeregowo połączonych mostków oraz ok. 0,65 dla ich sterowania kolejnościowego).



Rys. 1. Przebieg mocy czynnej i biernej badanego napędu maszyny wyciągowej

Wielkość załamania komutacyjnego sinusoidy napięcia zasilającego (a) wg obowiązujących obecnie zaleceń nie może przekraczać 20% amplitudy napięcia zasilającego 6kV. Jedynym sposobem utrzymania wielkości załamania komutacyjnego w dopuszczalnych granicach jest zapewnienie wymaganej mocy zwarciowej przez odpowiedni dobór głównych transformatorów 110/6 kV, co prowadzi często do konieczności przewymiarowania mocy tych transformatorów w stosunku do tradycyjnie szacowanego zapotrzebowania na moc [10].



Rys. 2. Przebieg współczynników odkształcenia napięcia zasilającego podczas pracy badanego napędu maszyny wyciągowej

Wielkość odkształcenia sinusoidy napięcia zasilającego w sieci 6kV wg obowiązujących obecnie zaleceń nie może przekroczyć 8%, natomiast wielkość wahań napięcia od udarów mocy biernej nie może przekroczyć 3%.
W przypadku braku możliwości zwiększenia mocy zwarciowej sieci jedynym sposobem ograniczenia negatywnego oddziaływania przekształtników tyrystorowych na sieć jest stosowanie układów kompensujących, a więc:

- filtrów wyższych harmonicznych prądu dla ograniczenia odkształcenia przebiegu napięcia zasilającego,
- kompensatorów mocy biernej dla ograniczenia wahań napięcia od udarów mocy biernej.

Stosowanie ww. układów kompensacyjnych równocześnie przyczynia się do poprawy średniego współczynnika mocy cos φ śr. napędu i całej sekcji zasilającej maszyny wyciągowe. Układy filtracyjno-kompensacyjne muszą być uwzględniane w ogólnej gospodarce mocą bierną zakładu.

3. Filtry Pasywne i kompensatory nadążne

Generowane przez przekształtniki tyrystorowe wyższe harmoniczne prądu wywołują na reaktancjach sieci spadki napięcia odkształcające składową podstawową napięcia (o częstotliwości 50 Hz).

Krajowe napędy przekształtnikowe maszyn wyciągowych są zwykle układami o 12-taktowym oddziaływaniu na sieć zasilającą, generującymi teoretycznie wyłącznie harmoniczne prądu rzędu 11, 13, 23, 25,… W praktyce występuje jednak całe widmo wyższych harmonicznych od k=2, a zwłaszcza 5-ta i 7-ma harmoniczna.

Z tego względu dla obniżenia poziomu odkształcenia sinusoidy napięcia stosuje się zespoły filtrów 5, 7, 11 i 13-ej harmonicznej. (W zachodniej literaturze zagranicznej można często spotkać również filtr 3-harmonicznej oraz filtr szerokopasmowy zamiast filtrów 11-harmonicznej i 13-harmonicznej).

Filtry wyższych harmonicznych prądu stanowią układy LC w układzie gwiazdowym przyłączone do sieci w pobliżu źródeł wyższych harmonicznych a równocześnie w punkcie o dużym zapotrzebowaniu na moc bierną. Układ rezonansowy LC filtra dostrojony do danej częstotliwości harmonicznej stanowi dla niej impedancję równą zeru, zawiera więc źródło danej harmonicznej i ogranicza odkształcenie sinusoidy napięcia zasilającego.

Rozwój sterowników programowalnych, jaki nastąpił w ostatnich latach pozwolił na bardziej wyszukane metody sterowania bateriami kondensatorów i wprowadzenie kompensatorów nadążnych pozwalających na stosunkowo szybkie dostosowywanie kompensacji pasywnej do zmieniających się warunków [5].

Nadążna kompensacja mocy biernej może być realizowana w układach:

- kompensacji bezpośredniej (kompensatory synchroniczne ze wzbudnicami tyrystorowymi, baterie kondensatorów załączane łącznikami tyrystorowymi),
- kompensacji pośredniej (zespół filtrów wyższych harmonicznych prądu o mocy biernej równej maksymalnemu zapotrzebowaniu oraz regulowany odbiornik mocy biernej indukcyjnej),
- kompensacji w układzie hybrydowym wykorzystującym zalety pośredniej i bezpośredniej kompensacji mocy biernej.

Urządzenia kompensacyjne produkowane przez przodujące firmy w Europie Zachodniej stanowią z reguły układy złożone, zapewniające kompleksową neutralizację negatywnego oddziaływania przekształtników tyrystorowych na sieć zasilającą, a więc zarówno filtrację wyższych harmonicznych prądu jak i szybką nadążną kompensację mocy biernej.

Firmy te produkują układy kompensacyjne mające zastosowanie przy kompensacji wolnozmiennych, symetrycznych przebiegów mocy biernej występujących dla przekształtnikowego zasilania napędów prądu stałego w górnictwie i hutnictwie, a także układy, mające zastosowanie przy kompensacji przebiegów szybkozmiennych, niesymetrycznych (np. dla pieców łukowych) [2].

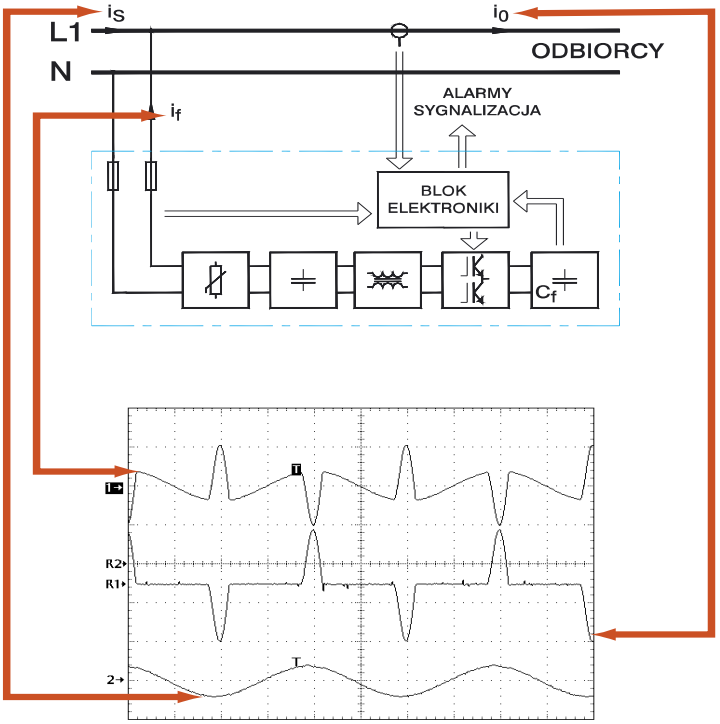
Kompensację nadążną mocy biernej przy użyciu kompensatorów synchronicznych ze wzbudnicami tyrystorowymi, stosuje się w przypadku możliwości wykorzystania do tego celu dużych silników synchronicznych napędzających urządzenia kopalniane (przetwornice układu Leonarda, wentylatory itp.). Jednak w przypadku braku możliwości wykorzystania istniejących silników budowa nowych maszyn synchronicznych przeznaczonych wyłącznie do kompensacji mocy biernej jest nieuzasadniona ekonomicznie. Układ Leonarda nie pozwala ponadto na tak dużą amplitudę zmian mocy biernej jak energoelektroniczny przekształtnik filtru aktywnego oraz nie kompensuje wyższych harmonicznych.

4. Filtry Aktywne

Pierwsze praktyczne aplikacje filtrów aktywnych powstały w połowie lat dziewięćdziesiątych ubiegłego wieku głównie w niskonapięciowych zastosowaniach militarnych a później jako element eliminacji harmonicznych w newralgicznych układach systemów zasilania gwarantowanego [13].

Znane są dwie topologie filtrów aktywnych filtry szeregowe i filtry równoległe. Jakkolwiek z punktu widzenia sterowania nie ma w zasadzie większych różnic pomiędzy typami filtrów tym niemniej pełnią one różną rolę. Filtry szeregowe służą do korekty harmonicznych napięcia. Ze względu na charakter niniejszego opracowania filtry te nie będą omawiane [8].

Zasadę działania filtru równoległego ilustruje schemat blokowy przedstawiony na rys. 3. Na schemacie są wyróżnione: bezpieczniki wejściowe, układ ochrony przepięciowej, pasywny filtr LC, falownik tranzystorowy (IGBT), bateria kondensatorów Cf włączona w obwodzie napięcia stałego oraz blok sterowania. Blok sterowania na podstawie porównania prądu odbiorników z wzorcową sinusoidą określa kształt prądu generowanego przez falownik. Prąd ten po dodaniu do prądu odbiornika powoduje, że prąd sieci ma przebieg sinusoidalny. Praca filtru aktywnego jest możliwa dzięki dwukierunkowemu przepływowi energii w układzie falownik – kondensator Cf.



Rys. 3. Schemat blokowy filtru i przebiegi prądów w układzie

Filtry aktywne mogą kompensować zarówno harmoniczne jak również moc bierną przesunięcia.

Filtry aktywne w aplikacjach eliminują cały szereg wad filtrów pasywnych zapewniając szybką odpowiedź na zmiany impulsowe (rzędu kilku ms), brak występowania przepięć komutacyjnych typowych dla filtrów pasywnych lub załączanych łącznikami tyrystorowymi baterii kondensatorów, stosunkowo małe rozmiary itd. Filtry aktywne nie są pozbawione również wad, wśród których trzeba wymienić przede wszystkim cenę, która będzie co najmniej 2 razy wyższa niż zastosowanie filtru pasywnego o podobnej mocy kompensacji [17].

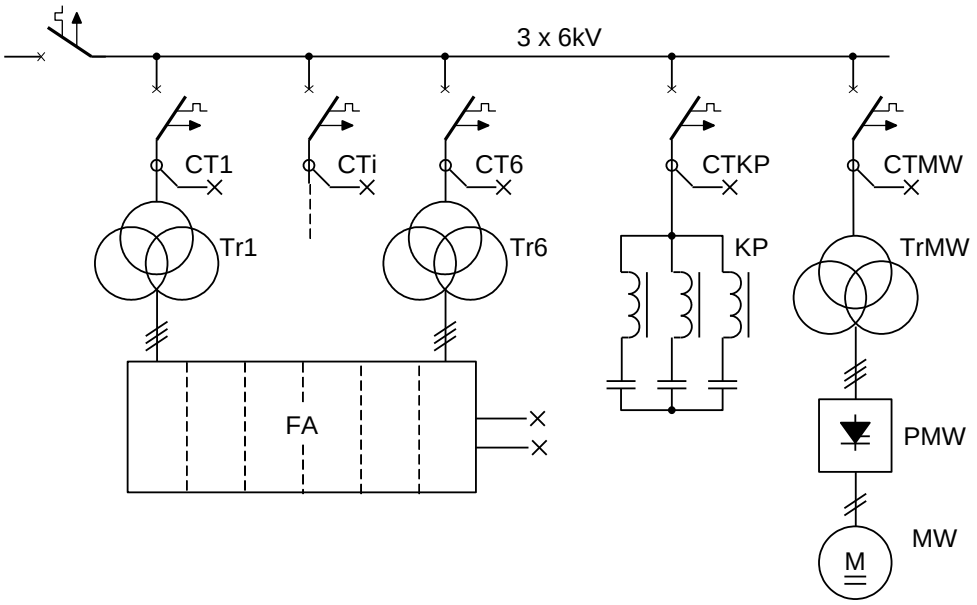
Filtr aktywny ponadto może wygenerować (a zatem skompensować) dowolnie zadany prąd, niezależnie od zniekształceń napięcia, co jest jego zaletą w porównaniu z właściwościami filtrów pasywnych. Przez filtr pasywny LC danej harmonicznej płynie prąd wymuszany przez spadek napięcia na impedancji wewnętrznej sieci, zatem filtr pasywny LC kompensuje wszystkie odbiorniki, które zniekształcają napięcie (dla danej harmonicznej). Prowadzi to do takiego stanu, że prąd filtru pasywnego może być dużo większy od harmonicznej prądu odbiornika, który chcemy kompensować, co z kolei utrudnia dobór filtru LC i wymaga jego wyłączania przy małym obciążeniu pobieranym przez kompensowany odbiornik. Oczywiście problem ten nie występuje w układach z kompensacją wszystkich odbiorników zasilanych z wydzielonego transformatora [1,15].

Pewnym „optymalnym” rozwiązaniem z punktu widzenia kosztów aplikacji wydaje się być stosowanie układów hybrydowych, w których część pasywna filtru odpowiedzialna jest za współczynnik mocy część aktywna zaś za kompensację wyższych harmonicznych [4,16].

5. Filtr Aktywny i kompensator nadążny w układzie maszyny wyciągowej

Poniżej przedstawiona aplikacja układu hybrydowego wydaje się optymalna pod względem zarówno funkcjonalnym jak i kosztowym. Przedstawiony układ powstał jako zastosowanie do maszyn wyciągowych prądu stałego. Konfiguracja została dobrana na podstawie pomiarów zasilania maszyn wyciągowych [8,11].

W przedstawionej opcji, układ eliminacji wyższych harmonicznych generowanych przez maszyny wyciągowe, składa się z filtru aktywnego o mocy 0,5 Mvar dla kompensacji wyższych harmonicznych oraz układu kompensatora hybrydowego (pasywnego plus aktywnego) o mocy 2,2 Mvar do dynamicznej korekcji współczynnika mocy.



Rys. 4. Schemat koncepcji hybrydowego kompensatora mocy biernej i wyższych harmonicznych w układzie zasilania maszyny wyciągowej

Urządzenia dobrane są na podstawie przeprowadzonych pomiarów, zapewniających optymalną pracę układu. Zapewniony współczynnik mocy całego układu jest utrzymywany powyżej 0,96. Układ sterowania filtru pasywnego oparty jest na sterowaniu mikroprocesorowym. Ponieważ korektę współczynnika mocy przejmował będzie kompensator aktywny, człony filtra pasywnego w normalnym stanie pracy pozostają załączone. Urządzenia przystosowane są do pracy ciągłej.

Przedstawiona wyżej koncepcja posiada następujące zalety:

- wykorzystanie elementów istniejącej infrastruktury zasilania maszyny wyciągowej,
- redundancja w strukturze kompensatora hybrydowego– w przypadku awarii któregoś z modułów mogą pogorszyć się parametry pracy układu, ale nie będzie to miało istotnego wpływu na pracę maszyny wyciągowej,
- praca w trybie on-line, zapewniająca ciągłą korekcję parametrów mocy odkształceń bez wykorzystywania stykowych elementów przełączających, co w przypadku tak dużych mocy ma duży wpływ na niezawodność zasilania.

6. Filtr Aktywny IC-SinVar

Filtr **IC-SinVar** jest urządzeniem obniżającym zawartość wyższych harmonicznych w prądzie pobieranym z sieci zasilającej przez odbiorniki nieliniowe oraz kompensacji biernej mocy przesunięcia o ile taka opcja jest uaktywniona. Urządzenie powinno być stosowane do kompensacji prądu pobieranego przez przekształtniki dużej mocy 3x400 V lub – przy współpracy z transformatorem SN/0,4kV – również z odbiornikami zasilanymi z sieci SN.

Zastosowanie filtru umożliwia:[17,18]:

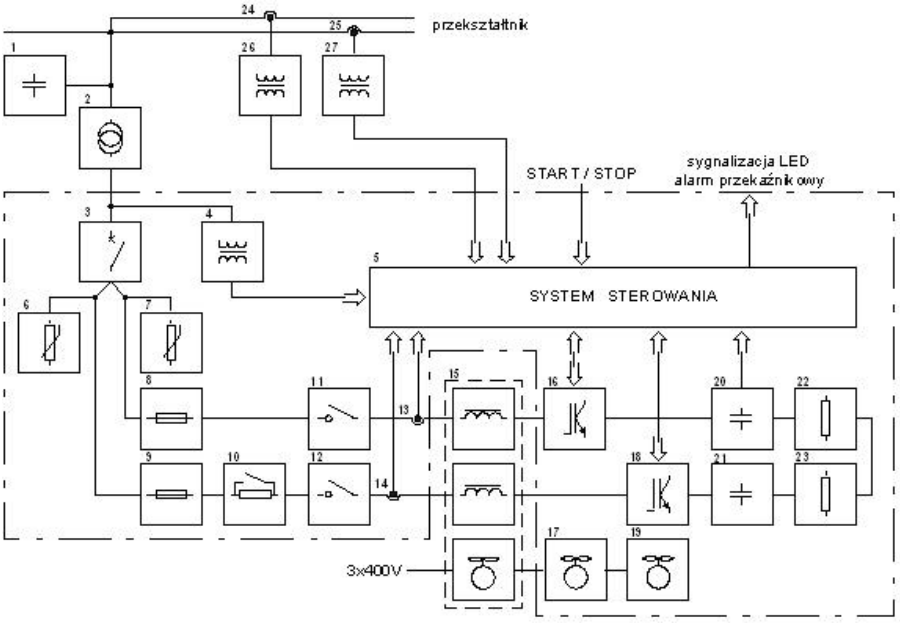
- zmniejszenie szczytowej wartości prądu pobieranego z sieci,
- zmniejszenie skutecznej wartości prądu pobieranego z sieci,
- zmniejszenie wartości prądu rozruchowego,
- zmniejszenie zawartości harmonicznych prądu pobieranego z sieci,
- poprawę współczynnika mocy.

Zasadę działania filtru ilustruje schemat blokowy przedstawiony na rys. 5.

Parametry techniczne Filtru AFWH-IC3-900

Tabela 1

Napięcie wejściowe	3 x 400-525-690 V
Zakres zmian napięcia wejściowego	±10%
Zakres zmian częstotliwości sieci	±5%
Wytrzymałość izolacji	2,5 kV / 60 s
Moc kompensacji (S_n)	do 900kVAr
Prąd kompensacji (rms)	990 A
Prąd kompensacji (max)	2480 A
Maksymalna stromość prądu kompensującego	1000 A / ms
Czas reakcji na skokową zmianę składowej biernej wyższych harmonicznych prądu obciążenia	0,5 ms
Czas reakcji na zmianę składowej czynnej prądu obciążenia	15 ms
Pomiar prądu obciążenia	przekładniki zewnętrzne
Sygnalizacja	3 x LED
	przekaźnik alarmowy
Chłodzenie	wymuszone
Zasilanie wentylatorów	3 x 400V



Rys. 5. Schemat blokowy AFWH-IC3-900

1 – Pojemnościowy filtr wejściowy

2 – Transformator wejściowy 6/05 kV (1000 kVA)

3 – Wyłącznik wejściowy

4 – Przekładnik napięciowy

5 – Mikroprocesorowy system sterowania

6 – Układ ochronników przeciwprzepięciowych

7 – Układ ochronników przeciwprzepięciowych

8 – Sekcyjny bezpiecznik wejściowy

9 – Sekcyjny bezpiecznik wejściowy

10 – Układ soft-start

11 – Sekcyjny stycznik wejściowy

12 – Sekcyjny stycznik wejściowy

13 – Czujnik pomiarowy prądu sekcji filtru

14 – Czujnik pomiarowy prądu sekcji filtru

15 – Zespół dławików indukcyjnych z wentylatorem

16 – Sekcja falownika tranzystorowego

17 – Wentylator falownika

18 – Sekcja falownika tranzystorowego

19 – Wentylator falownika

20 – Sekcja baterii kondensatorów

21 – Sekcja baterii kondensatorów

22 – Rezystor baterii kondensatorów

23 – Rezystor baterii kondensatorów

24 – Przekładnik prądowy sekcji prostownika podstacji

25 – Przekładnik prądowy sekcji prostownika podstacji

26 – Transformator separacyjny obwodu pomiaru prądu

27 – Transformator separacyjny obwodu pomiaru prądu

System sterowania (5) zapewnia takie sterowanie dwóch sekcji falownika (16, 18), że jest możliwy dwukierunkowy przepływ prądu w układzie falownik-kondensator (20, 21). W wyniku porównania przebiegu prądu odbiornika (przekładniki 24, 25) z wzorcową sinusoidą, system sterowania wypracowuje taki kształt prądu generowanego przez falownik, że suma obydwu prądów ma przebieg sinusoidalny. Rezultatem jest pobór z sieci energetycznej prądu o przebiegu sinusoidalnym, mimo zniekształceń wprowadzanych przez przekształtnik odbiornika. Transformatory separacyjne (26, 27) zapewniają dostosowanie sygnałów pomiarowych do poziomu wymaganego przez system sterowania. Za wyłącznikiem głównym (3) są umieszczone dwa układy (6, 7) ochronników, zabezpieczających urządzenie przed przepięciami od strony sieci energetycznej. Przekładnik napięciowy (4) dostarcza do systemu sterowania informacje o parametrach napięcia wejściowego. Obwody dwóch sekcji falownika są zabezpieczone bezpiecznikami (8, 9). Układ soft-startu (10) zapewnia ograniczenie prądu ładowania baterii kondensatorów po włączeniu filtru.

W obwodach sekcji falownika są umieszczone styczniki wejściowe (11, 12), umożliwiające włączanie i wyłączanie urządzenia, oraz odłączenie filtru w przypadku niesprawności systemu wymuszonego chłodzenia.

Zespół dławików indukcyjnych (15) zapewnia wymagane ograniczenie prądu falownika oraz uzyskanie odpowiedniej stromości prądu kompensacji.

Zestaw baterii kondensatorów (20, 21) umożliwia gromadzenie odpowiedniej energii dla właściwej pracy filtru. Rezystory (22, 23) zapewniają rozładowanie baterii kondensatorów po wyłączeniu urządzenia.

System sterowania generuje sygnały optyczne (diody LED) oraz alarmowy sygnał przekaźnikowy, informujący o awaryjnych stanach pracy urządzenia.

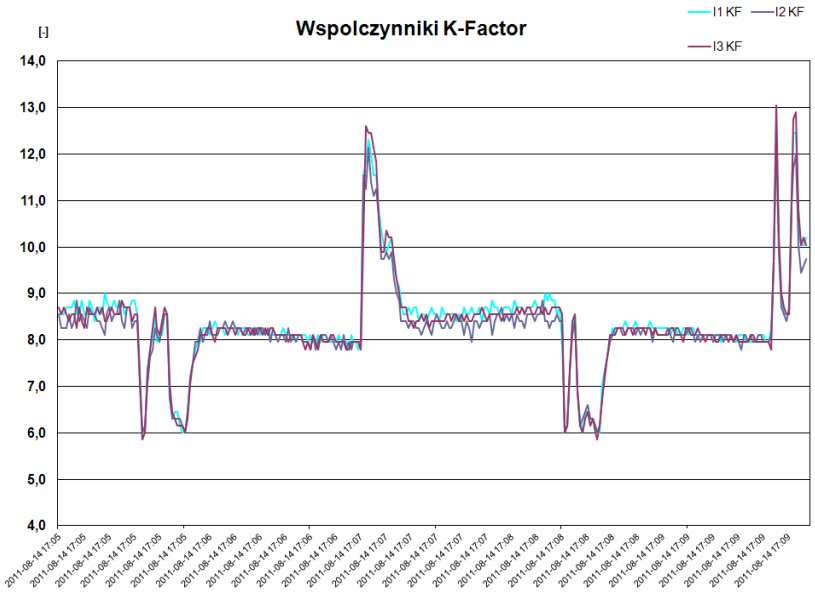
7. Wnioski końcowe

Nie można jednoznacznie stwierdzić, że zaprezentowane rozwiązanie jest optymalne w każdej sytuacji, gdyż do każdego problemu należy podchodzić indywidualnie. Tym niemniej przedstawiona koncepcja zasilania maszyn wyciągowych oparta jest na doświadczeniu aplikacyjnym i zainstalowaniu wielu filtrów aktywnych w różnych zastosowaniach przemysłowych o mocach rzędu kilku kVA do kilku Mva.

Zaprezentowana koncepcja hybrydowa filtru aktywnego z kompensatorem nadążnym mocy biernej posiada szereg zalet w stosunku do stosowanych przy maszynach wyciągowych kompensatorów i filtrów pasywnych:

- Przedstawiona topologia układu tworzy swoisty układ redundantny (niewielkie prawdopodobieństwo uszkodzenia członów hybrydy aktywnej i pasywnej, zwłaszcza że oba człony są złożone z kolejnych niezależnych urządzeń).
- Filtr aktywny tłumi stany nieustalone i przejściowe pochodzące od niejednoczesnego załączania tyrystorów napędu.
- Kompensator aktywny w układzie hybrydowym umożliwia ciągłą regulację mocy biernej przesunięcia przy uwzględnieniu mocy biernej pobieranej przez człon pasywny.
- Przedstawione rozwiązanie jest ok. 1,5 do 2 razy droższe od stosowanych filtrów pasywnych, lecz nieporównanie lepsze pod względem szybkości i dokładności działania oraz co bardzo ważne bezpieczeństwa pracy.

- Zwiększenie poniesionych nakładów powinno zwrócić się w okresie 3-7 lat (zmniejszenie liczby wyłączeń maszyn, zwiększenie żywotności układu, mniejsza awaryjność, obniżenie strat w transformatorach WN/SN, silnikach itp.).
- Wysoka dynamika układu oraz utrzymywanie wysokiego poziomu współczynnika mocy (ok. 0,96) ograniczy znacząco zużycie mocy biernej i kosztów z tym związanych.
- Zaprezentowane rozwiązanie jest tańsze dwukrotnie niż oparte wyłącznie na filtrze aktywnym.



Rys. 6. Współczynniki K-factor ilustrujące straty w transformatorze 110/6 kV zasilającym maszynę wyciągową przed zastosowaniem sytemu kompensatorów i filtrów

Podobne rozwiązanie techniczne można stosować z filtrami o zbliżonej topologii na średnim napięciu [14]. Wystąpi wówczas konieczność włączenia filtra przez transformator ŚN/NN i związane z tym dodatkowe koszty. Ważną rzeczą jest bowiem wybór rozwiązania optymalnego z punktu widzenia inżynierskiego jak i ekonomicznego.

Literatura

1. Baranecki A., Płatek T., Niewiadomski M.: Harmoniczne prądu – zagrożenia, metody kompensacji, VII Sem. Automatyka Elektroenergetyczna, Wisła 2002.
2. Biernacik T., Nowoczesny system kompensacji mocy biernej i redukcji flickera. ElektroInfo, 08 2005.
3. Biernacik T., Oddziaływanie parametrów jakościowych energii elektrycznej na pracę inteligentnych instalacji. Gdańskie Dni Elektryki 11 2005.
4. Biernacik T.: Poprawa jakości energii elektrycznej oraz zmniejszenie kosztów jej zużycia poprzez optymalne sterowanie kompensatorami mocy biernej i filtrami wyższych harmonicznych za pomocą systemu nadzoru IC-View Wiadomości Elektrotechniczne. 2015, nr 5.

5. Biernacik T., Układ kompensacji mocy biernej filtracji wyższych harmonicznych. Elektro-Info 12 2005.
6. Biernacik T., Optymalizacja kosztów energii elektrycznej. Elektro-Info, 11 2006.
7. Biernacik T., Jakość a straty energii elektrycznej. Elektrosystemy, 11 2006
8. Biernacik T., Kompensacja mocy biernej w środowisku napięć odkształconych. Elektrosystemy, 12 2009
9. Biernacik T., Skliński R.: Pasywne filtry wyższych harmonicznych - wybrane metody projektowania Wiadomości Elektrotechniczne. 2013, nr 5.
10. Hanzelka Z., Pirog S., Symmetrical follow-up reactive current compensator. Materiały konferencji APEC '93 San Diego.
11. Kowal L., Łaszcz J.: „Oddziaływanie napędów przekształtnikowych na sieć zasilającą i wpływ rodzaju napędu maszyn wyciągowych na prawidłową gospodarkę elektroenergetyczną zakładów górniczych"–materiały konferencji SEP, Gliwice – Bytom 1979.
12. Łaszcz J., Majecki J.: „Oddziaływanie napędów przekształtnikowych na sieć zasilającą" – praca studialna nr 11506, BPG Gliwice.
13. Majecki J.: „Statyczne układy kompensacyjne. Założenia techniczno-ekonomiczne" – praca studialna nr 81-2545 Gliwice.
14. Majecki J., Zarudzki M.: „Opracowanie uproszczonej metody określania poboru mocy czynnej i biernej oraz generowania wyższych harmonicznych w napędach przekształtnikowych z silnikami serii P.W." proj.. 28217 BPG Gliwice.
15. Platek T., Niewiadomski M., Supronowicz H.: Control system for a single-phase active filter used for power factor improvement. Archives of Electrical Engineering Vol.XLVI No 1, pp.23-34.
16. Płatek T., Niewiadomski M., Baranecki A., - Filtry Aktywne ze sterowaniem DSP, 6th International Conference „Modern Electric Traction in Integrated XXIst Ceuntry Europe", MET 2003, Warszawa.
17. Płatek T., Harmoniczne prądu kondensatora w obwodzie DC trzyprzewodowego trójfazowego filtru aktywnego. PE 2007 (w publikacji)
18. Płatek T., Majecki J., Baranecki A., Biernacik T., Filtr Aktywny jako kompensator negatywnego oddziaływania na sieć zasilającą. WE 01 2008.
19. Płatek T., Biernacik T., Baranecki A., Filtr Aktywny jako kompensator negatywnego oddziaływania nieliniowych odbiorników dużej mocy na sieć zasilającą. ElektroInfo 01-02 2009.
20. Skliński R., Biernacik T.: Kompensacja mocy biernej w obiektach odnawialnych źródeł energii, w wybranym Zespole Elektrowni Wodnych. XI Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Energia w nauce i technice" Wydz. Zarządzania P.B. Kleosin 26-27 czerwca 2014 r.
21. Strzelecki R., Supronowicz H., Filtracja harmonicznych w sieciach zasilających prądu przemiennego. Wydawnictwo Adam Marszałek, Toruń.

ROZDZIAŁ III

Nowoczesne układy typu smart sterowania i diagnostyki maszyn wyciągowych

Zygmunt Szymański – Politechnika Śląska

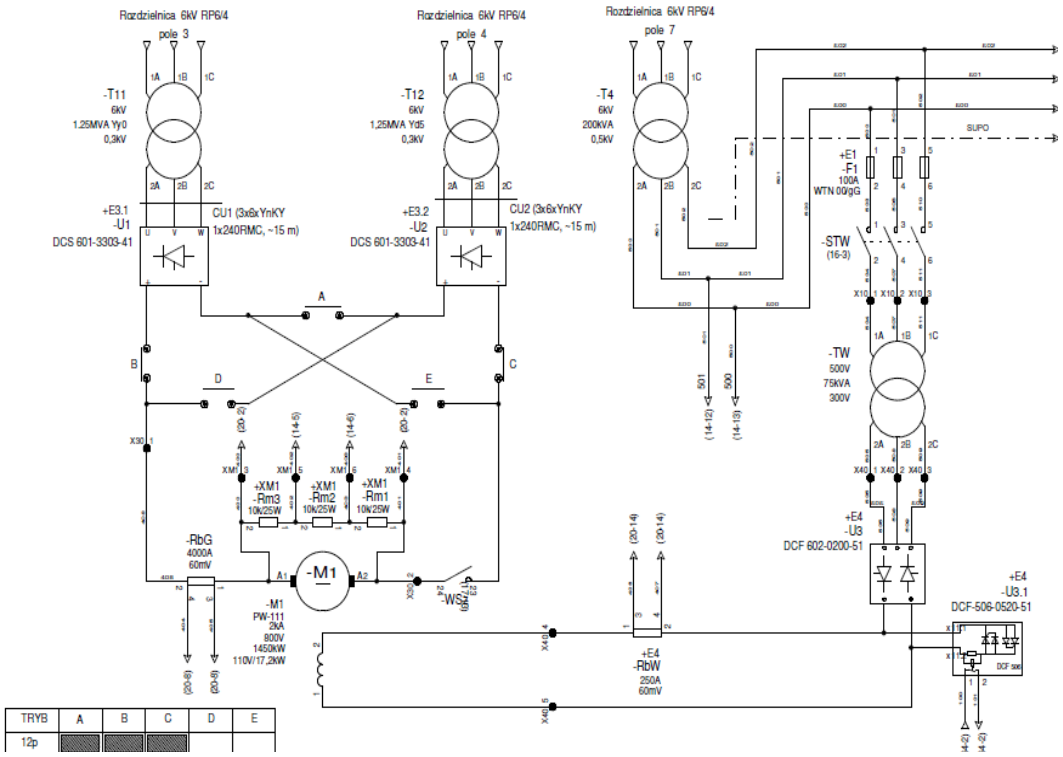
1. Wprowadzenie

Eksploatacja maszyn transportu poziomego i pionowego stosowanych w podziemnych zakładach górniczych wymaga spełnienia warunków: energooszczędności, niezawodności oraz bezpieczeństwa pracy. W napędach górniczych wyciągów szybowych wyraźną poprawę wskaźników energetycznych i ekonomicznych uzyskuje się przez: wprowadzenie: hybrydowych układów napędowych, zastosowanie nowoczesnych zasilaczy przekształtnikowych, sterowanie optymalne typu smart pracą maszyny wyciągowej, zastosowanie nowoczesnych metod monitorowania oraz predykcyjnych badań diagnostycznych do oceny stanu technicznego maszyn wyciągowych. Układy sterowania zasilaczy przekształtnikowych są sterowane z komputerów przemysłowych, i wyposażone w różne rodzaje inteligentne czujniki i przetworniki pomiarowe, w tym cyfrowe regulatorów jazdy [4, 5, 6]. W zależności od stopnia automatyzacji pracy maszyny wyciągowej stosowane są różne systemy sterowania: sterowanie dyskretne, sterowanie rozmyte oraz systemy smart [4].

Zastosowanie techniki cyfrowej zapewnia automatyczne lub półautomatyczne, sterowanie pracą maszyny wyciągowej w czasie rzeczywistym, przy bieżącej kontroli parametrów eksploatacyjnych. Nadrzędne sieci komputerowe zapewniają monitoring oraz diagnostykę pracy maszyny wyciągowej, co umożliwia wcześniejsze wykrywanie stanów awaryjnych i zwiększa bezpieczeństwo pracy. W artykule zamieszczono przegląd rozwiązań konstrukcyjnych wybranych wariantów napędów maszyn wyciągowych: hybrydowych oraz zintegrowanych, z silnikami DC i AC. Opisano metody predykcyjnego sterowania typu smart maszyn transportu pionowego oraz pewne możliwości monitoringu oraz diagnostyki on line stanu technicznego wybranych modułów zasilania, układu napędowego, części mechanicznej oraz układu kinematycznego maszyn wyciągowych skipowych oraz klatkowych. Zamieszczono także wybrane algorytmy sterowania typu smart, modele symulacyjne maszyny wyciągowej oraz wyniki obliczeń wybraków stanów pracy maszyny dla realizowanych cykli transportowych. W programie przeanalizowano stany pracy awaryjnej, oraz uzależniono możliwości realizacji cykli pracy od stanu technicznego maszyny.

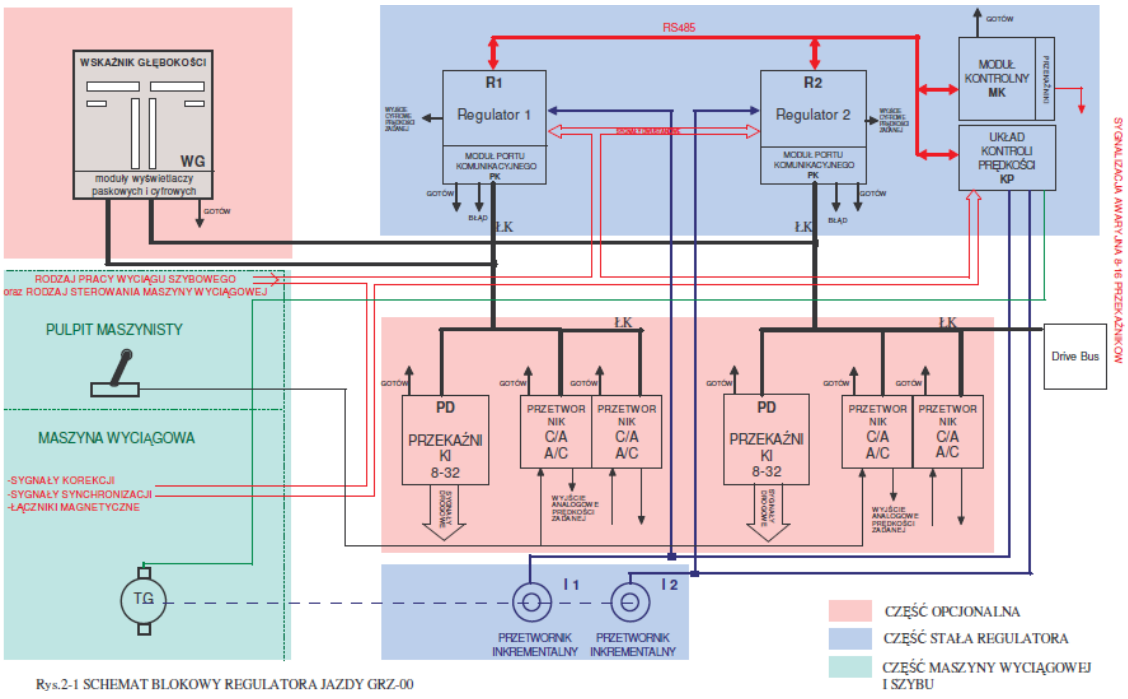
2. Nowoczesne układy zasilania maszyn wyciągowych

W polskich kopalniach stosowane są systemy eksploatacji oparte na wysokiej koncentracji wydobycia. Wymaga to stosowania wydajnych maszyn urabiających oraz niezawodnych systemów transportowych: transportu poziomego oraz transportu pionowego. Systemy transportu poziomego powinny pracować w sposób ciągły i zapewniać płynną odstawę urobku do stacji załadowczych na podszybiu lub bezpośrednio na powierzchnię. Systemy transportu pionowego (skipowe szyby wydobywcze, szyby zjazdowe) powinny być skoordynowane z dopływem urobku oraz ze zjazdami i wyjazdami załóg górniczych. Na głównych szybach wydobywczych stosowane są przeważnie maszyny wyciągowe napędzane silnikami obcowzbudnymi prądu stałego, zasilanymi z układów zasilaczy prostownikowych [7, 8, 9]. Moce znamionowe silników napędowych osiągają poziom: (1000-6000) kW [8]. Maszyny wyciągowe są zasilane napięciem znamionowym 6kV, przy mocach zwarciowych poniżej 300 MVA. [5,6]. Konsekwencją takiego sposobu zasilania są duże spadki napięć w sieciach zasilających maszyny wyciągowe. Schemat układu zasilania maszyny wyciągowej z zasilacza przekształtnikowego przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat układu zasilania maszyny wyciągowej z zasilacza przekształtnikowego [7, 9]

Sterowanie pracą maszyny wyciągowej zapewniające realizację określonych zadań transportu przy założonych czasach przejazdów i z jazdą ekonomiczną, sprowadza się do wyznaczenia zmian momentu elektromagnetycznego w funkcji drogi lub czasu cyklu oraz prędkości jazdy i przyspieszenia w funkcji drogi lub czasu trwania cyklu. Wielkości te nie powinny odbiegać od wartości zadanych, a straty energii występujące przy likwidacji odchyłek powinny być minimalne. Cykl pracy maszyny wyciągowej zawiera okresy rozruchu, jazdy z prędkością ustaloną oraz hamowania zarówno elektrycznego jak i mechanicznego. Zmiany czasowe wielkości decyzyjnych: moment napędowy, długość trasy, prędkość jazdy, ciężar urobku, dają możliwość realizacji jazdy energooszczędnej przy zastosowaniu metod systemów ekspertowych oraz sterowania nadążnego silników napędowych maszyny. Sterowanie to zrealizowano wykorzystując cyfrowe regulatory jazdy zbudowane w oparciu o komputery przemysłowe. Na rys. 2 przedstawiono schemat blokowy cyfrowego regulatora GRZ-00. Regulator GRZ-00 umożliwia sterowanie pracą maszyny, realizację zadań transportowych oraz oddziałuje na systemy hamulców elektropneumatycznych lub elektrohydraulicznych [5, 6].



Rys.2-1 SCHEMAT BLOKOWY REGULATORA JAZDY GRZ-00

Rys. 2. Schemat blokowy regulatora jazdy GRZ-00 [9]

Alternatywnym rozwiązaniem jest zastosowanie sterowania suboptymalnego maszyny wyciągowej. Jest to sterowanie wielopoziomowe, multikryterialne, wielkości regulacyjnych. Sterowanie suboptymalne umożliwia realizację adaptacyjną złożonych algorytmów sterowania, z uwzględnieniem zjawisk wyprzedzających ich wystąpienie. Jest to więc sterowanie predykcyjne zapewniające optymalne sterowanie pracą napędu maszyny wyciągowej przy założonych funkcjach celu oraz multikryteriach, determinujących właściwą pracę maszyny zgodnie z realizowanym procesem technicznym. Sterowania predykcyjne: MPC (model predictive control) lub RHC (receding horizon control) są metodami sterowania dynamicznych układów nieliniowych, polegających na cyklicznym rozwiązywaniu odpowiednio sformułowanych zadań sterowania optymalnego (ZSO). Początkowa część rozwiązania (funkcje sterujące) jest podawana na wejścia obiektu regulacji, następnie rozwiązuje się układy równań różniczkowych, opisujących model dynamiczny obiektu, uzyskane wyniki obliczeń porównuje się ze stanem rzeczywistym, następnie całą procedurę powtarza się dla nowego założonego stanu pracy obiektu. Model matematyczny sterowania predykcyjnego opisuje układ równań (1):

$$\dot{x}(t) = f\left[x(t), u(t)\right] \quad x(t) \in X \subset R^n$$
$$u(t) \in R \in U \quad u_{\min} \le u \le u_{i\max} \tag{1}$$
$$u_{\min} < 0, \quad u_{i\max} \ge 0$$

gdzie:

x(t), u(t) – funkcje sterowania obiektu,

f(x, u) – funkcje realizujące algorytmy sterowania optymalnego

Prawa strona równania (1) musi spełniać warunek Lipschitza: f(0, 0) = 0. Wskaźnik jakości sterowania obiektu J można określić z relacji (2):

$$J_i(u^i, T_i, x(t_i)) = \int_{t_i}^{t_i+T_i} L(x^i, u^i)dt + q(x^i(t_i + T_i)) \tag{2}$$

gdzie:

L(x, u) – całkowita energia układu napędowego,

q(x) – energia jednostkowa i-tego elementu układu napędowego,

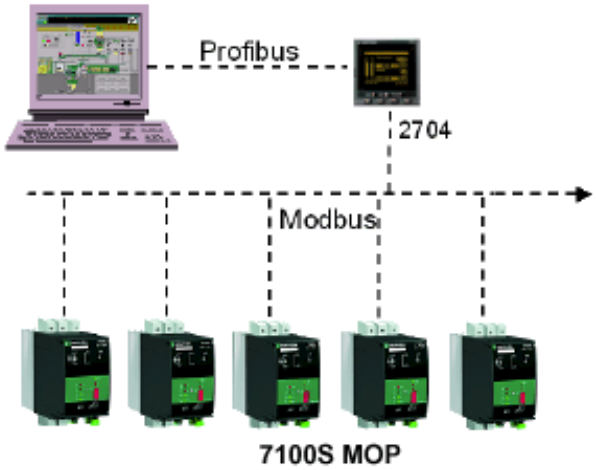
Parametry regulatora optymalnego opisanego zależnością: u=k(x), można wyznaczyć rozwiązując równania Hamiltona-Jacobiego-Bellmana [4,8]. Znalezienie optymalnego rozwiązania przy sterowaniu predykcyjnym jest przeważnie niemożliwe dla złożonych obiektów regulacji z układami nieliniowymi. Przy ustalonej strukturze układu sterowania poszukuje się metodami gradientowymi minimum wskaźnika jakości Q(p), przy czym p jest wektorem parametrów sterowania. Gradient wskaźnika jakości oblicza się stosując numeryczne całkowanie równań stanu i równań sprzężonych układu napędowego maszyny górniczej. Podczas realizacji obliczeń optymalizacyjnych generowane są procedury generacji i redukcji. Stosowane są różne sposoby generowania procedur: szpilkowa, jednowęzłowa, płaska oraz wielomianowa [2, 4]. Generacja szpilkowa polega na wstawieniu dodatkowego predykcyjnego pulsu do algorytmu sterowania, i szukaniu optymalnego rozwiązania. Generacja jednowęzłowa polega na wstawieniu nowego węzła do matrycy sterowania. Generacja płaska polega na wstawieniu ograniczeń: minimalnych i maksymalnych do procedur sterowania. Generacja wielomianowa powoduje zwiększenie o 2 stopień wielomianu (n+2) opisującego proces sterowania obiektu. Po procesie **generacja,** następuje zmiana struktury obwodu sterowania, oraz zmiana wymiaru przestrzeni decyzyjnej. Proces poszukiwania jest kontynuowany w nowej przestrzeni, do następnego procesu generacja**,** lub do spełnienia warunków koniecznych do uzyskania rozwiązania optymalnego. Procedury procesu **redukcja** polegają na usuwaniu ograniczeń technicznych realizacji założonych procedur. Maszynę wyciągową można traktować jako obiekt nieliniowy z więzami nieholonomicznymi, opisany układami równań różniczkowych nieliniowych [5, 6].

3. Sterowanie typu smart w podziemnych zakładach przemysłowych

Inteligentne systemy sterowania typu smart realizują następujące procedury i algorytmy sterujące w zakresie: diagnostyki, monitorowania, testowania, oraz sterowania układów przemysłowych. Procedury te umożliwiają realizację programów uruchamiania układu, opis i analizę stanu pracy, oraz realizację procedur decyzyjnych, bazujących na dostępnej bazie danych, przy predykcyjnym lub adaptacyjnym sposobie sterowania, realizując operacje typu smart. W większości systemów, proces sterowania może polegać na autonomicznej realizacji procedur bazujących na: sterowaniu w pętli zamkniętej, przy maksymalnej sprawności energetycznej, z możliwością tworzenia systemów sieci neuronowych.

W skład systemów typu **smart** wchodzą inteligentne czujniki i przetworniki pomiarowe: czujniki sygnału wejściowych (akustyczne, wizualne - kamery), elementy systemów transmisji sygnałów do jednostki sterującej, procesory centralne oraz procesory lokalne, podejmujące decyzje, i realizujące proces nauczania oparty o dostępną bazę danych i bazę wiedzy, komponenty transmitujące funkcje decyzyjne, algorytmy i programy sterujące oraz urządzenia wykonawcze, które realizują wymagane czynności. Systemy smart są stosowane przede wszystkim w urządzeniach mechatronicznych, w których następuje superpozycja procesów: elektrycznych, mechanicznych, optycznych i hydraulicznych. W systemach sterowania smart są stosowane różne rozwiązania układów sterowania o różnym stopniu „inteligencji” [9]. Systemy pierwszej generacji to systemy rozpoznawania obiektu, systemy monitoringu, oraz wielofunkcyjne manipulatory wykorzystywane na taśmach montażowych. Systemy drugiej generacji to inteligentne systemy stosowane w zakładach przemysłowych oraz systemy sieci przesyłowych, (inteligentne listwy montażowe, inteligentne szafy sterownicze, oraz sensorowe ekrany monitorów, inteligentne przetworniki pomiarowe), Systemy trzeciej generacji to systemy sterowania bezdotykowego (sterowanie gestem, sterowanie głosem lub wzrokiem, i najbardziej futurystyczne to sterowanie falami mózgowymi).
W systemach sterowania i transmisji bezprzewodowej stosowana jest aktywna technologia RFID, wykorzystującą: czujniki radiowe do sterowania w czasie rzeczywistym (fale mózgowe), sterowanie dwukierunkowe: wysyłanie i odbiór sygnałów, Systemy sterowania typu smart zastosowano m.in. w przekształtnikowych zasilaczach AC (falowniki), oraz zasilaczach DC (prostowniki), średniej oraz dużej mocy Zapewniają one sterowanie

sygnałem logicznym AC / DC, sygnałem analogowym (4-20) mA, sterowanie cyklami impulsowymi. niezawodną i bezzwłoczną diagnostykę i sygnalizację zmiany warunków obciążenia, stanów pracy elementów półprzewodnikowych . Systemy te sygnalizują zanik napięcia zasilającego, posiadają rozbudowany system zabezpieczeń i sygnalizacji alarmów, zapewniają komunikację cyfrową z protokołami Modlub lub Profibus. Układ może sygnalizować następujące alarmy**: GRF, DLF, PLF.** Alarm **GRF (GRoss Faults)** - wykrywa błędy i sygnalizuje. : zwarcie tyrystora, sumaryczny błąd obciążenia, przegrzanie bloku tyrystorów. Alarm **DLF (Diagnostic Load Failure)** - monitorowanie stanu pracy zasilacza, **Diagnostyka i wykrywanie stanu obciążenia** - funkcja PLF (partial load failure): automatyczne wykrywanie i dopasowanie parametrów funkcji PLF, diagnostyka stanu ustawień PLF i monitorowanego obwodu. Wszystkie alarmy są sygnalizowane na wyświetlaczu alfa numerycznym oraz przez diody sygnalizacyjne typu LED na panelu kontrolnym. Na rys. 3 przedstawiono przykładowy system sterowania smart w układach zasilaczy przekształtnikowych typu 7100S MOP. [9, 10].

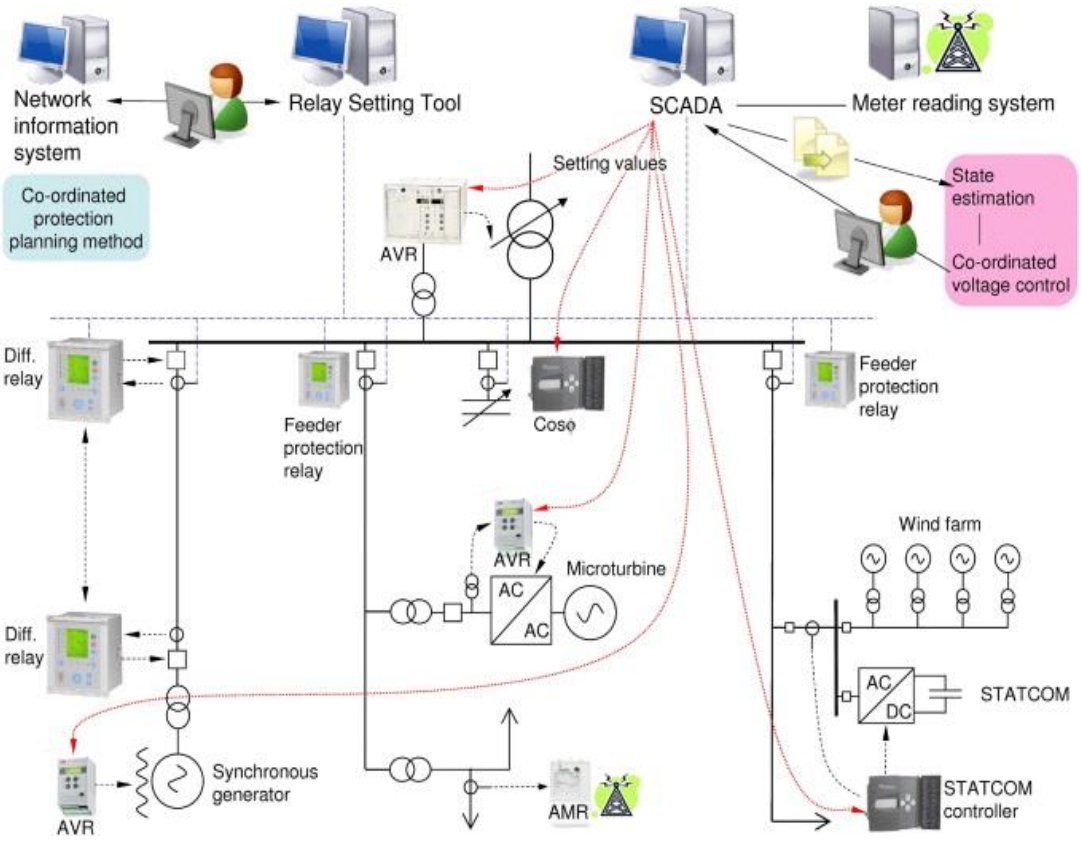


Rys. 3. System sterowania smart zasilaczy 7100S MOP

Głównym celem wprowadzenia zdalnego sterowania typu smart w układach systemu nadzoru maszyn transportu pionowego i poziomego była konieczność zapewnienia możliwie szybkiej reakcji na zmieniające się warunki pracy systemu zasilającego. Konieczność zmiany parametrów pracy różnych urządzeń wymusza zastosowanie lokalnego komputera, który uruchamia różne aplikacji oraz inteligentnie zestawia łącza telekomunikacyjne do wybranych urządzeń. Dodatkowo operacje te można wykonać zdalnie z pewnej odległości od obiektu. Nowa wersja koncentratora typu SMART wykazuje „inteligencję" zapewniającą diagnostykę stanu pracy oraz określenie poprawności działania całej grupy połączeń telekomunikacyjnych, wskazując ewentualne uszkodzenia. Dzięki implementacji standardu IEC 61850, układ automatycznie raportuje stan j pracy do systemu sterowania i nadzoru. Pozwala to na łatwą analizę uszkodzeń i dobór środków do usunięcia awarii. Widok wnętrza inteligentnej szafy sterującej typu smart przedstawiono na rys. 4. Na rys. 5 przedstawiono układ dynamicznego rozdziału energii z wykorzystaniem systemu smart oraz z regulacją mocy czynnej , biernej wykorzystując sterowniki typu Statcom dla systemu zasilania podziemnego zakładu górniczego. [9, 10].



Rys. 4. Widok wnętrza inteligentnej szafy sterującej typu smart [10]

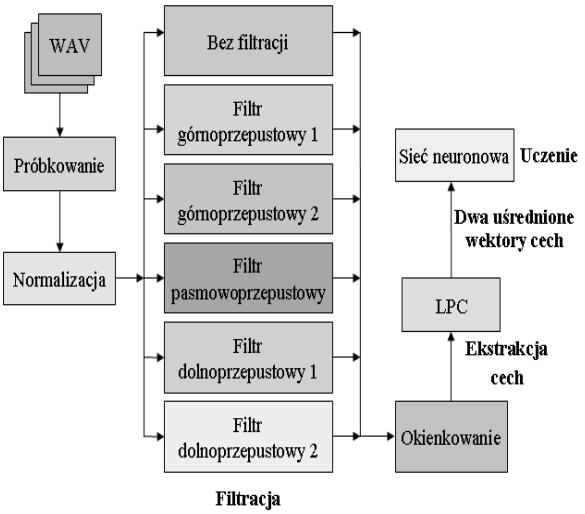


Rys. 5. Układ dynamicznego rozdziału energii w podziemnych zakładach górniczych [9, 10]

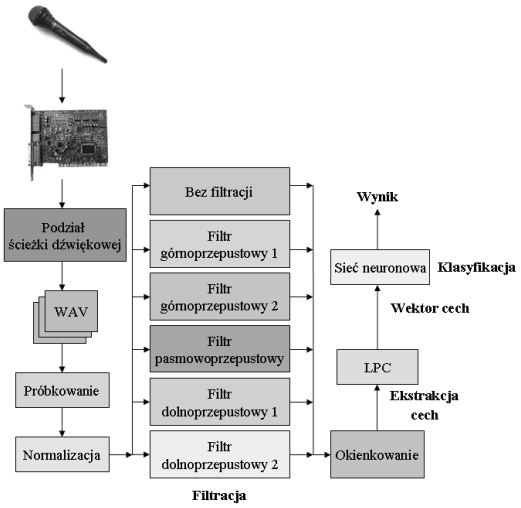
4. Diagnostyka układu napędowego górniczej maszyny wyciągowej

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 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 szczotkotrzymacza i komutatora, oraz mierząc rezystancje uzwojeń silnika, należy również ocenić stopień komutacji silnika oraz stan techniczny szczotek. Przy badaniach szczegółowych należy sprawdzić układ łożyskowy silnika oraz drgania i wibracje korpusu silnika. [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. Z obliczanych wartości współczynników predykcji, budowany jest **wektor cech**. Procesy uczenia i identyfikacji oparte na algorytmach przetwarzania danych przedstawiono na rys.(6, 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).



Rys. 6. Schemat blokowy procesu uczenia



Rys. 7. Schemat blokowy procesu identyfikacji

W maszynach wyciągowych należy szczególną uwagę zwracać na stan techniczny lin nośnych oraz wyrównawczych oraz stopień zużycia okładzin hamulcowych. Do badania stopnia zużycia lin wykorzystuje się przede wszystkim metody indukcyjne oraz ultradźwiękowe [8, 10]. Badania należy przeprowadzać przed każdą zmiana wydobywczą przeprowadzając jazdę rewizyjną maszyny. [7, 8, 9]. 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

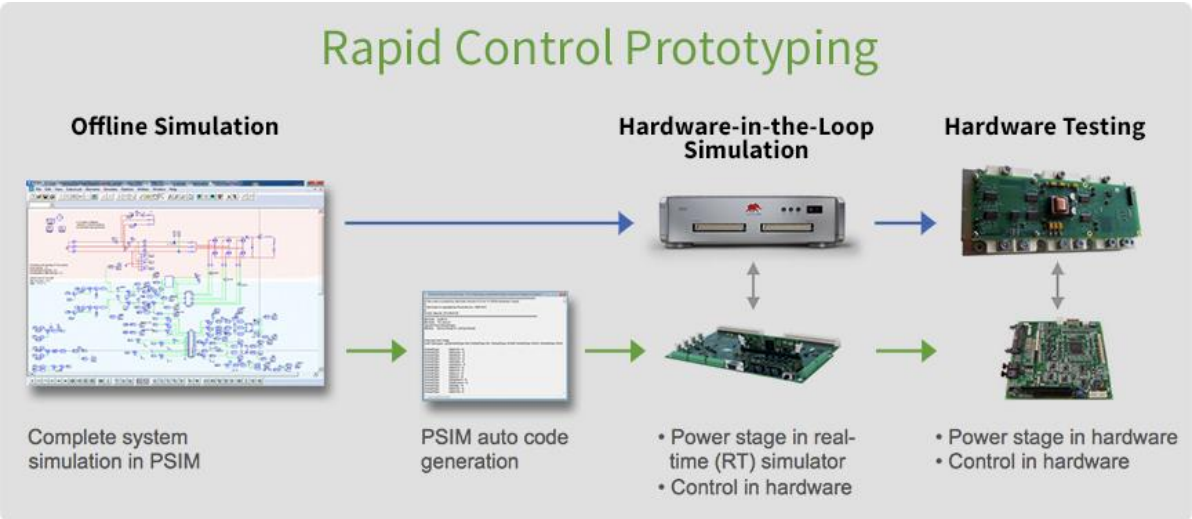
W każdej kopalni znajduje się kilka głównych szybów wydobywczych, którymi odbywa się transport urobku ze stacji przeładunkowych do zakładów przeróbki mechanicznej węgla. Są to przeważnie szyby skipowe pracujące w trybie pracy półautomatycznej lub automatycznej, przy nadzorze odpowiednio przeszkolonego maszynisty. Dla zapewnienia prawidłowej pracy układu skipowej maszyny wyciągowej, musi być ona wyposażona w odpowiednie układy sterowania praca 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 załadowanego do skipu. Do kontroli cyklu pracy maszyny wyciągowej wykorzystywane są analogowe lub cyfrowe regulatory jazdy

.

Wielkościami wejściowymi regulatora są: sygnał prędkości obrotowej wirnika silnika, prędkość liniowa naczynia, przyspieszenie oraz zryw skipu. Sterowanie odbywa się w funkcji położenia naczynia w szybie. Sygnałem proporcjonalnym do drogi pokonywanej przez skip, są sygnały generowane przez znaczniki magnetyczne na linie odczytywane przez czujniki położenia. Sygnały te są kontrolowane przez przetworniki magnetyczne umieszczone na odpowiednich poziomach w lutni szybowej. W części napędowej są umieszczone czujniki kontrolujące temperaturę układu łożyskowego maszyny, temperaturę okładzin hamulcowych, oraz ciśnienia w cylindrach hamulca manewrowego. W obwodach elektrycznych należy mierzyć wartości prądu wzbudzenia silnika, prądu twornika oraz temperaturę uzwojeń uzwojenia wzbudzenia, biegunów pomocniczych i uzwojenia kompensacyjnego. Większość maszyn wyciągowych jest napędzana silnikami wymagającymi chłodzenia obcego, dlatego należy mierzyć wielkość wydatku powietrza chłodzącego w układzie wentylacyjnym. Technika mikroprocesorowa umożliwia obecnie zwiększenie liczby czujników umieszczonych w maszynach transportowych (maszyna wyciągowa skipowa lub klatkowa), których funkcją jest informowanie o stanie zużycia lub o możliwości zaistnienia awarii napędów (silnik elektryczny, układ przeniesienia napędu, układ łożysk kół, lina nośna, zawiesie). Najczęściej wykorzystywane mogą być czujniki temperatury: przekładni, uzwojeń silnika, układu łożyskowego, okładzin hamulcowych, czujniki drgań korpusu i wału silnika, przetworniki elektryczne typu LEM prądu i napięcia silnika, czujniki stopnia zużycia okładzin ciernych hamulców oraz pęknięcia koła napędowego. W lutni szybowej powinny być zainstalowane czujniki: uszkodzenia liny, prędkości ruchu naczynia, określające ilość i jakość 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. Do oceny korozji, zużycia i pęknięć linek stalowych oraz zużycia okładzin hamulcowych należy zastosować metody magnetyczno - indukcyjne. [3, 8, 9].

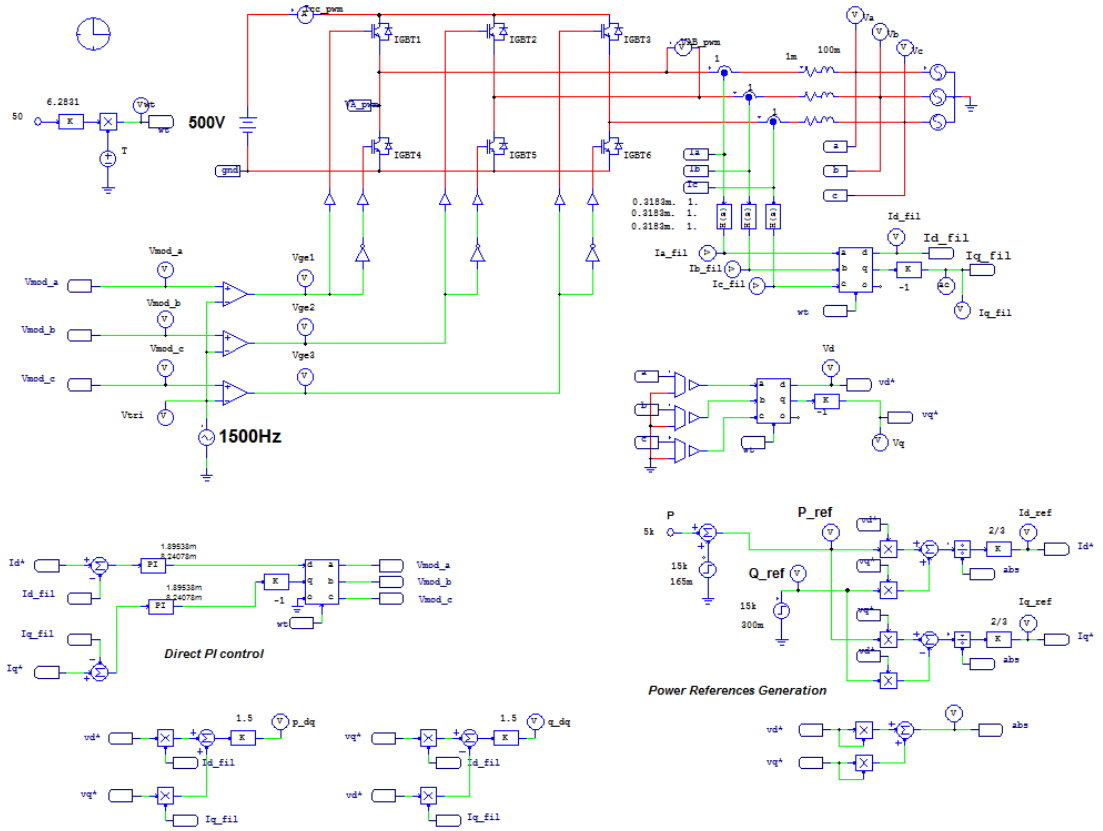
6. Mikroprocesorowy układ sterowania typu smart maszyny wyciągowej

Sterowanie pracą maszyny wyciągowej zapewniające realizację określonych zadań przewozowych przy założonych czasach przejazdów i z jazdą ekonomiczną, sprowadza się do wyznaczenia zmian momentu elektromagnetycznego w funkcji drogi lub czasu cyklu oraz prędkości jazdy i przyspieszenia w funkcji drogi lub czasu trwania cyklu.



Rys. 8. System komputerowy potrzebny do realizacji sterowania typu smart maszyny wyciągowej [9, 11]

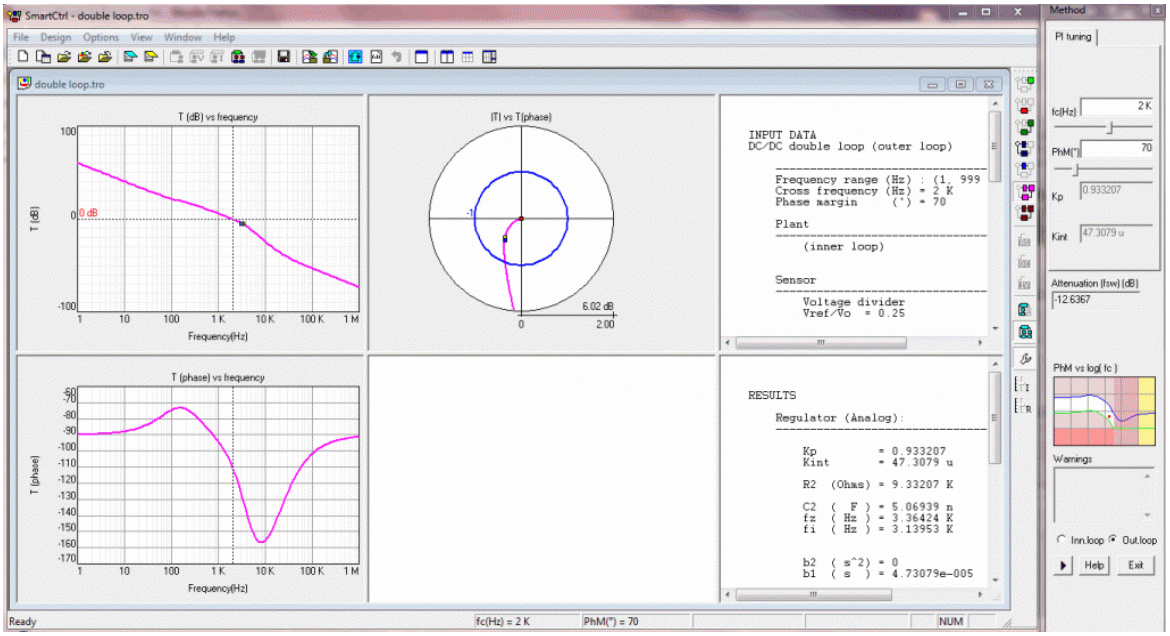
Wielkości te nie powinny odbiegać od wartości zadanych, a straty energii występujące przy likwidacji odchyłek powinny być minimalne. Cykl pracy maszyny wyciągowej zawiera okresy rozruchu, jazdy z prędkością ustaloną oraz hamowania zarówno elektrycznego jak i mechanicznego. Zmiany czasowe wielkości decyzyjnych: moment napędowy, długość trasy, prędkość jazdy, ciężar urobku, dają możliwość realizacji jazdy energooszczędnej przy zastosowaniu metod systemów ekspertowych oraz sterowania nadążnego silników napędowych maszyny. Na rys. 8 przedstawiono widok poglądowy systemu komputerowego potrzebnego do realizacji sterowania typu smart maszyny wyciągowej. [9]. Ze względu na złożoność procedur sterowania smart [9, 10], zastosowano algorytm sterowania predykcyjnego ze sterownikiem smart przy wykorzystaniu systemu sieci neuronowych II stopnia do wyznaczania wartości momentu elektromagnetycznego silnika napędowego maszyny. Schemat blokowy regulatora predykcyjnego typu smart zrealizowany z wykorzystaniem programu symulacyjnego PSIM 10, opartego na modelu obiektu przedstawiono na rys. 9.



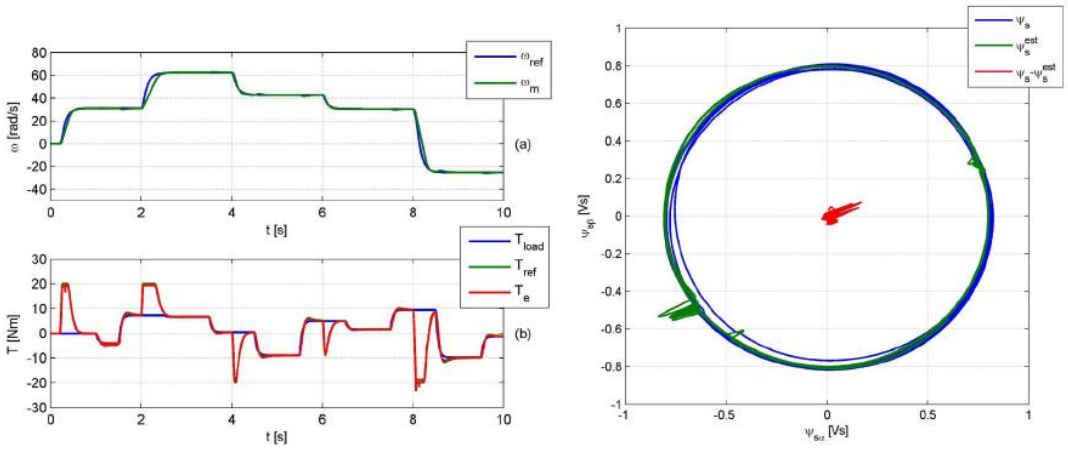
Rys. 9. Model symulacyjny układu sterowania typu smart maszyny wyciągowej [13]

Przy opracowaniu werbalnego opisu zmiennych wejściowych i rozmytych reguł wnioskowania wykorzystano bazę wiedzy i bazę danych sterowania pracą maszyn wyciągowych. Z uwzględnieniem awaryjnych oraz normalnych stanów pracy. Obecnie stosowane są różne wersje regulatorów adaptacyjnych oraz predykcyjnych opracowane na bazie sieci neurononowych: 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 aproksymacja liniową stanów dynamicznych oraz nieliniowa stanów statycznych. W pracy zaproponowano oryginalny opracowany przez Autora regulator typu smart bazujący na sterowaniu głosem lub sterowanie gestem. Regulatory te są na razie testowane w warunkach laboratoryjnych, a uzyskane wyniki są satysfakcjonujące..

Na rys. 10 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 rys.(10, 11). Wyniki obliczeń potwierdziły przydatność regulatorów ACN oraz regulatorów smart w układach sterowania maszyn wyciągowych.



Rys. 10. Wyniki obliczeń symulacyjnych modelu maszyny wyciągowej w programie PSIM 10 [13]



Rys. 11. Przebiegi czasowe zmian dynamicznych maszyny wyciągowej [9]

7. Podsumowanie

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 typu smart pozwala uwzględnić w procesie sterowania maszyny wyciągowej sytuacje niejednoznaczne,

w których trudno podjąć właściwą decyzję. Sterowanie smart 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.

Literatura

1. Dubois D., Guastavino C.,: Cognitive evaluation of sound quality: Bridging the gap bacoustic 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. Głowacz Z., Zdrojewski A., Analiza spektralna sygnałów silnika komutatorowego prądu stałego zasilanego ze źródła napięcia stałego, Przegląd Elektrotechniczny; 82 (2006) nr 11, 76–79.
4. Golden R. M.: Mathematical Methods for Neural Network analysis and Design, MIT Press, 1996.
5. Kowalski C.T.: Zastosowanie sztucznej inteligencji w diagnostyce silników indukcyjnych, Przegląd Elektrotechniczny; 82 (2006) nr 11, 53–58.
6. Pasko M., Walczak J.:.,Teoria Sygnałów, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2007.
7. Szklarski L, Zarudzki J.: Maszyny wyciągowe. PWN Warszawa. 2000.
8. Oleksy A., Szymański Z.: Nowoczesne metody sterowania i diagnostyki maszyn wyciągowych z wykorzystaniem metod sztucznej inteligencji. Materiały Konferencyjne Transport Szybowy 2009r, Szczyrk, wrzesień, 2009.
9 Szymański Z. Inteligentne, energooszczędne układy zasilania i sterowania górniczych maszyn wyciągowych z napędem zintegrowanym lub hybrydowym. Archiwum Górnictwa nr 65, Kraków, 2015.
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. Dokumentacja oprogramowania program PSIM 10.

System ciągłego monitorowania dynamicznych parametrów szybowych urządzeń wyciągowych

Система непрерывного контроля динамических параметров шахтных подъемных установок

Геннадий Д. Трифанов, Алексей Ю. Микрюков, Валерий Ю. Зверев – Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

Из исследований работы подъемных установок известно, что движение подъемного сосуда сопровождается колебаниями в продольном и поперечном направлении. Они характеризуются дополнительными ускорениями скипа по соответствующим осям и являются причиной динамических нагрузок, действующих на все оборудование подъемного комплекса. Вертикальные ускорения скипа увеличивают натяжение в канате, из-за чего прицепное устройство сосуда и барабан подъемной машины испытывают большие динамические нагрузки. Горизонтальные ускорения обуславливают ударное взаимодействие подъемного сосуда с проводниками, что так же приводит к увеличению динамических нагрузок в системе «подъемный сосуд – армировка».

С освоением в практике эксплуатации шахтных подъемных установок (ШПУ) современных систем контроля их работы определение фактических нагрузок, воздействующих на канат, подвесные устройства и другие элементы, качественно изменилось [1]. Современные шахтные подъемные установки в соответствии с требованиями правил безопасности оснащены регистраторами параметров, обеспечивающими измерение и регистрацию положения и скорости движения подъемных сосудов, тока подъёмных двигателей и давления в тормозной системе, определение, визуализацию и регистрацию причины включения предохранительного тормоза [2]. На рис. 1 приведены графики изменения основных параметров в окне программы просмотра архивов регистратора.

Для оценки нагрузок на оборудование используется система, непрерывно замеряющая ускорения скипа. Анализ результатов непрерывного контроля позволяет объективно оценить состояние электромеханического оборудования шахтных подъёмных установок и оперативно выявлять не только отклонения в режиме работы установки, но и причины их возникновения. Постоянный контроль (мониторинг) оборудования шахтных подъемных установок позволяет осуществлять проверку состояния технических устройств практически без влияния на технологический процесс (в межсменный период, период кратковременных плановых остановок, а в отдельных случаях и без них) [3].

Большое влияние динамические нагрузки оказывают на долговечность каната, снижая срок его службы. Опыт эксплуатации шахтных подъемных канатов свидетельствует [4], что абсолютное большинство их бракуется либо по результатам инструментального неразрушающего контроля, либо в канатно-испытательной станции, где проволоки каната испытываются на разрыв и перегиб. Современные дефектоскопы позволяют измерять площадь поперечного сечения металла каната и обнаруживать локальные дефекты проволок в канате.

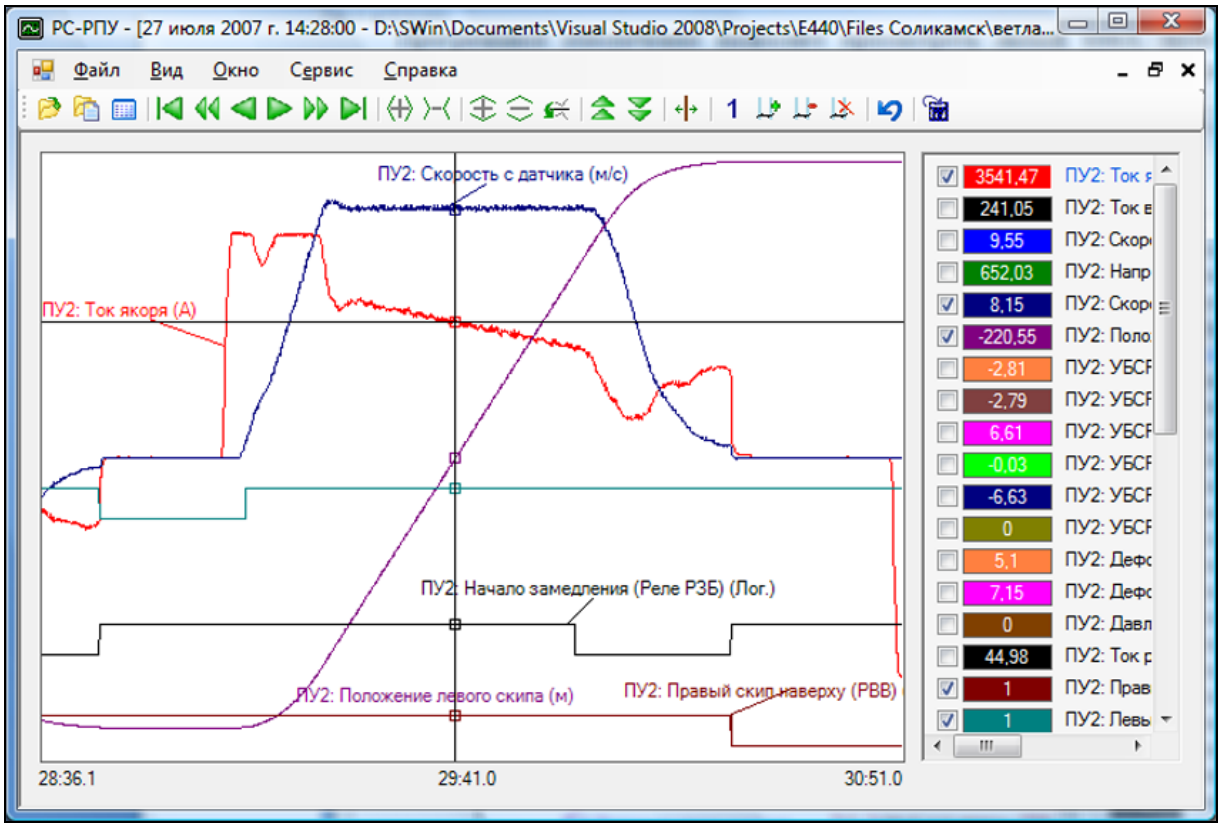


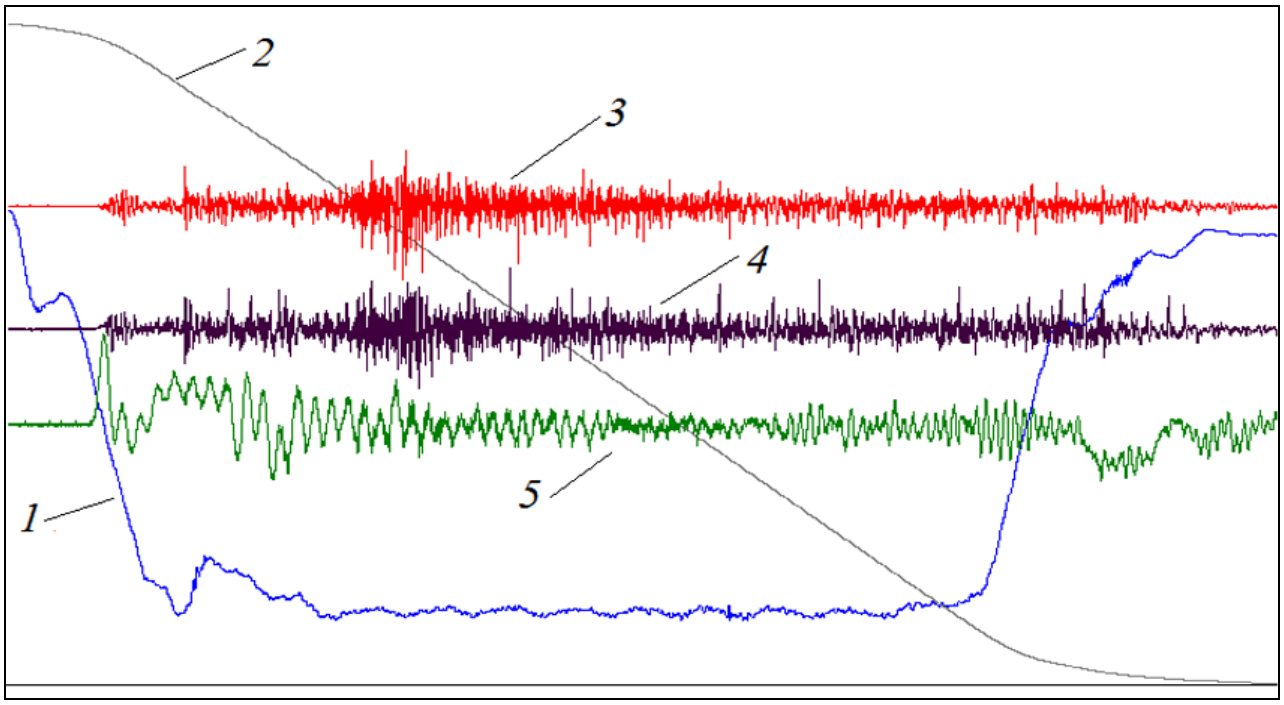
Рис. 1. Окно программы просмотра архивов регистратора параметров

Выявление дефектов органолептическим методом чаще всего происходит при осмотре канатов после инцидентов, сопровождающихся дополнительным нагружением канатов или их соударением с посторонними предметами.

Непрерывный контроль состояния подъемных канатов осуществляется регистраторами параметров путем расчета удлинения каната при загрузке скипов. Расчет производится по показаниям датчиков положения скипа в стволе и прихода скипа под загрузку. В основу этого метода контроля положены результаты исследований Я. Ханкуса [5], показавшего зависимость модуля упругости каната и его удлинения от состояния каната. В процессе эксплуатации каната происходит его постепенное удлинение. При увеличении интенсивности удлинения каната необходимо провести детальный визуальный контроль и внеплановую дефектоскопию каната.

Наиболее сложным для безопасной эксплуатации подъемных установок является контроль оборудования шахтного ствола. В настоящее время он в большинстве случаев осуществляется визуально, что требует значительных затрат времени и не гарантирует своевременного выявления дефектов.

Практикуемая в Украине периодическая динамическая диагностика системы «подъемный сосуд-армировка ствола» [6, 7] доказывает, что современные системы контроля обеспечивают четкое определение ускорений скипа в лобовой и боковой плоскостях, а также вертикальных ускорений скипа. На рис. 2 приведены графики этих ускорений, совмещенные с графиками положения скипа в стволе и скорости его движения. Полученная информация позволяет судить о состоянии армировки ствола.



1 – скорость подъемной машины; 2 – положение скипа в стволе; 3 – ускорения скипа в лобовой плоскости; 4 – ускорения скипа в боковой плоскости; 5 – вертикальные ускорения скипа

Рис. 2. График ускорений при спуске порожнего скипа

Для непрерывного контроля состояния системы «подъемный сосуд-армировка ствола» разработана система непрерывного контроля плавности движения скипов [8]. На рис. 3 приведена блок схема этой системы. Она включает в себя трехосевой датчик ускорения, блок обработки информации и антенну, установленные на скипе. Информация со скипа передается на приемник, установленный на копре, и далее поступает на панельный компьютер. На компьютере информация с датчиков обрабатывается, визуализируется и записывается в архив, который хранится 30 дней.

Результаты измерении ускорения скипа в трех направлениях: вертикальном, лобовым и боковым в горизонтальной плоскости привязаны к положению скипа в шахтном стволе. На рис. 4 показаны графики ускорений груженого скипа в лобовом и боковом направлениях на одном из участков ствола. На графиках четко видны пики ускорений подъемного сосуда, на участке с отметкой -229 м. Визуальным обследованием состояния проводников на этом участке установлены следы взаимодействия предохранительных башмаков с искривленным проводником. На другом участке ствола были зафиксированы удары скипа по стыку проводников.

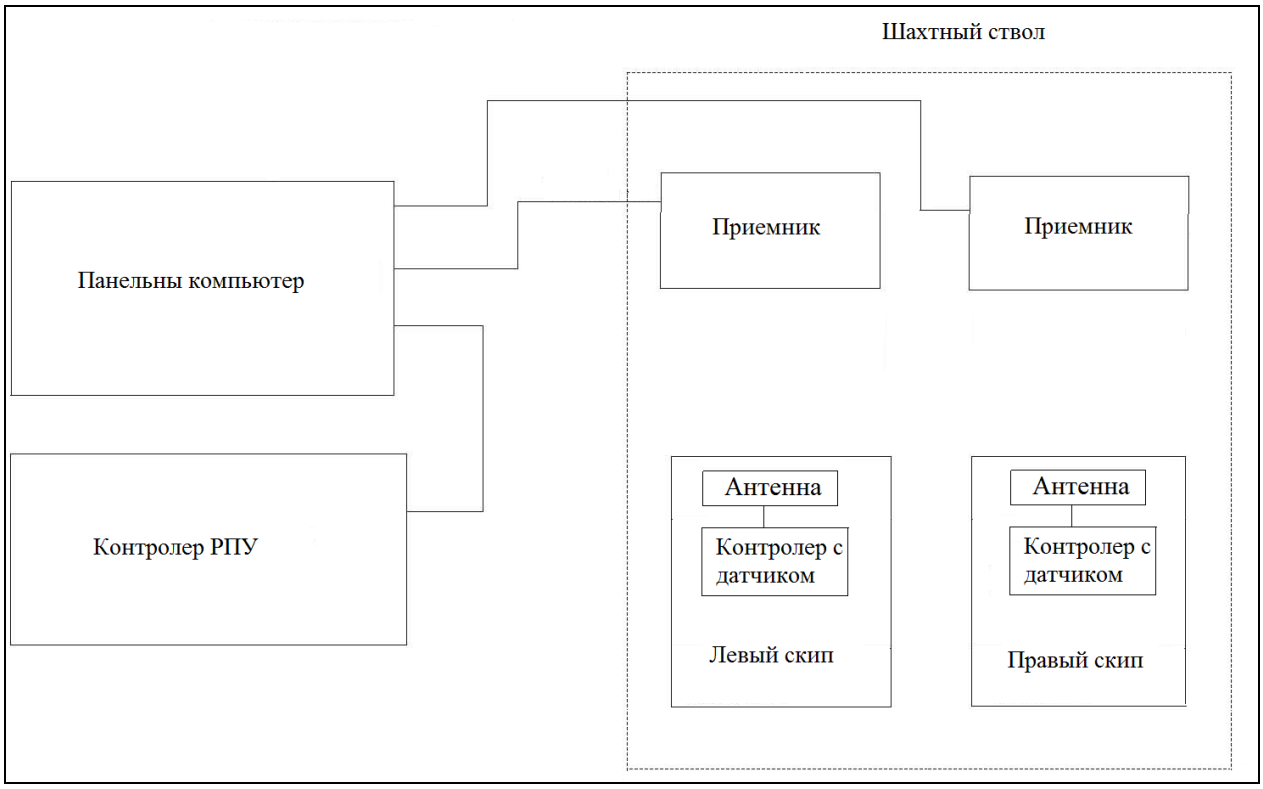


Рис. 3. Блок схема системы контроля плавности движения скипов

Промышленные испытания системы контроля плавности движения скипов показали что:

– система четко реагирует на дефекты стыков, на любое изменения профиля проводника;
– она обеспечивает объективный контроль и оценку состояния армировки шахтного ствола;
– результаты непрерывного контроля динамики движения подъемных сосудов, отображаются в диаграммах движения в режиме реального времени, записываются
в архив и могут быть рассмотрены в любое время.

Внедрение в практику эксплуатации шахтных подъёмных установок систем непрерывного контроля параметров подъемной установки [9], удлинения подъемных канатов и контроля плавности движения скипов позволяет получить объективную информацию о состоянии этого оборудования и увеличить периодичность визуального осмотра электромеханического оборудования шахтных подъемных машин и оборудования шахтных стволов.

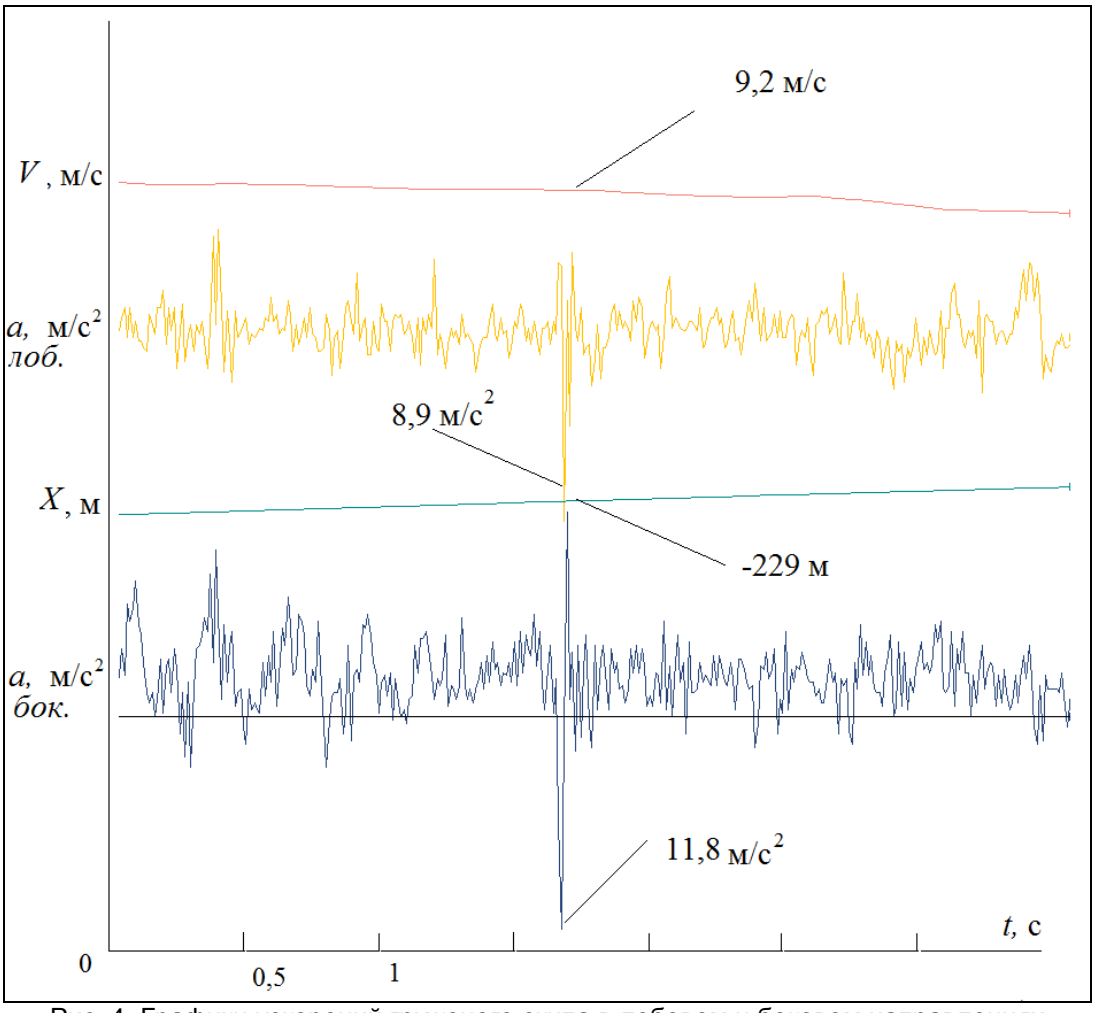


Рис. 4. Графики ускорений груженого скипа в лобовом и боковом направлениях

Таким образом, применение современных систем контроля параметров работы подъемной установки обеспечивает получение достаточного объема информации для оценки фактического режима работы оборудования и определения нагрузок на оборудование. Оценка полученных при проведении контроля результатов позволяет своевременно определить причины возникновения динамических нагрузок на канат. При их анализе, наладчики горного предприятия способны принять ряд мер по изменению режима работы подъемной установки, с целью уменьшения или устранения динамических нагрузок. Это увеличит долговечность оборудования, снизит затраты на эксплуатацию подъемного комплекса и повысит надежность его работы.

Список литературы

1. Механика шахтного подъема: монография. С.Р. Ильин, С.С. Ильина, В.И. Самуся; М-во образования и науки Украины; Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2014. 247 с. Режим доступа: http://gm.nmu.org.ua/ru/Naukovi%20publikazii/naukovi_publikazii.php

2. Трифанов, Г.Д. Повышение эффективности и безопасности эксплуатации шахтных подъёмных установок. Г.Д. Трифанов. Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 7. С. 49-51.

3. Хюзер, Р. Повышение производительности установки главного подъема AV7 путем увеличения полезной нагрузки восточного скипового отделения. Р. Хюзер. Глюкауф. 2004, Вып. №2 (3) С. 97.

4. Ciganek, J.: Stavebni likvidace doly ve veyle evropskych predpisu, Actual Problems of Mining, № 5, pp.158-162, HSB, Ostrava, Czech Republic. 1997.

5. Hankus, J.: Budowa i wlasności mechaniczne lin stalowych. Główny Instytut Górnictwa, Katowice, Polska. 1990.

6. Ильин, С.Р. Динамическая диагностика систем «сосуд-армировка» вертикальных шахтных стволов. С.Р. Ильин, Г.Д. Трифанов. Горное оборудование и электромеханика. № 8.– С. 29–34. 2009.

7. В.И. Самуся, С.Р. Ильин, В.Е. Кириченко, И.С. Ильина: Динамика канатных и гидротранспортных подъемных комплексов горных предприятий: монография. М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2015. 302 с.

8. Трифанов, Г.Д. Испытание системы контроля плавности движения подъемного сосуда в шахтном стволе. Г.Д. Трифанов, А.Ю. Микрюков. Горное оборудование и электромеханика. 2014, № 12. С. 16-22.

9. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых». Серия 03. Выпуск 78. М.: Закрытое акционерное общество «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности». Россия, 2014. – 276 с.

Analiza właściwości metrologicznych urządzeń diagnostycznych w aspekcie bezpieczeństwa eksploatacji taśm przenośnikowych z linkami stalowymi

Jerzy Kwaśniewski, Szymon Molski, Hubert Ruta, Tomasz Krakowski – Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wprowadzenie

Badanie magnetyczne stanu linek stalowych taśm przenośników taśmowych są wykonywane przez pracowników Katedry Transportu Linowego Akademii Górniczo - Hutniczej od kilkudziesięciu lat (pierwsze badania w KWK Siersza i KWK Janina w latach 80. tych). Pomimo że badania magnetyczne taśm przenośnikowych z linkami stalowymi są wykonywane od wielu lat, problem ilościowej ich oceny bezpieczeństwa nie jest w pełni rozwiązany. Nie ma np. ilościowych miar bezpieczeństwa taśm kryteriów, na podstawie których badana taśma przechodzi do stanu niezdatności itd.
Wobec tego badający taśmy wykorzystują obecnie doświadczenia, które uzyskano podczas badań innych elementów, których zużycie ma charakter kumulacyjny przede wszystkim lin stalowych i stalowo-gumowych. Pomocne są również wyniki wieloletnich prac naukowo-badawczych Katedry Transportu Linowego z zakresu bezpieczeństwa zużywających się obiektów technicznych, w których wykazano między innymi, że istnieją możliwości:

- powiązania diagnostyki z bezpieczeństwem,
- wyznaczania wartości liczbowych niezawodności bezpieczeństwa w funkcji stanu technicznego obiektu,
- wykorzystania wyników okresowych badań do budowy modeli osłabienia,
- prognozowania stanu technicznego elementów na podstawie ekstrapolacji funkcji postępującego zużycia,
- wyznaczania dopuszczalnych poziomów zużycia,
- prognozowania czasu bezpiecznej pracy obiektów, których zużycie ma charakter kumulacyjny itd.

System diagnostyczny NDT to zbiór wszystkich elementów, danych i ich wzajemnych zależności mających wpływ na jakość badania i wynik końcowy tego badania. Tymi ważnymi elementami są:

- personel badawczy i nadzorujący
- procedury badawcze
- wyposażenie pomiarowe i badawcze (WP i B)

Jakość badania to stopień spełnienia ustalonych wymagań dotyczących badania, w tym uzyskanie miarodajnych wyników (rzetelnych, wiarygodnych i użytecznych dla klienta).

2. Ocena ilościowa stanu linek stalowych w taśmach przenośnikowych

Przy ocenie ilościowej stanu linek stalowych nieodzownym staje się wiedza pozwalająca określić
- wpływ parametrów technicznych obwodu magnetycznego na właściwości metrologiczne głowicy pomiarowej.

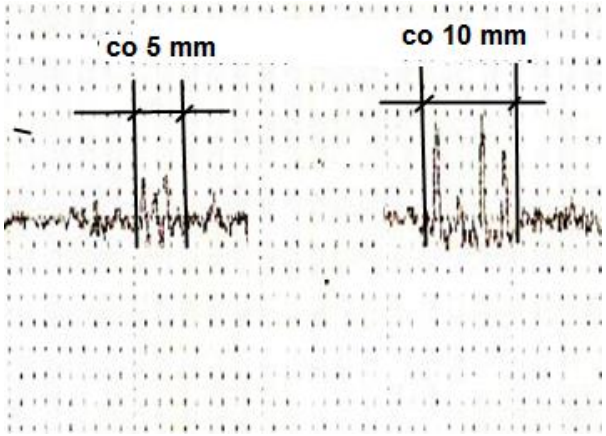
Problematyka ta była wielokrotnie prezentowana przez twórców metody (AGH) [2,3,4,5,6]. Każde wejście z urządzeniem pomiarowym na nową strukturę powinno być poprzedzone badaniami symulacyjnymi i optymalizacją obwodu magnetycznego głowicy pomiarowej przy założonym celu i ograniczeniach. Przy wykorzystaniu metody magnetycznej w badaniu taśm

z linkami stalowymi wymagana jest zmiana (w stosunku do obecnie stosowanej aparatury w badaniach lin okrągłych):

- **parametru metrologicznego** uwzględniającego poziom namagnesowania linek,
- **parametrów technicznych zastosowanych czujników**,
- parametrów **rejestracji** niezmiernie istotnych w procesie pozyskiwania i akwizycji danych pomiarowych.

- wpływ zagęszczenia na generowane symptomy zużycia

Problem zagęszczenia uszkodzeń jest często pomijany w defektoskopii magnetycznej. W zależności od wzajemnej odległości uszkodzeń możemy uzyskać różne amplitudy generowanych symptomów zużycia. Na rys. 1 zamieszczono fragmenty defektografów dla jednakowych uszkodzeń położonych w odległości 5 mm i 10 mm od siebie.



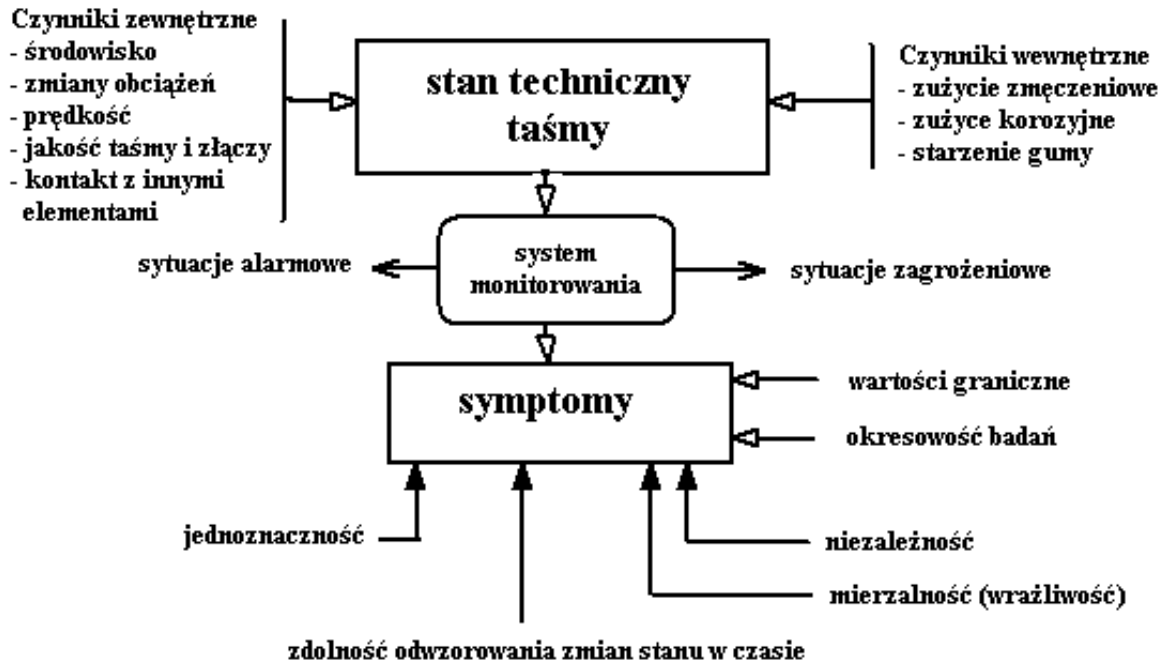
Rys. 1. Zapis symptomów dla różnych odległości uszkodzeń

Widać wyraźne obniżenie amplitudy sygnałów przy większym zagęszczeniu. Problem ten jest szczególnie widoczny przy badaniu taśm z linkami stalowymi.
Również ważnym jest ustalenie częstotliwości próbkowania dla taśm poruszających się z dużą prędkością (np. do 5 m/s) co ma wpływ na wykrywalność uszkodzeń.

- jednoznaczność symptomów

Ważnym elementem w ocenie jakości badania jest jednoznaczność (nie budząca wątpliwości) rejestrowanych symptomów (rys. 2). Niestety w metodzie magnetycznej cechy stanu jak np. deformacja linki i pęknięcia generują podobne wartości symptomów co może niejednokrotnie wpływać na rzetelność wyników.

Dużym problemem może być także mierzalność tj. zakres, w jakim można dokonywać pomiaru symptomów. Rejestrowane wartości symptomów mogą się zawierać od kilkunastu mV do kilku V.

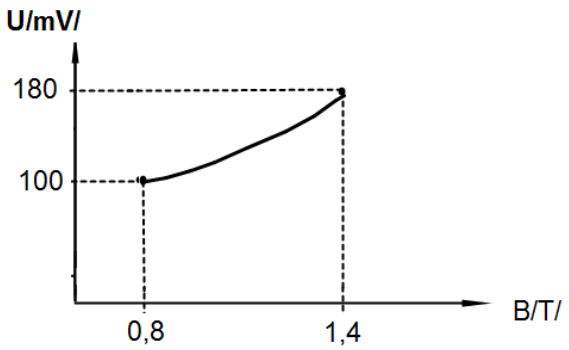


Rys. 2. Parametry wpływające na stan techniczny taśmy i generowane symptomy zużycia [4]

- wpływ odległości czujników od powierzchni taśmy na wartości symptomów

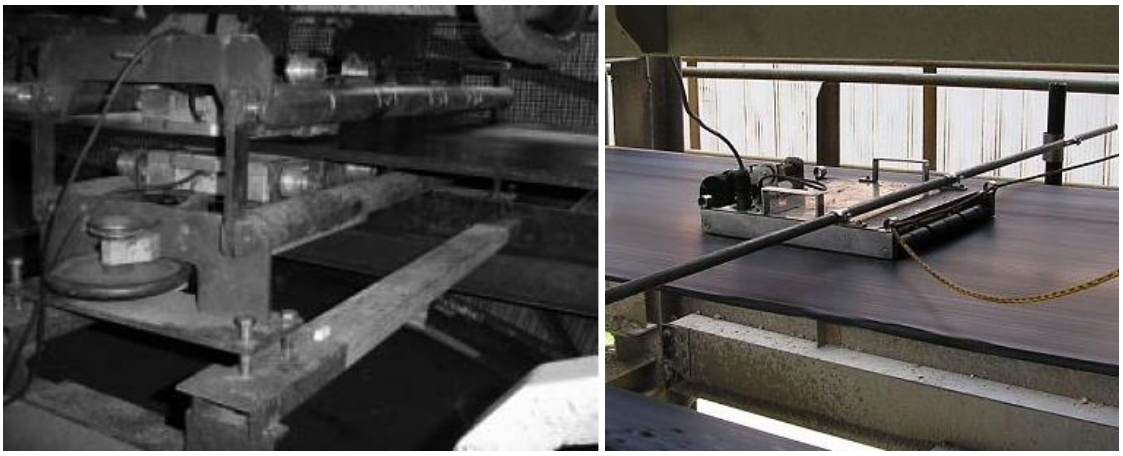
Najważniejszym parametrem metrologicznym głowicy pomiarowej jest wartości indukcji w badanej linie, gwarantująca wykrywalność uszkodzeń.

Na rys. 3 pokazano wpływ stopnia namagnesowania na wartość rejestrowanego sygnału.



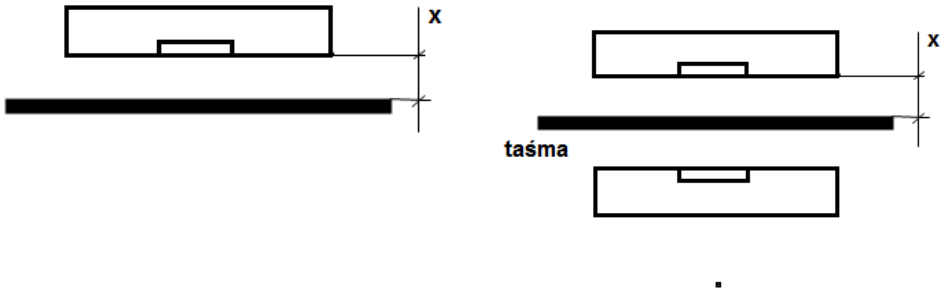
Rys. 3. Wpływ namagnesowania struktury na wartość sygnału

W systemach diagnostycznych stosowanych w badaniu taśm przenośnikowych wykorzystywane są głowice pomiarowe w układzie otwartym (magnesowanie z jednej strony taśmy) lub w układzie zamkniętym (magnesowanie z obu stron) (rys. 4).



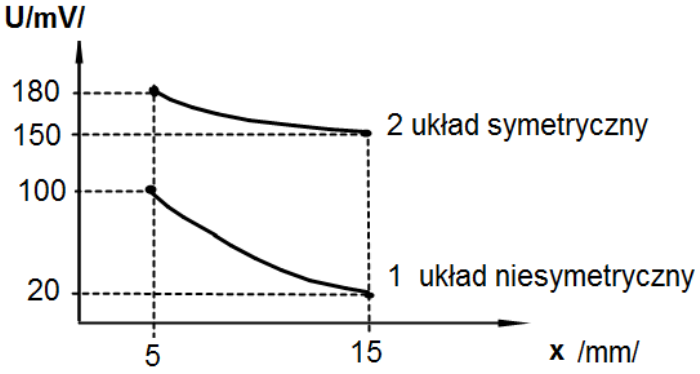
Rys. 4. Różne metody magnesowania taśmy (z lewej układ symetryczny, z prawej niesymetryczny [7]

Istotnym parametrem mający wpływ na magnesowanie linek stalowych jak i wartość rejestrowanego symptomu jest odległość taśmy x od obwodu magnetycznego głowicy (rys. 5)



Rys. 5. Układ magnesowania otwary i zamknięty

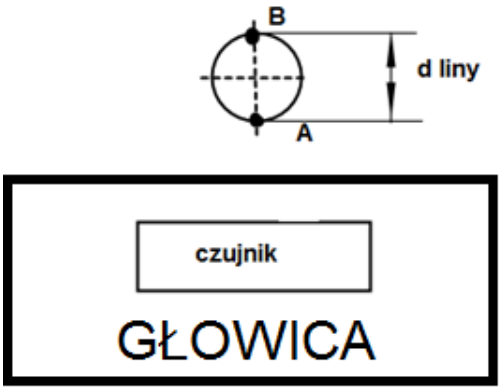
Na rys. 6 przedstawiono zależność zarejestrowanego sygnału (od zamodelowanego uszkodzenia) w funkcji odległości obwodu magnetycznego x od powierzchni taśmy. Charakterystyki wykonano dla układu symetrycznego (krzywa 2) i niesymetrycznego (krzywa 1).



Rys. 6. Zakresy zmienności rejestrowanych sygnałów dla różnych układów magnesowania (wybrany przykład)

Analiza wykresów wskazuje na konieczność stosowania w systemach diagnostycznych układów symetrycznych, w których wykorzystuje się magnesowanie z obu stron taśmy. Dla układu niesymetrycznego (głowica z jednej strony taśmy) rejestrowany sygnał ma wartość

mniejszą niż w układzie symetrycznym- w zależności od odległości głowicy od taśmy – prawie o połowę dla odległości x rzędu 5 mm i 7. krotnie mniejszą dla odległości x równą 15 mm. Dla układu niesymetrycznego (rys. 4. po prawej), kiedy głowica przemieszczana jest bezpośrednio po taśmie występują jej drgania spowodowane występującymi nierównościami na powierzchni taśmy co powoduje wygenerowanie sygnałów zakłócających.
W układzie niesymetrycznym bardzo istotny wpływ ma położenie uszkodzenia względem czujnika pomiarowego (rys. 7).
Różnica w amplitudach sygnału od uszkodzenia położonego w pozycji A oraz w pozycji B może sięgać do 100% (dla średnicy ok. 8 mm). Nie ma tego problemu dla układów symetrycznych.



Rys. 7. Schemat położenia uszkodzenia

W układach symetrycznych drgania taśmy nie mają żadnego wpływu na dokładność wykonywanych pomiarów, gdyż wykorzystane są czujniki pomiarowe usytuowane w układzie różnicowym. Segmentowa głowica pomiarowa (rys. 4 z lewej- produkcji AGH) jest zainstalowana po obu stronach taśmy. Wynik pomiaru powstaje na podstawie sumowania cząstkowych sygnałów z górnej i dolnej głowicy. Dzięki takiemu rozwiązaniu taśma przenośnika nie musi być ustabilizowana.

- wpływ reluktancji czujników pomiarowych na rejestrowane sygnały

W spotykanych rozwiązaniach technicznych głowice pomiarowe (czujniki indukcyjne) mają różne szerokości [1]. W głowicy pomiarowej wykorzystywane są czujniki indukcyjne o określonej reluktancji uzwojeń. Wartość reluktancji zależna jest od średnicy drutu jak i długości uzwojeń poszczególnych cewek. Istotnym staje się zatem przyjęcie odpowiedniej długości czujnika który obejmuje badane linki stalowe.

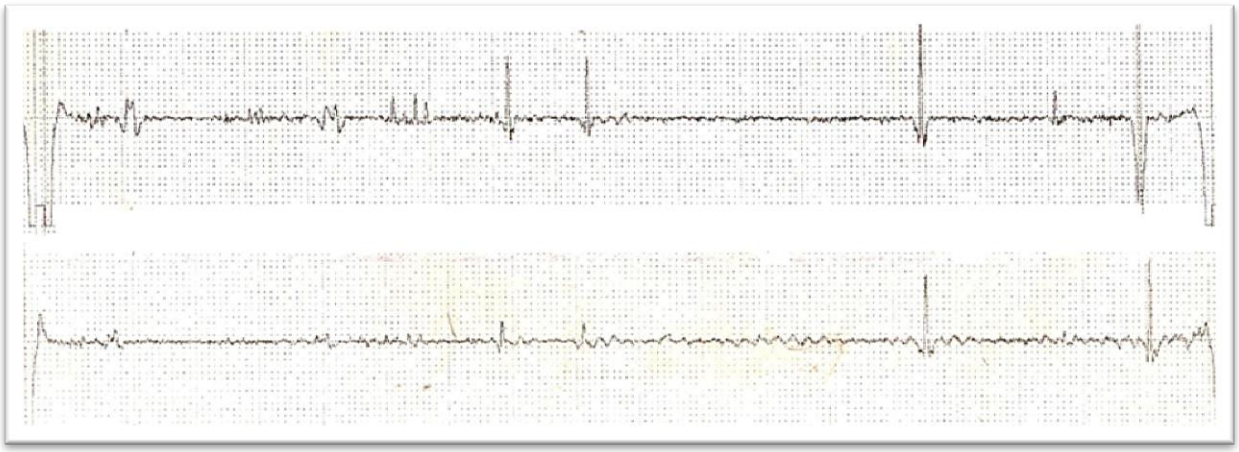
Indukowana siła elektromotoryczna w uzwojeniach czujnika zależna jest od reluktancji cewek pomiarowych jak i od oporności wejściowej defektografu zgodnie z zależnością:

$$E = \frac{U_s * (R_c + R_p)}{R_p}$$

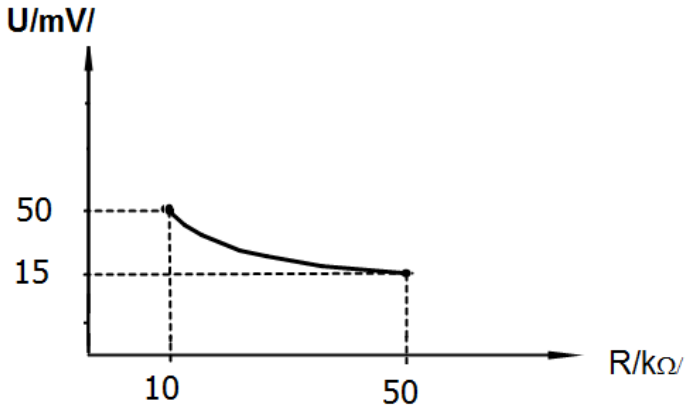
E – indukowana siła elektromotoryczna [mV]
U_s - rejestrowany sygnał napięciowy [mV]
R_c – oporność cewki [Ω]
R_p – rezystancja wejściowa defektografu [Ω]

Na rys. 8 zamieszczono defektogramy z badania zamodelowanych uszkodzeń dla czujnika o reluktancji 16 kΩ i 46 kΩ. Zmiany wartości zarejestrowanych sygnałów zobrazowano

na rys. 9. Trzykrotna zmiana reluktancji uzwojeń powoduje ok. trzykrotny spadek wartości zarejestrowanych sygnałów.



Rys. 8. Przebieg zarejestrowanych sygnałów przy czułości 5 mV/mm
a) Głowica z czujnikiem o reluktancji 16 kΩ)
b) Głowica z czujnikiem o reluktancji 46 kΩ)



Rys. 9. Wpływ reluktancji czujnika pomiarowego na wartość rejestrowanego sygnału

Niezmiernie istotne staje się ustalenie ile linek stalowych jest obejmowane przez czujnik pomiarowy. W zależności od przyjętej długości, pod czujnikiem pomiarowym może się znajdować kilka linek stalowych, stąd rodzi się problem interpretacji zarejestrowanego symptomu.

- wpływ prędkości na wynik (kompensacja prędkości)

W systemie diagnostycznym AGH wartość rejestrowanego symptomu nie zależy od prędkości ruchu taśmy przenośnika (w zakresie do 5 m/s). Istnieje możliwość badania taśmy z normalną prędkością roboczą. Jest to możliwe dzięki zastosowaniu en kodera lub układu bezkontaktowego, który jest instalowany w pobliżu przenośnika taśmowego, dając informacje o lokalizacji uszkodzenia wzdłuż długości taśmy. Używanie tego systemu diagnostycznego jest bardzo wygodne, ponieważ można go stosować przy pełnym załadunku podczas normalnej pracy.

-niepewność pomiarową w metodzie magnetycznej

W standardowej defektoskopii przy niekorzystnych warunkach badania niepewność może dochodzić do 30% [1]. W badaniu taśm przenośnikowych problem niepewności jest szczególnie istotny, zwłaszcza, gdy chcemy ocenić ilościowo stan zużycia tej struktury.

Występuje tutaj wiele zakłóceń, które wpływają na wynik pomiaru i utrudniają określenie wartości progowych, których przekroczenie świadczyłoby o zagrożeniu.
Ostatnim, aczkolwiek najważniejszym działaniem dla przyjętej metody badań taśm z linkami stalowymi jest walidacja. Jest ona potwierdzeniem, przez zbadanie i przedstawienie obiektywnego dowodu, że zostały spełnione szczególne wymagania dotyczące konkretnie zamierzonego zastosowania.
Walidacja obejmuje:
-specyfikację wymagań
-określenie cech charakterystycznych metody NDT (niepewność wyniku, próg wykrywalności, granica powtarzalności lub odtwarzalności, selektywność metody/techniki NDT, odporność na czynniki zewnętrzne, odporność na wzajemne zakłócenia innych metod/technik NDT itp..-oceniane z punktu widzenia zamierzonego zastosowania)
-stwierdzenie o przydatności metody/techniki NDT do danego zastosowania.
Walidacja jest zawsze kompromisem pomiędzy kosztami, ryzykiem i możliwościami technicznymi.

3. Wniosek

Dla oceny ilościowej w systemach diagnostycznych stanu technicznego taśm z linkami stalowymi koniecznym staje się zastosowanie symetrycznych układów magnesowania z optymalną szerokością poszczególnych segmentów głowicy, usytuowanych w stosownej odległości od powierzchni taśmy.

Literatura

1. Kwaśniewski J: *Badania magnetyczne lin stalowych. System certyfikacji personelu badań w metodzie MTR* AGH Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne Kraków 2010.
2. Kwaśniewski J, Molski Sz., Machula T.: Sposób eksploatacyjnego monitorowania taśm 16.5.2006 P-379709.
3. Kwaśniewski J., Machula T., 2006. Diagnostyka taśm z linkami stalowymi**.** Transport przemysłowy, nr 4/2006 ISSN 1640-5455 Wyd. Lektorium Wrocław.
4. Kwaśniewski J., Machula T.: Monitorowanie stanu technicznego taśm z linkami stalowymi CBiDGP III Międzynarodowa Konferencja pt. Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie, Ustroń 2007.
5. Kwaśniewski J., Machula T., 2008. POUŽITIE MAGNETICKÝCH METÓD NA MONITORING STAVU DOPRAVNÝCH PÁSOV S OCEĽOVÝMI KORDAMI, APPLICATION OF MAGNETIC METHODS TO THE MONITORING OF THE CONDITION OF CONVEYOR BELTS WITH STEEL CORDS, XV International Conference INVESTIGATION, PRODUCTION AND USE OF STEEL ROPES,CONVEYERS and hoisting machines , The International Journal of Transport & Logistics BERG Faculty TU Košice, Department of Logistics and Production Systems, Košice, Slovakia ISSN 1451-107X Kosice.
6. Machula T.: Praca doktorska pt. „Opracowanie metody ciągłej analizy stanu technicznego taśm przenośnikowych z linkami stalowymi" Kraków AGH 2012.
7. http://www.lrm-nde.com

Urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej – współczesna realizacja w przestrzeniach zagrożonych wybuchem

Andrzej Figiel, Marek Szczygieł – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wprowadzenie

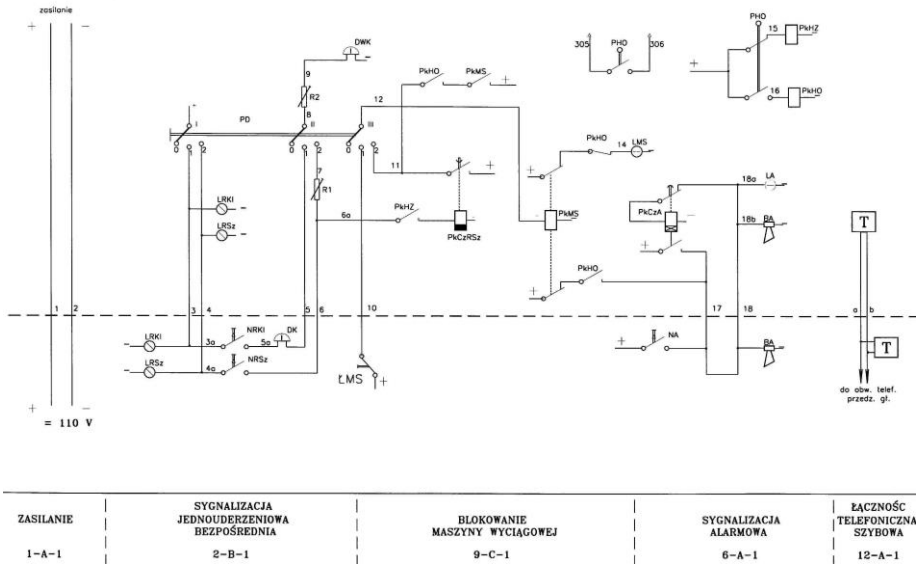
Górnicze wyciągi szybowe są jednymi z podstawowych obiektów zakładu górniczego, realizującymi funkcje transportu pionowego (jazda ludzi, ciągnienie urobku, transport materiałów, urządzeń, narzędzi, realizacja transportu pomocniczego).
Jednym z elementów niezbędnych dla funkcjonowania górniczego wyciągu szybowego jest urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej [w dalszej części artykułu nazywane urządzeniem sygnalizacji szybowej]. W ostatnim okresie w sposób znaczący zmieniła się zarówno budowa tych urządzeń, jak i realizowane przez nie funkcje. Odejście od stosowania przy ich konstruowaniu ujednoliconych rozwiązań i indywidualne dopuszczanie do stosowania w podziemnych zakładach górniczych, pozwoliło producentom na budowę urządzeń sygnalizacji szybowej ściśle dostosowanych do specyfiki wyciągu szybowego, w którym będą eksploatowane. Wykorzystanie przy budowie urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej nowoczesnych rozwiązań opartych o technikę cyfrową z zastosowaniem swobodnie programowalnych sterowników PLC oraz urządzeń do bezprzewodowego nadawania sygnałów z naczynia wyciągowego umożliwia postawienie przed wyciągiem szybowym nowych zadań w ruchu zakładu górniczego. Omówienie wymagań prawnych oraz technicznych dla urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej oraz prezentacja przykładowych rozwiązań wykonanych w ostatnich latach może być pomocne przy planowaniu w zakładach górniczych budowy tego typu urządzeń oraz przyczynić się do stosowania przy projektowaniu nowatorskich rozwiązań, a nie tylko poprzestaniu na biernym odtworzeniu dotychczasowych funkcji urządzenia, zrealizowanego na nowych podzespołach.

2. Tradycyjne urządzenia sygnalizacji szybowej

Urządzenia sygnalizacji szybowej zbudowane w latach 70-tych, wykonywane były zgodnie z zapisami § 650 „Szczegółowych przepisów prowadzenia ruchu i gospodarki złożem w podziemnych zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny i brunatny” z 1973 r., który stanowił, że rodzaje układów sygnalizacyjnych oraz szczegółowe wymagania stawiane elektrycznej sygnalizacji szybowej określają:

1) „Warunki techniczne budowy elektrycznych urządzeń sygnalizacji szybowej",
2) „Album ujednoliconych układów sygnalizacji szybowej", wydany przez MGiE w porozumieniu z Wyższym Urzędem Górniczym.

Na rys. 1 przedstawiono przykład sygnalizacji szybowej wyciągu szybowego pomocniczego, awaryjno-rewizyjnego, zgodny z ww. wymaganiami.



Rys. 1. Przykładowe rozwiązanie urządzenia sygnalizacji szybowej z lat 70-tych.

Urządzenie zasilane tradycyjnie napięciem 110 V_{DC}, składało się z obwodu sygnalizacji alarmowej, blokowania maszyny wyciągowej, sygnalizacji jednouderzeniowej bezpośredniej i łączności szybowej. Wszystkie podzespoły zabudowane były na powierzchni, a nadawanie sygnału wykonawczego z szybu odbywało się za pośrednictwem linki rewizyjnej rozwiniętej w szybie.

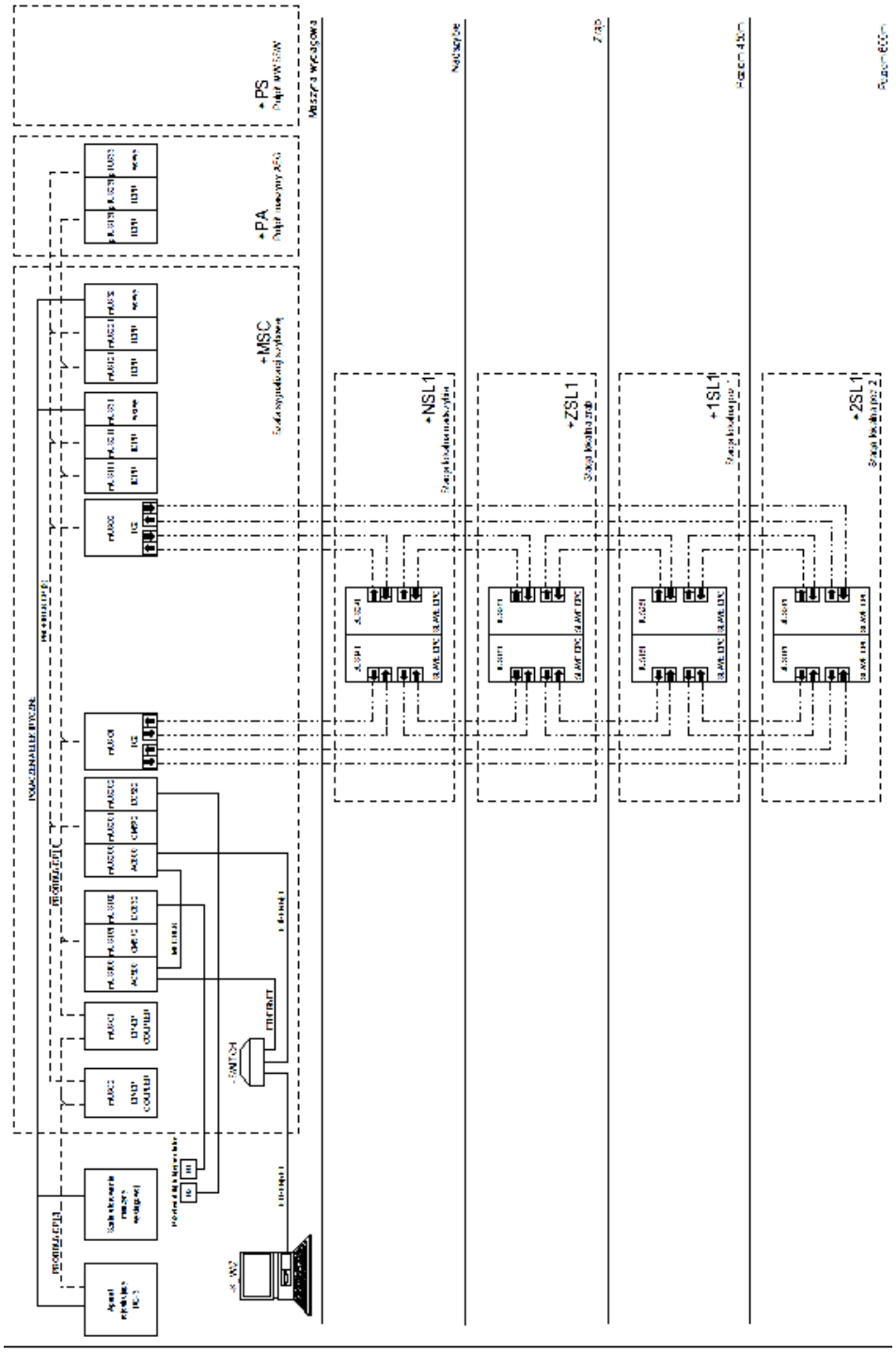
3. Aktualny stan prawny

Obowiązujące aktualnie wymagania techniczne w zakresie urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej zawarte są w załączniku nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.), w związku z art. 224 ustawy z dnia 9 czerwca 2011 r. - Prawo geologiczne i górnicze (tekst jednolity: Dz. U. z 2015 r., poz. 196). Wymagania dla elektrycznych urządzeń sygnalizacji szybowej zawarte są w punktach 1.7.1-1.7.4 dla „urządzeń sygnalizacji szybowej", a w pkt. 1.7.5 dla „urządzeń sterowniczo-sygnałowych".

Warto zwrócić uwagę, iż czytelny do niedawna podział na urządzenia sygnalizacji szybowej (USSz) dla wyciągów szybowych klatkowych i urządzenia sterowniczo-sygnałowe (US-S) dla wyciągów skipowych, od kilku lat staje się problematyczny. W urządzeniach sygnalizacji szybowej zaczęto stosować rozwiązania typowe dla urządzeń sterowniczo-sygnałowych, jak np. realizacja trybu zdalnego uruchamiania przy rewizjach prowadzonych ze stałych stanowisk sygnałowych, rozszerzona o możliwość wykorzystania ruchomego stanowiska sygnałowego w naczyniu wyciągowym. Istniejący rozdział wymagań technicznych dla USSz i US-S powoduje, iż producenci urządzeń sygnalizacji szybowej stają przed dużym wyzwaniem wobec wymagań określonych w ww. przepisach, które często pozostają w sprzeczności. Wydaje się naturalnym, aby zunifikować wymagania techniczne dla „urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej", bez utrzymywania sztucznego dziś podziału na USSz i US-S. Ułatwi to producentom przedstawienie projektów urządzeń, wykorzystujących pozytywne cechy obu rozwiązań, jednocześnie nie powodując ograniczenia postępu technicznego i możliwości stosowania nowych rozwiązań.

4. Współczesna realizacja budowy urządzenia sygnalizacji szybowej

Typowe rozwiązanie budowy współczesnego urządzenia sygnalizacji szybowej przedstawiono na rys. 2. Urządzenie zbudowane zostało z wykorzystaniem dwóch swobodnie programowalnych sterowników PLC.



Rys. 2. Topologia sieci komunikacyjnej współczesnego urządzenia sygnalizacji

Sterowniki:

- podstawowy – master 1 w wydzielonej sieci PROFIBUS-DP(1), realizuje funkcje sterowania i zabezpieczeń oraz kontrolne w zakresie nadzorowania pracy sterownika dodatkowego (kontrolnego),
- dodatkowy (kontrolny) – master 2 w wydzielonej sieci PROFIBUS-DP(2), realizuje funkcje alarmu i blokady oraz kontrolne w zakresie nadzorowania pracy sterownika podstawowego.

Komunikacja sterowników PLC (podstawowego i kontrolnego) z modułami slave'ów (iskrobezpieczne sterowniki ET2000Ex) zabudowanych w stacjach lokalnych na nadszybiu, zrębie i na poziomach oraz z modułami we/wy w szafie sterowniczej i pulpicie sterowniczym odbywa się poprzez dwie niezależne sieci PROFIBUS-DP(1) i PROFIBUS-DP(2).

Sterownik podstawowy realizuje pełny program urządzenia sygnalizacji szybowej, to znaczy odczytuje stany wejść i na ich podstawie generuje odpowiednie stany wyjść. Sterownik podstawowy generuje stany wyjść modułów wyjściowych sygnalizacji optyczno-akustycznej przez magistralę PROFIBUS-DP(1).

Sterownik kontrolny uprawniony jest do odczytywania informacji o stanie wejść modułów wejściowych oraz modułów ET2000Ex przez magistralę PROFIBUS-DP(2). Sterownik kontrolny generuje stany wyjść alarmów i blokady poprzez moduł komunikacyjny mUS221.

Funkcje alarmów i blokady zrealizowano dwukrotnie, raz w sterowniku podstawowym, a drugi raz w sterowniku kontrolnym. Wypracowanie sygnału blokady w którymkolwiek sterowniku powoduje zablokowanie maszyny po jej zahamowaniu (gdy wystąpi blokada).

Komunikacja sterowników podstawowego i kontrolnego z systemem wizualizacji odbywa się poprzez magistralę ETHERNET. Komunikacja pomiędzy sterownikiem podstawowym i kontrolnym odbywa się poprzez magistralę RS-485 z protokołem MODBUS.

Sterowniki urządzenia sygnalizacji szybowej komunikują się ze zdalnymi modułami ET2000Ex przez pętlę światłowodową określaną jako „redundant ring". Zastosowana pętla światłowodowa pozwala na nieprzerwaną poprawną pracę urządzenia w przypadku awarii odcinka światłowodu podstawowego lub rezerwowego, umożliwiając podjęcie działań naprawczych przez użytkownika bez przerywania pracy urządzenia sygnalizacji szybowej. Komunikacja pomiędzy sterownikiem podstawowym (master 1 -mUS100), modułami ET2000Ex oraz modułami sieciowymi IDPR odbywa się zgodnie z protokołem PROFIBUS–DP. Komunikacja pomiędzy sterownikiem dodatkowym (master 2 –mUS200), modułami ET2000Ex oraz modułami sieciowymi IDPR odbywa się również zgodnie z protokołem PROFIBUS–DP, przy czym sterownik kontrolny uprawniony jest jedynie do odczytu stanu wejść modułów zdalnych.

Komunikacja nadzorowana jest zarówno w sterowniku podstawowym jak i w sterowniku dodatkowym. Wykrywane są zarówno stany utraty transmisji z poszczególnymi jednostkami, jak i zawieszenia komunikacji pomiędzy nimi, utraty danych oraz braku ich odświeżania w wymaganym założonym czasie.

W celu zapewnienia wykrywania wszystkich stanów awaryjnych sterowników, zastosowano układ programowego „watch'doga".

„Watch'dog" programowy zastosowano w celu sprawdzania poprawności przebiegu pętli czasowej, stanów komunikacji oraz stanów diagnostycznych sprzętu.

Podstawowe funkcje realizowane przez USSz to:

- ustalenie rodzaju pracy wyciągu szybowego,

- zapowiedź żądanego rodzaju sterowania maszyny wyciągowej: „sterowanie ręczne” lub „sterowanie automatyczne”; rodzaj sterowania ustalany jest w maszynie wyciągowej,
- załączenie przez maszynistę wyciągowego rodzaju pracy "jazda ludzi" po uprzednim jego zapowiedzeniu przez sygnalistę,
- załączenie przez maszynistę wyciągowego rodzaju pracy "wydobycie (transport materiałów)”,
- załączenie przez maszynistę wyciągowego rodzaju pracy "transport materiałów długich w klatce”,
- prowadzenie prac technologicznych,
- uprawnienie przez maszynistę wyciągowego stałych stanowisk rewizyjnych w szybie,
- uprawnienie stanowisk sygnałowych po dojeździe klatki w rejon danego stanowiska przy załączonych rodzajach pracy „jazda ludzi”, „wydobycie (transport materiałów)”, „transport materiałów długich w klatce” lub prace technologiczne,
- prowadzenie rewizji szybu z wykorzystaniem urządzenia radiowego (w przypadku uszkodzenia urządzenia dojazd do najbliższego poziomu możliwy jest poprzez nadawanie sygnałów za pomocą linkowego nadajnika szybowego),
- jazda brygad szybowych z wykorzystaniem urządzenia radiowego w trybie zdalnego uruchamiania,
- prowadzenie jazdy osobistej z wykorzystaniem urządzenia radiowego (w przypadku jego uszkodzenia, kontynuacja cyklu jazdy możliwa jest po użyciu łącznika -ŁAJO, mostkującego odpowiednie sygnały w obwodach alarmu i blokad),
- blokowanie ruchu maszyny wyciągowej w stanie zahamowanym ze wszystkich stanowisk sygnałowych oraz po zatrzymaniu naczynia przy jeździe osobistej i rewizji szybu do czasu nadania dwóch lub trzech sygnałów wykonawczych lub zadania kierunku w trybie zdalnego uruchamiania przy rewizji szybu,
- zablokowanie maszyny wyciągowej za pomocą łączników blokujących z poszczególnych stanowisk sygnałowych oraz podczas jazd z wykorzystaniem ruchomego stanowiska w naczyniu wyciągowym,
- nadawanie sygnałów wykonawczych z uprawnionego stanowiska sygnałowego,
- nadawanie sygnałów wykonawczych z uprawnionego stałego stanowiska rewizyjnego,
- nadawanie sygnałów wykonawczych z urządzenia radiowego przy jeździe osobistej albo rewizji szybu w sterowaniu ręcznym,
- nadawanie sygnałów sterowniczych z urządzenia radiowego podczas rewizji szybu w trybie zdalnego uruchamiania albo jeździe brygad szybowych,
- nadawanie sygnałów alarmowych z każdego stanowiska sygnałowego,
- nadawanie sygnałów alarmowych z aparatu urządzenia radiowego umieszczonego w naczyniu wyciągowym podczas rewizji szybu albo jeździe osobistej,
- dwukierunkowa łączność foniczna pomiędzy maszynistą wyciągowym a obsługą poszczególnych stanowisk sygnałowych oraz obsługi stałych stanowisk sygnałowych między sobą za pośrednictwem lokalnego systemu łączności telefonicznej szybowej,
- łączność foniczną pomiędzy maszynistą wyciągowym a obsługą znajdującą się w naczyniu wyciągowym za pomocą urządzenia ECHO-S,
- współpraca z układem napędowym maszyny wyciągowej i urządzeniami przyszybowymi,
- sterowanie ryglowaniem wrót szybowych na nadszybiu, zrębie i poziomach,
- przekazywanie do sterowania maszyny wyciągowej stanu elementów zabezpieczeń krańcowych i korekcji regulatora jazdy (wykorzystano obwody iskrobezpieczne sterowników ET2000Ex zabudowanych na stanowiskach sygnałowych),
- w szczególnych przypadkach ruch górniczego wyciągu z ograniczoną prędkością z pominięciem blokad pochodzących z urządzenia sygnalizacji szybowej.

Jako ruchome stanowisko sygnałowe zastosowano urządzenie do bezprzewodowej łączności i sygnalizacji ECHO-S, składające się z części stacyjnej zainstalowanej w maszynowni, z części przenośnej włączanej w naczyniu (aparat klatkowy) oraz elementów sprzęgających, którymi są pierścienie magnetyczne obejmujące linę wyciągową nośną, linę prowadniczo-nośną, prowadniczą bądź linkę antenową.

Urządzenie ECHO-S pozwala na przesłanie sygnałów sterowniczych dla zrealizowania zdalnego uruchamiania i zatrzymywania maszyny wyciągowej wraz z przyciskową regulacją prędkości w dozwolonych granicach albo nadawanie z naczynia wyciągowego sygnałów wykonawczych do maszynisty – wówczas maszyna wyciągowa sterowana jest ręcznie przez maszynistę wyciągowego. Po ustawieniu naczynia, otrzymaniu dyspozycji i załączeniu urządzenia bezprzewodowego, sygnalista zgłasza zapowiedź rozpoczęcia rewizji za pomocą przycisku. Warunki uprawniające do nadania zapowiedzi to obecność naczynia na zrębie szybu lub na przyszybiu, zahamowanie maszyny wyciągowej, gotowość do pracy urządzenia bezprzewodowego. Zapowiedź rewizji szybu wywołuje u maszynisty sygnał dzwonka oraz pulsowanie lamp LRSz. Potwierdzenie przez maszynistę zapowiedzi powoduje załączenie rewizji szybu, zablokowanie możliwości załączenia innego rodzaju pracy do czasu wyłączenia rewizji szybu oraz przygotowanie obwodu blokowania maszyny wyciągowej, który po otrzymaniu sygnału wykonawczego, dwa lub trzy uderzenia, albo w trybie zdalnego uruchamiania poprawnego kierunku do jazdy, odblokowuje maszynę na czas 6 sekund. Sygnał wykonawczy nadany za pomocą przycisku z urządzenia bezprzewodowego powoduje uruchomienie w maszynowni dzwonu wykonawczego. Kontrola liczby nadanych impulsów sygnału wykonawczego nadawanego z naczynia realizowana jest w sposób programowy.

W przypadku prowadzenia rewizji szybu za pomocą urządzenia bezprzewodowego, zanik gotowości do pracy urządzenia wywołuje sygnał alarmowy.

Po przełączeniu sterowania maszyny wyciągowej w tryb zdalnego uruchamiania, rewizję szybu można prowadzić uruchamiając maszynę z naczynia. Możliwy jest wybór kierunku jazdy, wyregulowanie prędkości jazdy w przyjętych granicach (progi prędkości V_1, V_2 i ewentualnie V_3) oraz zatrzymanie ruchu maszyny. Po zakończeniu rewizji szybu sygnalista zgłasza zakończenie rewizji szybu za pomocą przycisku na stanowisku sygnałowym. Potwierdzenie rezygnacji przez maszynistę za pomocą przycisku powoduje wyłączenie rewizji szybu.

Urządzenie sygnalizacji szybowej zostało wyposażone również w układ zdalnego uruchamiania maszyny podczas prowadzenia prac rewizyjnych. Umożliwia on odhamowanie i prowadzenie jazd powolnych maszyną bezpośrednio ze stanowiska, na którym prowadzona jest rewizja. Rozwiązanie to umożliwia uruchamianie maszyny wyciągowej ze stanowisk sygnałowych do prowadzenia np. rewizji kół linowych, rewizji liny nośnej, rewizji naczynia wyciągowego. Na stanowiskach sygnałowych zainstalowano zespoły łączników, uprawniających stanowisko do uruchamiania maszyny oraz przycisków umożliwiających wybranie kierunku jazdy i zatrzymanie ruchu maszyny wyciągowej. Rewizję naczyń wyciągowych na zrębie szybu w trybie zdalnego uruchamiania maszyny wyciągowej zrealizowano zasadniczo tak, jak wcześniej opisywane rewizje ze stałych stanowisk rewizyjnych, z tą różnicą, iż w tym rodzaju pracy nie ma przyciskowej regulacji prędkości, a ponadto sygnalista dla wywołania ruchu naczynia wyciągowego musi stale naciskać przycisk kierunku. Zwolnienie przycisku kierunku jest równoważne z sygnałem „stop”. Rozwiązanie takie zwiększa bezpieczeństwo przeprowadzania czynności kontrolnych na stanowisku rewizyjnym (zrąb), gdyż kontrola naczyń wyciągowych odbywa się poprzez ich przemieszczanie przy otwartych wrotach szybowych, co stwarza ryzyko pochwycenia

rewidenta lub powstania innego negatywnego oddziaływania jadącego naczynia wyciągowego na człowieka.

Podczas prowadzenia rewizji naczynia wyciągowego lub rewizji lin nośnych ze zrębu szybu następuje samoczynne zatrzymanie wyciągu przy wyjściu ze strefy uprawnionej. Ta użyteczna funkcja zapobiega wjechaniu naczynia wyciągowego bądź w strefę wyłączników krańcowych bądź powstanie niebezpiecznej sytuacji w przypadku wykorzystywania pomostów budowanych w szybie dla potrzeb przeprowadzenia czynności kontrolnych.

W trybie zdalnego uruchamiania maszyna blokowana jest automatycznie po każdym zatrzymaniu. Odblokowanie następuje dopiero po poprawnym nadaniu sygnału kierunku. W ten sposób podczas prowadzenia prac rewizyjnych zwiększono bezpieczeństwo osób kontrolujących poprzez samoczynne blokowanie maszyny wyciągowej w czasie postoju.

5. Nowe rodzaje pracy wyciągu szybowego i rodzaje sygnalizacji

Zgodnie z zapisami pkt. 1.7.1.1÷1.7.1.3 cytowanego już załącznika nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów, urządzenie sygnalizacji szybowej winno umożliwiać ustalenie rodzaju pracy wyciągu szybowego, przy zastosowaniu sygnalizacji pośpiesznych, pomocniczych, automatycznych lub innych, stosownie do potrzeb.

Przykładem takiego rozwiązania jest rodzaj „prace szybowe”, stosowany przy wykonywaniu remontu obudowy i urządzeń w szybie, wykorzystujący sygnalizację jednouderzeniową. Do nadawania sygnałów wykonawczych uprawnione jest ruchome stanowisko sygnałowe lub po rezygnacji - stałe stanowisko, w strefie którego znajduje się naczynie. Dozwolone jest przemieszczanie naczynia wyciągowego przy otwartych wrotach szybowych, pod warunkiem obecności naczynia wyciągowego w bezpiecznej strefie jazdy.

Główna przewidywana funkcja wyciągu pomocniczego, awaryjno-rewizyjnego, tj. ewakuacja ludzi z naczyń wyciągowych awaryjnie unieruchomionych w szybie lub z poziomów, realizowana jest przy użyciu rodzaju pracy „jazda ewakuacyjna”. W tym rodzaju pracy wyciągu szybowego prowadzona jest ewakuacja załogi z naczynia przedziału głównego lub poziomu, z maksymalną prędkością jazdy 2 m/s. Do nadawania sygnałów wykonawczych uprawnione jest wówczas bądź ruchome stanowisko sygnałowe w naczyniu wyciągowym lub stałe stanowisko sygnałowe na poziomie, gdzie aktualnie znajduje się naczynie. Rezygnację z korzystania z ruchomego stanowiska sygnałowego można dokonać tylko przy zahamowanej maszynie wyciągowej przełącznikiem z pulpitu maszyny wyciągowej, po wcześniejszej dyspozycji sygnalisty - rezygnacji z ruchomego stanowiska sygnałowego za pomocą przycisku na właściwym stanowisku stałym oraz spełnieniu warunku obecności naczynia wyciągowego na zrębie lub określonym poziomie.

Przy prowadzeniu jazdy ewakuacyjnej „z urządzeniem radiowym”, używane jest ruchome stanowisko sygnałowe w naczyniu. Po załączeniu jazdy ewakuacyjnej dezaktywowany jest alarm wywoływany zestykiem przekaźnika kontroli stacji nawrotu lin wyrównawczych wyciągu podstawowego oraz zestykiem przekaźnika alarmu wyciągu podstawowego.

Jazda ewakuacyjna „bez urządzenia radiowego” przeznaczona jest do wykorzystania przy prowadzeniu akcji ewakuacji ludzi z poziomów. Do nadania sygnałów wykonawczych wykorzystuje się wówczas sygnalizację jednouderzeniową bezpośrednią z danego stanowiska sygnałowego (poziom, zrąb). Jest ona uprawniona przy obecności naczynia w strefie stanowiska sygnałowego.

Innym rodzajem pracy jest „jazda remontowa”, która prowadzona jest przy zastosowaniu urządzenia ECHO-P służącego do nadawania jednouderzeniowych sygnałów wykonawczych do maszynisty, przy ręcznym sterowaniu napędu maszyny wyciągowej. Jazda remontowa przeznaczona jest do przejazdu z/do poziomów wyłącznie dla osób wykonujących kontrolę wyciągu szybowego. Prędkość jazdy maszyny przy prowadzeniu jazdy remontowej wynosi do 2 m/s. Stosowane w tym rodzaju pracy wymagania techniczne odnośnie sygnalizacji szybowej są takie same, jak w przypadku realizacji sygnalizacji „jazdy osobistej” na wyciągach z jazdą ludzi. Rozwiązanie takie pozwala na szybki, bezpieczny wyjazd brygady szybowej po skończonej rewizji szybu wyciągiem pomocniczym bez jazdy ludzi.

Rodzaj pracy „prace technologiczne” zaprojektowano w szczególności do wykonywania prac technologicznych związanych z wymianą naczyń wyciągowych lub lin.

Przy tym rodzaju pracy nieaktywne są blokady od otwartych wrót szybowych w strefie obecności wybranego naczynia w rejonie poziomu.

Przy prowadzeniu rodzaju pracy „prace technologiczne” stosuje się sygnalizację jednouderzeniową bezpośrednią. Uprawnienie stanowisk sygnałowych na poziomach następuje po załączeniu ww. rodzaju pracy z uwzględnieniem stref wyznaczanych programowo na podstawie położenia otrzymanego z cyfrowego regulatora jazdy. Strefa uprawnienia jest uaktywniona, gdy wybrane naczynie wyciągowe znajduje się w obrębie danego stanowiska, co sygnalizowane jest zapaleniem lampki uprawnienia stanowiska na danym poziomie.

Coraz częściej urządzenie sygnalizacji szybowej umożliwia nadawanie sygnałów wykonawczych do jazd windą frykcyjną w czasie prowadzenia prac związanych z wymianą lin lub naczyń. Sygnały wykonawcze do jazdy windą nadawane są bezpośrednio z uprawnionego stanowiska na zrębie lub poziomie. O uprawnieniu danego stanowiska do nadawania sygnałów decyduje maszynista wyciągowy, odpowiednio przestawiając przełącznik wyboru stanowiska.

Przy prowadzeniu rodzaju pracy „praca z windą” stosuje się sygnalizację jednouderzeniową bezpośrednią. Sygnały wykonawcze nadaje się z uprawnionego stanowiska nadajnikiem NWk, który uruchamia sygnał dzwonu kontrolnego DK w miejscu nadania, a na stanowisku windy sygnał dzwonu wykonawczego DWk. Sygnał dzwonu wykonawczego odtwarzany jest również na stanowisku maszynisty wyciągowego w celu zapewnienia sprawnej koordynacji działań w czasie wykonywania prac technologicznych z windą frykcyjną.

6. Sytuacje awaryjne

Zgodnie z zapisami pkt. 1.7.1.31 cytowanego załącznika nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów:

1.7.1.31. W układzie blokowania hamulca manewrowego maszyny wyciągowej powinna być przewidziana możliwość awaryjnego odblokowania hamulca manewrowego maszyny wyciągowej za pomocą przełącznika zabezpieczonego plombą. Awaryjne odblokowanie hamulca manewrowego maszyny wyciągowej powinno być sygnalizowane sygnałem optycznym z odpowiednim napisem w maszynowni, na głównych stanowiskach sygnałowych, stanowiskach sygnałowych poziomów oraz powinno ograniczyć prędkość jazdy do 2 m/s.

Najczęściej stosowanym rozwiązaniem w razie stwierdzenia nieprawidłowej pracy obwodów blokady pochodzących od USSz, jest możliwość awaryjnego odblokowania maszyny wyciągowej za pomocą zabezpieczonego przełącznika obejścia blokad. Każdorazowo po

zahamowaniu maszyny obwód awaryjnego odblokowania zostanie przerwany i konieczne jest ponowne załączenie obejścia blokad. W przypadku załączenia awaryjnego obejścia blokad, wyłączone zostają lampki blokady oraz zapalone zostaną lampki awaryjnego obejścia na stanowiskach w szybie i na stanowisku sterowniczym maszyny wyciągowej.

Nie można awaryjnie odblokować hamulca za pomocą przełącznika obejścia w czasie rewizji szybu lub jazdy osobistej, gdy jest uprawnione ruchome stanowisko sygnałowe i uszkodzeniu ulegnie urządzenie radiowe. W przypadku rewizji szybu należy uprawnić wtedy linkowy nadajnik szybowy. Czynność ta spowoduje obejście blokady od niesprawnego urządzenia oraz umożliwi nadawanie sygnałów wykonawczych za pomocą linkowego nadajnika szybowego. Przy jeździe osobistej w przypadku uszkodzenia urządzenia radiowego, należy załączyć awaryjną jazdę osobistą przełącznikiem pŁAJO, czynność ta spowoduje obejście blokady od niesprawnego urządzenia oraz umożliwi dokończenie przerwanego cyklu jazdy. W przypadku braku linki w szybie, stosowane są obejścia programowe.

Przedstawiony wyżej wymóg przepisów nie jest optymalnym rozwiązaniem zagadnienia postępowania w możliwych sytuacjach awaryjnych urządzenia sygnalizacji szybowej. Powoduje łączne wyłączenie wszystkich blokad pochodzących od urządzenia sygnalizacji szybowej, a więc pogarsza warunki bezpieczeństwa wyciągu szybowego. Sygnaliści szybowi tracą swoje podstawowe narzędzie do unieruchomienia wyciągu szybowego, gdy np. zbliżają się do naczynia wyciągowego. Żądane ograniczenie prędkości jest jedynie uciążliwością dla użytkownika i tylko pozornie zapewnia bezpieczeństwo. W razie ewakuacji ludzi z poziomów może być przyczyną znacznego wydłużenia prowadzonej akcji. Takie rozwiązanie mogło być stosowane w „klasycznych” urządzeniach sygnalizacji szybowej, jednak obecne konstrukcje pozwalają na znacznie sprawniejsze działanie. Oprogramowanie sterowników PLC może przewidywać „programową neutralizację” wybranych elementów układu blokowania maszyny wyciągowej bądź sygnalizacji alarmowej. Po stwierdzeniu, że nie mamy do czynienia z awarią funkcjonalną elementu wyciągu szybowego, lecz z awarią osprzętu elektrycznego, np. łącznika kontrolującego dane urządzenie, można wyeliminować je z nadzoru układu blokowania maszyny wyciągowej. Wejście w ten tryb jest chronione, najczęściej hasłem, dostępne dla upoważnionych osób, a fakt zastosowania obejścia pojedynczego elementu zapisany w pliku logowania. Do czasu naprawy należy podjąć dodatkowe działania organizacyjne, np. ograniczyć jazdy do poziomu, gdzie powstało uszkodzenie, mechanicznie zablokować możliwość otwarcia wrót, których łącznik kontroli zamknięcia uległ uszkodzeniu, itd.

Należy zwrócić uwagę, iż w propozycji przepisów rozporządzenia Ministra Gospodarki w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych, zawarto następujący zapis:

3.26.4. Jeżeli którykolwiek z układów lub elementów kontroli i zabezpieczenia ruchu maszyny wyciągowej nie działa lub działa wadliwie, maszynista maszyn wyciągowych zatrzymuje ją oraz powiadamia przełożonego. Ponowne uruchomienie maszyny wyciągowej następuje po usunięciu nieprawidłowości oraz uzyskaniu zgody przełożonego. <u>Dopuszcza się wznowienie ruchu maszyny wyciągowej przy niesprawności danego elementu lub układu za zgodą i na warunkach określonych przez kierownika działu energomechanicznego przy zachowaniu bezpieczeństwa ruchu wyciągu szybowego.</u>

Wyposażenie urządzenia sygnalizacji szybowej w możliwość programowej eliminacji uszkodzonych elementów jest bardzo dobrym narzędziem, które może być wykorzystane w trakcie usuwania stanów awaryjnych. Osoby dozoru ruchu zakładu górniczego mogą

skupić się na działaniach organizacyjnych, zapewniających bezpieczeństwo ruchu wyciągu szybowego i osób korzystających z niego. Zbędne stają się „działania symulacyjne" czy pseudo-naprawy, stosowane dotychczas dla przywrócenia sprawności układu blokowania maszyny wyciągowej. Można w logiczny sposób przystąpić do naprawy. Podjęte działania organizacyjne, zapewniające bezpieczeństwo ruchu wyciągu szybowego, nie zawsze muszą oznaczać bezwzględny nakaz ograniczenia prędkości do tak niskiej wartości, jak określono w pkt. 1.7.1.31 załącznika nr 2 do rozporządzenia. Dokumentacja techniczno-ruchowa urządzenia sygnalizacji szybowej opisując możliwe stany awaryjne, powinna zawierać informacje o konieczności podejmowania szczególnych środków bezpieczeństwa, które użytkownik winien zrealizować.

7. Wymagania dla urządzeń i systemów ochronnych użytkowanych w przestrzeniach zagrożonych wybuchem

Część podziemna urządzenia sygnalizacji szybowej zwykle pracuje w przestrzeniach zagrożonych wybuchem. Z tego powodu każde urządzenie elektryczne, jak również układ połączeń z częścią naziemną, tworzący iskrobezpieczny system sterowania i sygnalizacji, muszą spełniać zasadnicze wymagania określone w dyrektywie 94/9/WE ATEX oraz muszą być poddane odpowiednim procedurom oceny zgodności. Praktycznie wszystkie zasadnicze wymagania bezpieczeństwa i ochrony zdrowia dyrektyw znajdują swoją szczegółową interpretację w normach zharmonizowanych, odnoszących się do etapów: projektowania, produkcji i kontroli wyrobów. Ich spełnienie, zgodnie z zasadą domniemania zgodności, daje możliwość przyjęcia założenia, że wytworzony wyrób lub system jest zgodny z zasadniczymi wymaganiami dyrektyw. Projektant urządzenia sygnalizacji szybowej zazwyczaj nie projektuje i nie wytwarza pojedynczych elementów jego wyposażenia elektrycznego. Jego zadaniem jest zapewnienie prawidłowego doboru urządzeń elektrycznych, spośród dostępnych na rynku, biorąc pod uwagę wymagania funkcjonalne oraz wymagania bezpieczeństwa, zdeterminowane zagrożeniami związanymi z wyrobem oraz zagrożeniami występującymi w przewidywanym miejscu ich instalacji. Z tego powodu urządzenia przeznaczone do pracy w wyrobiskach górniczych, oprócz spełnienia wymagań technicznych stawianych wszystkim urządzeniom elektrycznym, muszą posiadać taki rodzaj zabezpieczenia, aby ryzyko zapłonu lub wybuchu gazu kopalnianego i/lub pyłu węglowego było wyeliminowane.

Każde urządzenie elektryczne zabudowane w strefie zagrożonej wybuchem, w tym każde urządzenie towarzyszące w rozumieniu PN-EN 60079-0:2013-03 (urządzenie elektryczne zawierające zarówno obwody o ograniczonej energii, jak i obwody, w których energia nie jest ograniczona, i które jest skonstruowane tak, aby obwody, w których energia nie jest ograniczona, nie mogły niekorzystnie oddziaływać na obwody o ograniczonej energii), zabudowane poza strefą zagrożoną wybuchem, podlegają procedurom oceny zgodności określonym w dyrektywie 94/9/WE ATEX. Dowodem spełnienia przez dane urządzenie wszystkich wymagań zasadniczych oraz poddania go odpowiednim procedurom oceny zgodności jest odpowiednie oznakowanie wyrobu (znak CE wraz z numerem jednostki notyfikowanej biorącej udział w ocenie procesu jego wytwarzania, oznakowanie zabezpieczenia przeciwwybuchowego), deklaracja zgodności WE powołująca się na certyfikat badania typu WE wydany przez jednostkę notyfikowaną oceniającą wzorzec konstrukcyjny (typ) wyrobu.

Elementy wyposażenia elektrycznego urządzenia sygnalizacji szybowej, zabudowane w rurze szybowej, zazwyczaj posiadają jeden lub więcej rodzajów zabezpieczenia przeciwwybuchowego zgodnych z normami wymienionymi w tabeli 1.

Rodzaje zabezpieczenia urządzeń grupy I (górnictwo).

Tabela 1

Rodzaj zabezpieczenia / symbol		EPL	Norma
Zabezpieczenie urządzeń za pomocą iskrobezpieczeństwa "i"	ia	Ma	PN-EN 60079-11:2012
	ib	Mb	
Zabezpieczenie urządzeń za pomocą osłon ognioszczelnych "d"	d	Mb	PN-EN 60079-1:2014-12
Zabezpieczenie urządzeń za pomocą budowy wzmocnionej "e"	e	Mb	PN-EN 60079-7:2010
Zabezpieczenie urządzeń za pomocą hermetyzacji "m"	ma	Ma	PN-EN 60079-18:2011
	mb	Mb	
Zabezpieczenie za pomocą samoistnie bezpiecznego promieniowanie optycznego „op is”	op is	Ma Mb	PN-EN 60079-28:2010

W przypadku zastosowania urządzeń promieniujących energię ultradźwiękową i elektromagnetyczną (źródła sygnałów o częstotliwościach radiowych 9 kHz do 60 GHz, radary impulsowe i inne źródła emisji, których impulsy są krótsze w porównaniu z czasem indukcji zapłonu, lasery i inne źródła ciągłej emisji światła) poziom energii nie powinien przewyższać wartości określonych w PN-EN 60079-0:2013-03.

W przypadku zastosowania urządzeń iskrobezpiecznych układ ich połączeń powinien spełniać wymagania PN-EN 60079-25:2011 dla systemów iskrobezpiecznych. W ramach analizy iskrobezpieczeństwa sprawdza się:

- dobór urządzeń ze względu na grupę i kategorię,
- poziom zabezpieczenia obwodów iskrobezpiecznych („ia” lub „ib”),
- zastosowane rodzaje przewodów, w tym wielożyłowe (typu A lub typu B) z kilkoma obwodami iskrobezpiecznymi, ze względu na uszkodzenia pomiędzy żyłami,
- zakres dopuszczalnej temperatury pracy urządzeń,
- sposób wykonania połączeń obwodów iskrobezpiecznych oraz przewodów ochronnych,
- spełnienie warunków iskrobezpieczeństwa na podstawie dopuszczalnych parametrów wyjściowych urządzeń zasilających, wejściowych urządzeń zasilanych oraz pojemności i indukcyjności przewodów prowadzonych pomiędzy nimi.

Wyniki oceny bezpieczeństwa przeciwwybuchowego są jednym z elementów oceny urządzenia sygnalizacji szybowej w ramach procedury dopuszczeniowej.

8. Wnioski

Stosowane przy budowie urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej nowoczesne rozwiązania oparte o technikę cyfrową z zastosowaniem swobodnie programowalnych sterowników PLC oraz urządzeń do bezprzewodowego nadawania sygnałów z naczynia wyciągowego, umożliwiły wprowadzenie rozwiązań zapewniających realizację wymagań technicznych stawianych dotychczas wyciągom z jazdą ludzi. Wprowadzenie rodzaju pracy

„jazda ewakuacyjna” dla przeprowadzania ewakuacji załogi z naczyń awaryjnie unieruchomionych w szybie lub dla ewakuacji ludzi z wyrobisk, pozwala na wykonanie tych bardzo odpowiedzialnych operacji bez konieczności wykorzystywania rodzaju pracy „rewizja szybu”. Umożliwia to zwiększenie do 2 m/s prędkości naczyń w szybie, przez co znacznie skraca się czas ewakuacji. Wprowadzenie wymagań technicznych stawianych „jeździe osobistej” w przedstawionym rodzaju pracy „jazda remontowa” (stosowana dla jazdy brygad szybowych), znacząco podnosi poziom bezpieczeństwa osób wykonujących czynności naprawcze i kontrolne w szybie. Celowym jest przeprowadzenie w zakładach górniczych modernizacji szczególnie wyciągów pomocniczych z wykorzystaniem rozwiązań i doświadczeń wynikających z przedstawionych przykładów.

Na podkreślenie zasługuje dążenie do maksymalnego wykorzystania przez producentów możliwości technicznych, jakie daje stosowanie w budowie urządzeń sygnalizacji szybowej swobodnie programowalnych sterowników logicznych PLC oraz wykorzystanie rozbudowanych aplikacji wizualizacji ich stanów pracy.

W najbliższej przyszłości należy oczekiwać kolejnych rozwiązań technicznych umożliwiających podniesienie poziomu bezpieczeństwa eksploatacji wyciągów szybowych, w tym jednokońcowych wyciągów szybowych realizujących zadania wyciągów pomocniczych, awaryjno-rewizyjnych. Oczekiwane są też nowe rozwiązania urządzeń bezprzewodowej sygnalizacji i łączności szybowej, umożliwiające przekazanie znacznie większej liczby sygnałów z poruszającego się naczynia wyciągowego, w celu zrealizowania optymalnego monitoringu. Przykładem mogą być eksploatowane już systemy łączności szybowej zrealizowane w oparciu o dane pozyskane z wykorzystaniem transmisji w standardzie wi-fi. System taki przekazuje rewidentom m.in. informację o wartości prędkości i położenia naczynia wyciągowego w szybie, transmituje sygnały sterownicze i ich zwrotne potwierdzenie oraz umożliwia bezprzewodową łączność naczynie wyciągowe-stanowisko sterownicze maszyny wyciągowej, jak również cyfrową rejestrację i archiwizację pozyskanych danych.

Dalsze podniesienie poziomu bezpieczeństwa pracowników wykonujących czynności kontrolne z naczyń wyciągowych może być uzyskane poprzez wykorzystanie w budowie urządzeń sygnalizacji i łączności szybowej np. indywidualnych czujników aktywności, stosowanych dotychczas m.in. przez służby ratownicze (straż pożarna i inne), dla monitorowania aktywności życiowej osób pracujących w warunkach zagrożenia.

Ich zastosowanie nie powinno stanowić dodatkowego utrudnienia dla pracownika, natomiast winno zapewnić możliwość maksymalnie szybkiego powiadomienia otoczenia o powstałej sytuacji awaryjnej. Mógłby to być swego rodzaju „ergonomiczny czuwak”, dający osobie przebywającej w naczyniu wyciągowym pewność, iż w przypadku jej zasłabnięcia bądź zranienia, samoczynnie zostanie wywołany alarm, informujący pozostałą załogę o zaistnieniu potencjalnie niebezpiecznej sytuacji.

Literatura

1. Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. - Prawo geologiczne i górnicze (tekst jednolity: Dz. U. z 2015 r. poz. 196).
2. Załącznik nr 1 pt. „Wyroby, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia” do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.), w związku z art. 224 ustawy z dnia 9 czerwca 2011 r. – Prawo geologiczne i górnicze.

3. Załącznik nr 2 pt. „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia” do rozporządzenia jak wyżej.
4. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz. U. Nr 263, poz. 2203).
5. Wojtowicz Wł., Zygmunt A.: Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Transport Szybowy 96, Gliwice 8-10 październik 1996 r.
6. Hansel J., Koczwara J., Krajczok J., Zygmunt A.: Monografia pod redakcją J. Hansel pt. Metodyka kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich zakładach górniczych – rozdział 5. – Syntetyczna ocena poziomu technicznego i określenie kierunków modernizacji górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych w Polsce. Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt 40.
7. Krajczok J., 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.

System ciągłego monitorowania lin nośnych skipów z aplikacją kontroli rozładunku

Tadeusz Wróbel – TEMIX Sp. z o.o.

1. Wprowadzenie

Wnioski z dotychczasowej eksploatacji stacjonarnych urządzeń do pomiaru sił w linach nośnych, prowadniczych, prowadniczo-nośnych firmy TEMIX stanowiły przesłankę do opracowania nowej generacji systemu monitoringu sił w linach, który oprócz możliwosci pomiaru sił, także atywnie będzie zapobiegał zdarzeniom awaryjnym w górniczych wyciągach szybowych. Najbardziej oczekiwanymi przez służby szybowe działów energomechanicznych są rozwiązania zwiąkszające skuteczność kontroli rozładunku i załadunku skipów, mające na celu zmniejszenie awaryjności wyciągów i poprawę bezpieczeństwa obsługi.

Znanym od lat problemem w eksploatacji górniczych wyciągów szybowych z naczyniami skipowymi jest niecałkowity rozładunek skipu w cyklu automatycznej pracy wyciągu. W spotykanych rozwiązaniach kontroli rozładunku najczęściej stosuje się przekaźnik izotopowy zlokalizowany na nadszybiu na poziomie dolnej części skipu. Brak strugi urobku na poziomie kontrolowanym przez wiązkę izotopową jest odczytywany w układzie sterowania maszyny jako stan „skip pusty“ i uprawnia do uruchomienia wyciągu. Powyższe rowiązanie jest skuteczne pod warunkiem dotrzymania odpowiedniej jakości transportowanego w skipie urobku, na co służby szybowe nie mają bezpośredniego wpływy. Na jakość urobkku mają wpływ warunki geologicznych eksploatowanego złoża i warunki jego transportu z przodka do urządzeń załadowczych na podszybiu. Eksploatacja pokładów o dużej wilgotności a co najgrsze z przerostami łupkowymi staje się zmorą szybowych służb utrzymania ruchu. Zawartość zmielonych w procesie urabiania łupków w połączeniu z wodą powoduje zakleszczenie urobku w skipie. Gdy to zdarzenie wystąpi podczas rozładunku skipu, a zakleszczony urobek znajdzie się powyżej wiązki izotopowej, może się stać powodem poważnej awarii. Rozmiar i jej skutki będą zależeć od masy pozostałego w skipie urobku oraz położenia naczynia w którym nastąpi uwolnienie reszty urobku.

Równie dotkliwym problemem generującym sytuacje awaryjne jest problem przeładowania skipu w stacji załadunku. Nie wnikając w głębszą analizę przyczyn, jego efektem może być wjazd załadowanego skipu do rząpia a rozładowanego skipu w górne drogi hamowania.

Jedynym dotychczasowym rozwiązaniem tego problemu jest zaangażowanie w kontrolę czynnika ludzkiego na stanowisku załadunku i rozładunku skipu. Z uwagi na specyficzny charakter jak: powtarzalna, monotonna czynność kontrolna, szczególnie na zmianach nocnych, nie jest rozwiązaniem doskonałym o czym świadczą zdarzające sie awarie. Usuwanie skutków awarii odbywa się ze zrozumiałą determinacją służb szybowych do minimalizacji czasu jej trwania i z tego powodu stanowi źródło dodatkowego zagrożenia bezpieczeństwa pracy.

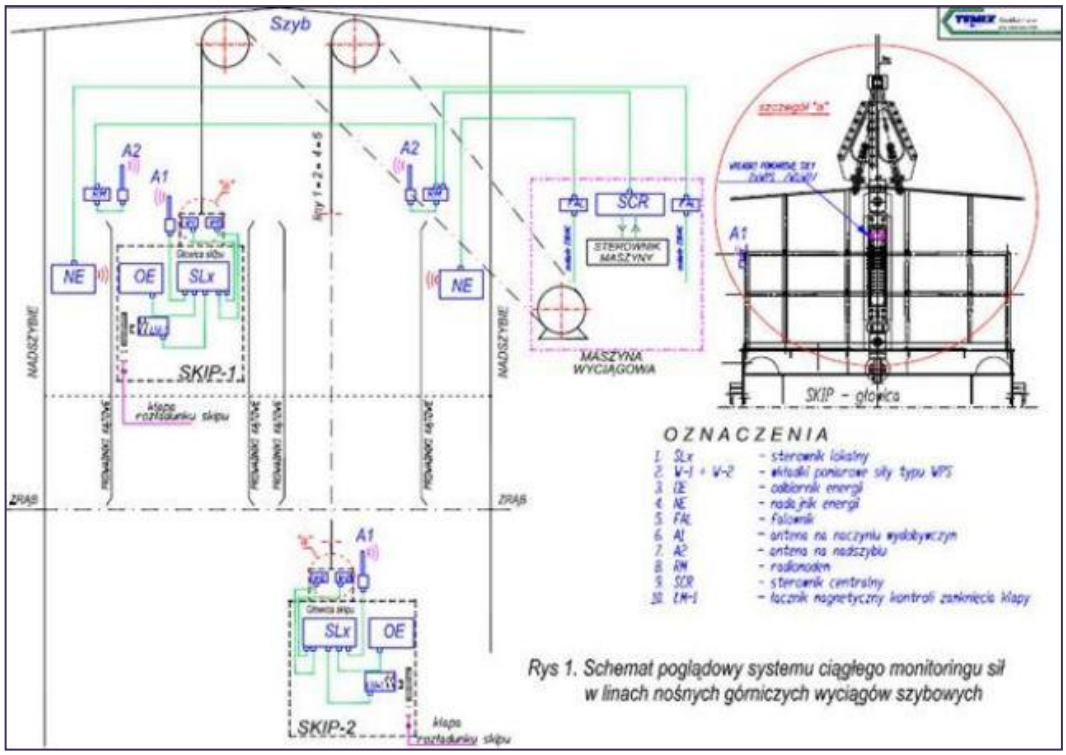
Problem ten ciągle lub przejściowo dotyka większość kopalń węgla zarówno w kraju jak i za granicą. W kraju problem ten jest szczególnie dotkliwy w koplani jak np. LW „Bogdanka“. Poza granicami rozwiązanie tego problemu przez firmę Temix było przedmiotem rozmów z przedstawicielami ukrainskiego ZŻK (Zaporożski Żeleznorudicznyj Kombinat).

Rozwiązanie stanowiące przedmiot publikacji rodziło się w oparciu o pozytywne oraz negatywne doświadczenia eksploatacyjne. Przykładem pozytywnego wyniku stosowania jest wyciąg klatkowy szybu SG-1 w KGHM O/ZG Polkowice-Sieroszowice, gdzie jak na warunki szybowe można uznać, że urządzenie [5, 6] działa w sposób bezawaryjny, co stanowiło

zachętę do doskonalenia i rozrzerzania zastosowania. Negatywne doświadczenia z wyciągu skipowego innej kopalni wymusiły opracowanie nowego rozwiązania sprzęgu elektromagnetycznego do przekazywania energii jak również sposobu jej „magazynownia“.

2. Budowa systemu

Przykład rozwiązania przedstawia schemat poglądowy systemu Rys.1. Główne elementy systemu: sterownik centralny systemu **SCR** zlokalizowany jest w pomieszczeniu maszyny wyciągowej, nadajnik energii **NE** umieszczony na konstrukcji nadszybia, falownik **FAL** a odbiornik energii **OE** wraz ze sterownikiem **SLx** jest zabudowany na skipie, wkładki pomiarowe **WPS** zabudowane po 2 sztuki w zawieszeniu każdej z lin nośnych naczynia wyciągowego, połączone są poprzez skrzynkę rozdzielczą **SR** ze sterownikiem **SLx** zabudowanym w wolnej przestrzeni konstrukcji pod głowicą naczynia lub najlepiej na półpiętrze do jazd rewizyjnych. Komunikacja pomiędzy sterownikami odbywa się łączem radiowym poprzez modemy **RM** oraz anteny kierunkowe umieszczone odpowiednio na naczyniu wydobywczym **A1** oraz nadszybiu **A2**. Sterownik maszyny wyciągowej dostarcza sygnał położenia naczynia w szybie tzw. „szybowskaz” (analogowa pętla prądowa lub magistrala MODBUS) oraz dwa sygnały dwustanowe I/O (ustawienie skipu w stacji rozładunku, zwolnienie hamulców) do sterownika centralnego **SCR** a jego sygnały wyjściowe I/O są wykorzystane w obwodach blokady układu sygnalizacji.



Rys 1. Schemat poglądowy systemu ciągłego monitoringu sił w linach nośnych górniczych wyciągów szybowych

Rys. 1. Schemat poglądowy systemu ciągłego monitoringu sił w linach nośnych górniczych wyciągów szybowych

Niespotykane do chwili obecnej rozwiązania techniczne zastosowano w sterowniku na naczyniu wydobywczym:

Sprzęg elektromagnetyczny, który zapewnia bezstykowe przesyłanie energii pomiędzy nadajnikiem na nadszybiu a odbiornikiem na naczyniu wydobywczym.

Nowoczesna technologia akumulacji energii elektrycznej o cennych zaletach, szczególnie w tym zastosowaniu:

- bardzo duży znamionowy prąd ładowania (ok. 50 ÷ 100 [A]) zapewnia możliwość gromadzenia na tyle dużej ilości energii w czasie kilkunastu sekund postoju skipu w stacji rozładunku, że pokrywa z nadmiarem zapotrzebowanie energii dla kolejnych cykli przejazdu naczynia,

- całkowite rozładowanie, jak również ilość cykli rozładowania nie wywiera szkodliwego wpływu na jego żywotność.

- ponowne (po całkowitym rozładowaniu) osiągnięcia zdolności urządzenia do normalnej pracy następuje po czasie 2÷5 minut ładowania „magazynu energii“ znamionowymi parametrami w stacji rozładunku skipu.

4. Opis działania

4.1. Zasilanie urządzeń

Falownik **FAL** zasila nadajnik energii **NE** z chwilą otrzymania ze sterownika maszyny sygnału ustawienia skipu w stacji rozładunku. Sygnał odblokowania hamulca maszyny przerywa zasilanie. W trybie sterowania ręcznego ładowanie odbywa się bezstykowo, aż do osiągnięcia znamionowego napięcia wyjściowego **OE**. W automatycznym cyklu wydobycia przekazywanie energii z nadajnika **NE** do odbiornika **OE** odbywa się w czasie trwania rozładunku skipu. Przekazywanie energii odbywa się poprzez rezonansowy sprzęg elektromagnetyczny ze szczeliną powietrzną wyznaczoną dopuszczalną odległością technologiczną pomiędzy powierzchniami czołowymi nadajnika energii **NE** a odbiornika energii **OE.** Konstrukcja obwodu magnetycznego nadajnika uwzględnia zmianę położenia naczynia w pionie spowodowaną skracaniem lin podczas rozładunku. Odbiornik energii **OE** ładuje baterię superkondensatorów w sterowniku **SLx.** Maksymalne parametry dostarczanej do sterownika energii wynoszą 100A; 5V i zapewniają właściwy bilans energetyczny dla ciągłego zasilania **SLx na** skipie. Naładowanie kondensatorów w sterowniku **SLx** do znamionowej wartości napięcia 5V trwa ok. 5÷7min i wystarcza na 4 godziny nieprzerwanej pracy sterownika. Pierwszy „start” sterownika następuje po osiągnięciu napięcia o wartości 1,6V po czasie ok. 2min. Sterownik **SLx** zawiera iskrobezpieczne układy zasilania wkładek pomiarowych i magistrali transmisji RS485, iskrobezpieczne układy WE/WY (I/O) przeznaczone do kontroli zamknięcia zasuwy skipu, modem radiowy z układem zasilania i barierą iskrobezpieczną w obwodzie antenowym.

4.2. Sterowanie i transmisja danych

Moduł centralny sterownika **SLx** odczytuje wartość siły z wkładek pomiarowych **WPS** i z czujników akcelerometrycznych ACP wartości sił w linach i przyśpieszeń, monitoruje parametry pracy układu dostarczania energii takie jak prąd ładowania i poziom napięcia baterii kondensatorów oraz steruje funkcjami pomiarowymi**.** Moduł centralny posiada opcje aktualizacji oprogramowania systemowego poprzez modemowe łącze radiowe dostępne na nadszybiu. Umożliwia to łatwą zmianę oprogramowania celem dopasowania do indywidualnych wymagań użytkownika na każdym etapie eksploatacji. Moduł centralny sterownika wyposażony w pamięć nieulotną oraz trzyosiowy przetwornik przyśpieszeń zapewnia rejestrację wartości sił w linach oraz parametrów ruchu naczynia z kilkunastu ostatnich przejazdów spełniając funkcję tzw. „czarnej skrzynki”. Dłuższy postój naczynia

(powyżej 3 min) powoduje wyłączenie urządzenia pomiarowego na naczyniu a jego ponowne załączenie nastąpi po wykryciu ruchu naczynia. Radiomodem **RM** zabudowany w sterowniku **SLx** z iskrobezpiecznym wyjściem i anteną **A1** (zamocowaną na linie nośnej bezpośrednio nad skipem) a następnie modem radiowy **RM** połączony z anteną **A2** (zabudowanymi na nadszybiu) stanowią łącze radiowe do sterownika centralnego **SCR.**

Głównym elementem zabudowanego w szafie sterownika centralnego jest komputer przemysłowy Compact RIO firmy National Instrument działający pod kontrolą systemu operacyjnego czasu rzeczywistego, który realizuje algorytmy kontroli załadunku i rozładunku skipu we współpracy ze sterownikiem maszyny wyciągowej („szybowskaz"), generuje sygnały wykonawcze do obwodów blokady układu sygnalizacji, blokuje załączenie falownika **FAL** w przypadku osiągnięcia znamionowego napięcia baterii kondensatorów sterownika lub przekroczenia dopuszczalnego prądu ładowania. Komputer przemysłowy TECHBOX wraz z monitorem stanowią terminal nadzoru działania aplikacji i parametrów serwisowych. Ciągły system pomiarowy **UPSL-02i** oprócz wyżej opisanych funkcji stwarza możliwość wykonania niezwykle praktycznego w działaniu narzędzia diagnostycznego. Narzędziem tym będzie kolejna aplikacja, która umożliwi bieżącą ocenę sił oddziaływania prowadnic tocznych naczynia na elementy zbrojenia szybu, wykorzystując do tego dane pomiarowe z przetworników przyśpieszeń. Tym samym, w zarysie opisywany cel w materiałach konferencyjnych z 2005 r. [1] nabiera cech realnych po 10 latach.

5. Aplikacje sterownika centralnego

Podstawowe aplikacje programowe sterownika centralnego **SCR**:

RadioLin – sterowanie funkcjami pomiarowymi,
SERWIS – diagnostyka systemu,
WizLin – graficzna analiza sił w linach,

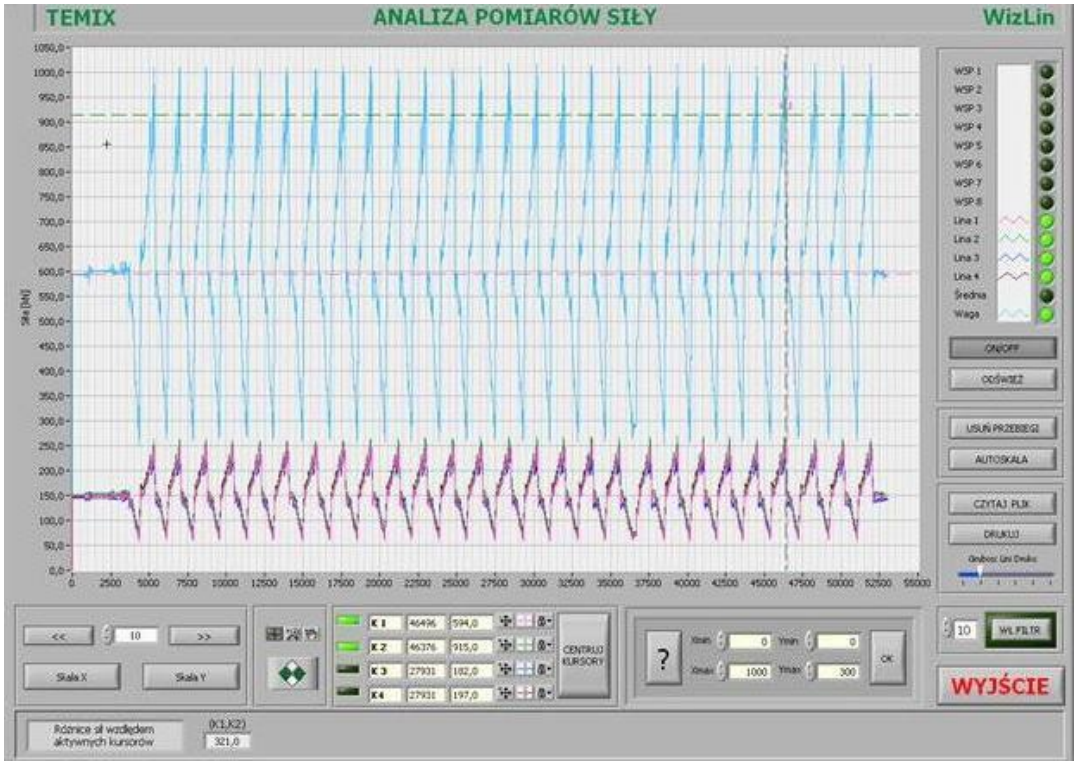
zapewniają zdalne sterowanie systemem, ciągły pomiar sił w linach nośnych naczynia, sygnalizację przekroczenia dopuszczalnej (założonej) wartości różnicy sił w linach.
Dodatkowe aplikacje programowe:

SKR/SKZ – **S**ystem Kontroli **R**ozładunku / **S**ystem **K**ontroli **Załadunku**

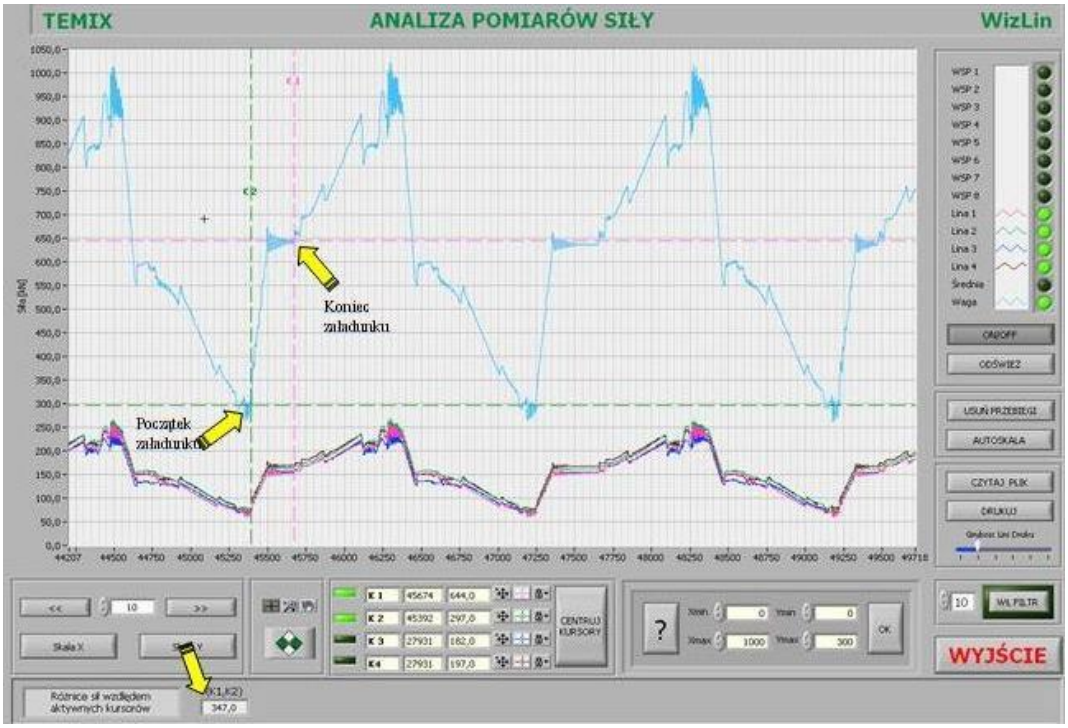
generują sygnał dwustanowy do obwodów blokady maszyny „**Skip przeładowany**" w poziomie załadunku „ **Skip nie rozładowany**" w stacji rozładunku na powierzchni.

6. Idea działania aplikacji SKRS; SKZS

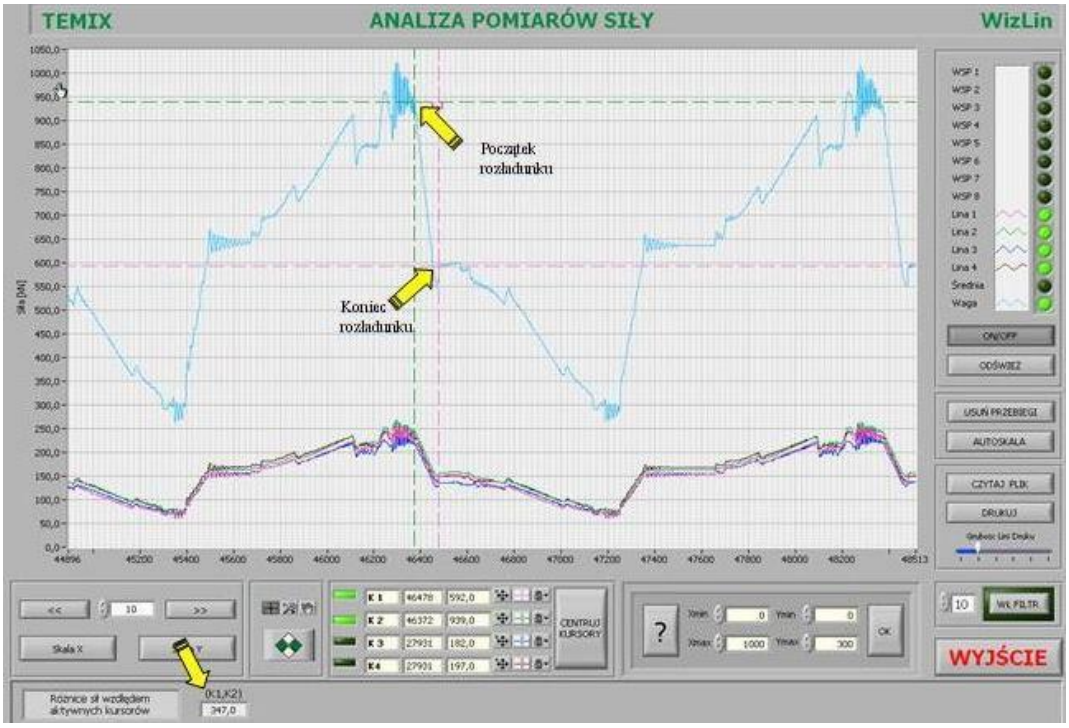
Program **Wizlin** jest programem do graficznej analizy sił w linach nośnych górniczych wyciągów szybowych. Na legendzie wykresu - rys. nr 2; 3 z prawej strony od góry, zielonym kolorem wskazywane są aktywne wykresy sił w linach ***1; 2; 3; 4*** i odpowiadające im kolory. Niebieskim kolorem zaznaczono przebieg sumaryczny sił w linach, opisany jako ***Waga.*** Oś Y wykresu przedstawia wartość siły i jest wyskalowana w [kN], a oś X wskazuje kolejne próbki pomiaru wartości siły. Częstotliwość próbkowania wynosi ok. 30 [Hz]. Narzędzia programu umożliwiają powiększanie dowolnie wybranego fragmentu wykresu w osi X i Y, jak również przesuwanie wykresu w obu osiach. Do każdego wykresu można przyporządkować kursor pomiarowy (K1,K2,K3,K4), umożliwiający odczyt wartości sił oraz ich różnic w wybranym punkcie wykresu (rys. 2-4)



Rys. 2. Zarejestrowane 27 cykli pracy wyciągu skipowego w automatyce



Rys. 3. Kursory ustawione do pomiaru masy załadunku pokazują K1 – K2 = 347 [KN]



Rys. 4. Kursory ustawione do pomiaru masy rozładunku pokazują K1 – K2 = 347 [KN]

Dla wyjaśnienia idei aplikacji **SKRS** i **SKZS** posłużył zarejestrowany w 2006 r. (w linach nośnych skipu szyb II w KWK Budryk) przebieg sił podczas 27 cykli pracy wyciągu skipowego w tzw. „automatyce" rys. nr 1. Z zarejestrowanego przebiegu wybrano przykładowo fragment przedstawiony na rys. nr 2 zawarty pomiędzy próbkami nr 44207 a 49718. Kursor K2 koloru zielonego wskazuje dla próbki nr 45392 wartość siły 297,0 [kN] w chwili ustawienia skipu w stacji załadunku a kursor K1 koloru czerwonego wskazuje dla próbki nr 45674 wartość siły 644,0 [kN] po zakończeniu załadunku skipu. W rubryce wyróżnionej żółtą strzałką wskazywana jest różnica sił K1–K2 o wartości 347,0 [kN] i jest to wartość siły wynikająca z załadowanej masy urobku do skipu. Podobną analizę można przeprowadzić podczas rozładunku skipu, fragment przedstawiony na rys. 3 zawarty pomiędzy próbkami nr 44896 a 48513. Kursor K2 koloru zielonego wskazuje dla próbki nr 46372 wartość siły 939,0 [kN] w chwili ustawienia skipu w stacji rozładunku, a kursor K1 koloru czerwonego wskazuje dla próbki nr 46478 wartość siły 592,0 [kN] po zakończeniu rozładunku skipu. W rubryce wyróżnionej żółta strzałką wskazywana jest różnica sił K1 – K2 o wartości 347,0 [kN] i jest to wartość siły wynikająca z rozładowanej masy urobku ze skipu, zgodna z siłą wynikającą z masy załadowanego urobku. Idea działania aplikacji sprowadza się do zastąpienia kursorów K1, K2 odpowiednimi rozkazami sterownika centralnego ***„wykonaj pomiar",*** następnie opracuj wynik i wystaw sygnał decyzyjny na wyjście I/O.

7. Podsumowanie

Wygenerowanie w sterowniku systemu sygnałów „***skip rozładowany" „skip przeładowany"*** jest oparte na bezpośrednim pomiarze sił w linach nośnych skipu przed i po jego rozładunku (przed i po załadunku). Algorytm wypracowania sygnału decyzyjnego wynika z analizy graficznej zachodzących zjawisk dynamicznych sił w linach, indywidualnych dla każdego wyciągu. Szacuje się, że sumaryczny błąd metody pomiaru przy pomocy wkładek pomiarowych WPS zawiera się w granicach 2 ÷ 3% masy urobku w skipie. W celu jego minimalizacji, algorytmy pomiarowe wymagają testowania w okresie prowadzenia ruchu próbnego wyciągu.

Rozwiązanie jest gotowe do zastosowania w szybach wyciągów górniczych również w przestrzeniach zagrożonych wybuchem.

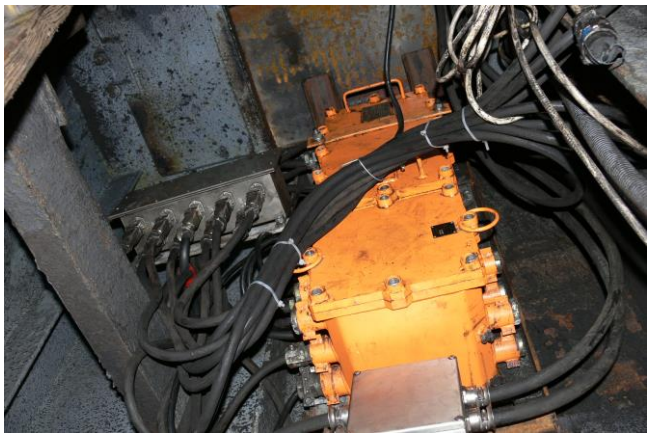
8. Urządzenia systemu UPSL-02i w zastosowaniu



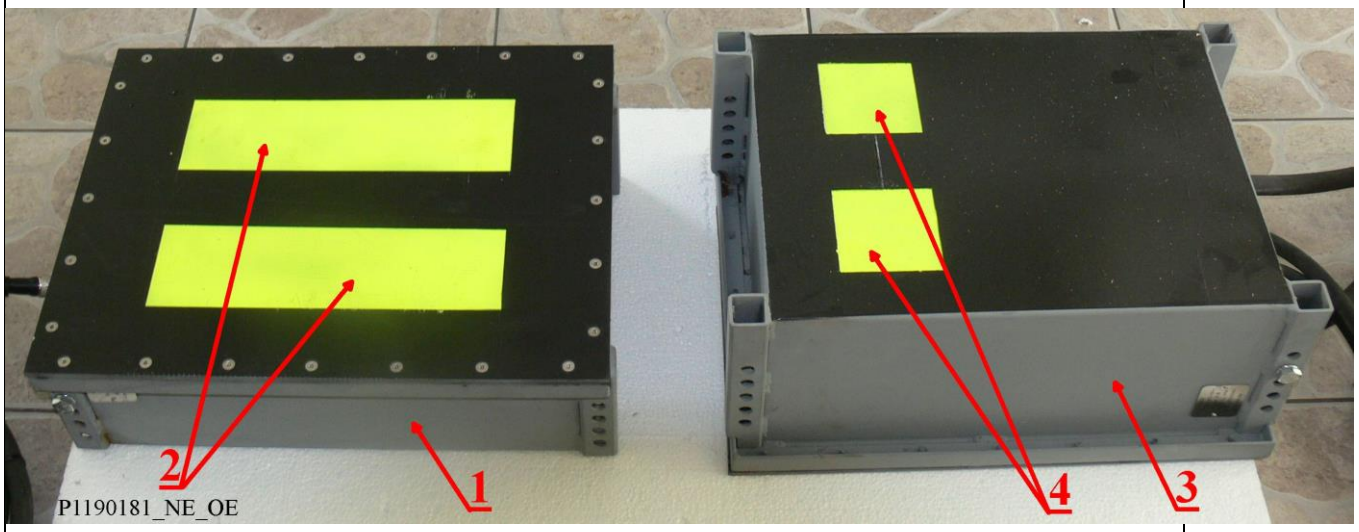
Rys. 5. Podzespoły systemu UPSL-02i dla dwóch skipów jednego przedziału:
1 - modem RM1 i RM2 w obudowie
2 – anteny A2
3 - nadajnik energii NE1 i NE2
4 - odbiorniki energii OE
5 - skrzynki pośredniczące SP
6 - sterowniki lokalne SLx-01i-z
7 - wkładki pomiarowe siły WPS1 i WPS2
8 – anteny A1



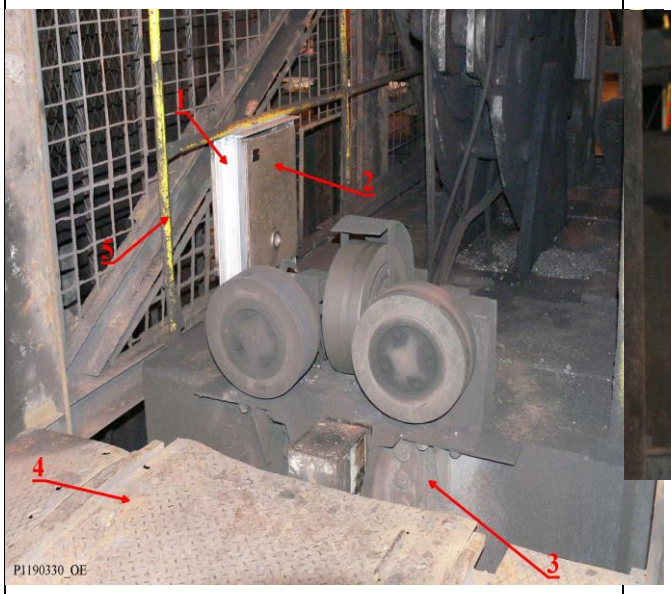
Rys. 6. Sterownik lokalny SLx-01i-z
1- sterownik lokalny SLx-01i-z
2- kabel zasilania biegun dodatni (+)
3- kabel zasilania biegun ujemny (-)
4- osłonowy wąż zbrojony



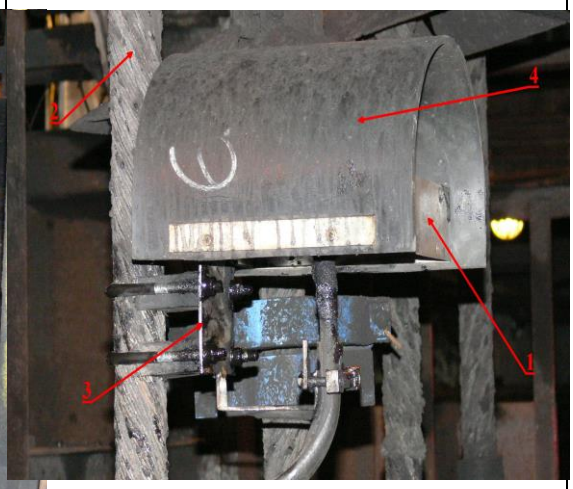
Rys. 7. Sterownik lokalny zabudowany w głowicy skipu



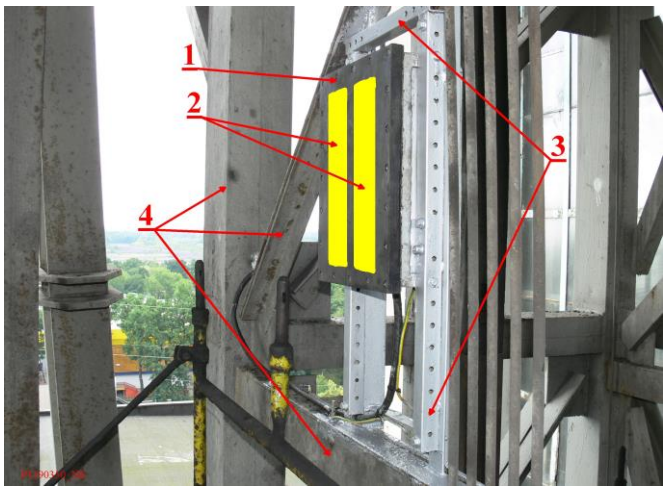
Rys. 8. Nadajnik energii NE oraz odbiornik energii OE
1- nadajnik energii NE
2- pola transmisji energii z nadajnika
3- odbiornik energii OE
4- pola odbioru transmisji energii



Rys. 9. Odbiornik energii na głowicy skipu
1- konstrukcja mocująca 2- odbiornik energii OE
3- głowica skipu 4- zrąb szybu
5- bariera głowicy skipu

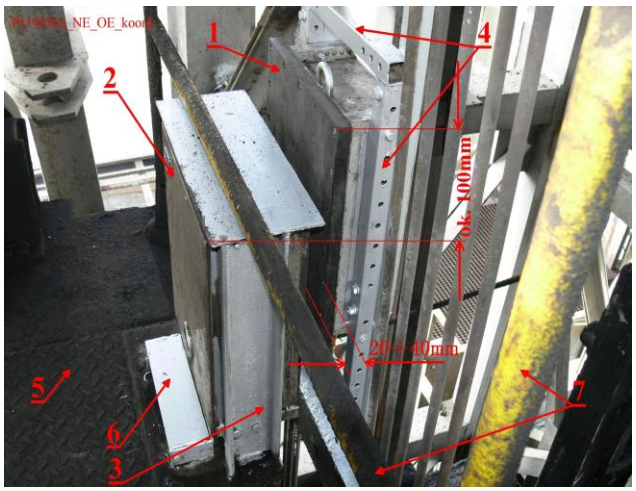


Rys. 10. Zabudowa anteny A1 na linie nośnej skipu
1- antena A1
2 - lina nośna
3- uchwyt anteny
4- osłona gumowa



Rys. 11. Nadajnika energii NE na nadszybiu

1 - nadajnik energii NE
2- pole transmisji energii
3 - konstrukcja mocująca nadajnik
4- konstrukcja nadszybia



Rys. 12. Koordynacja współpracy nadajnika energii NE z odbiornikiem energii OE

1 - nadajnik energii NE
2- odbiornik energii OE
3- konstrukcja mocująca odbiornik energii OE
4- konstrukcja mocująca nadajnik energii NE
5- podest głowicy skipu; 6- osłona kabli z odbiornika OE do sterownika SLx-01i-z
7- bariera na głowicy skipu

Literatura

1. Bomersbach G., Wróbel T.: Monitoring jakości prowadzenia naczyń wyciągów górniczych. Konferencja Transport Szybowy 2005. ITG KOMAG, 2005.
2. Meder A., Małecki J., Wróbel T.: New inserts for force measurment in ropes of mining shaft hoist. Logistics and Transport – LOADO 2005. Technical University of Kosice, 2005
3. Meder A., Małecki J., Wróbel T.: Nowe wkładki do pomiaru siły w linach górniczych wyciągów szybowych. Maszyny Górnicze nr 3, Gliwice 2005.
4. Tytko A., Małecki J., Wróbel T.: Wpływ oddziaływań dynamicznych na trwałość eksploatacyjną lin nośnych górniczych wyciągów szybowych". Maszyny Górnicze nr 4, Gliwice 2009.
5. Wróbel T.: Mikroprocesorowe systemy pomiarowe i komputerowe systemy monitoringu w diagnostyce wyciągów górniczych. Konferencja Telekomunikacja i Systemy Bezpieczeństwa w Górnictwie ATI 2006. Szczyrk 2006.
6. Wróbel T.: Pomiary obciążeń lin górniczych wyciągów szybowych. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie". Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Ustroń 2006.
7. Wróbel T., Wójcik A.: System monitoringu jakości prowadzenia naczynia wydobywczego w szybie SG-1 w KGHM O/ZG Polkowice-Sieroszowice. II Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie". Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Ustroń 2006.
8. Wróbel T., Jurasz S., Świetlicki J. i in.: Doświadczenia eksploatacyjne z wykonywania pomiarów obciążeń lin nośnych górniczych wyciągów szybowych wielolinowych oraz stosowania praktycznej metody ich wyrównywania. 4. Międzynarodowa Konferencja Naukowo Techniczna Transport Szybowy 2007, ITG KOMAG, Szczyrk 2007.
9. Zygmunt A., Twardak E.: Bezpośredni pomiar sił w nowej technologii monitoringu naciągu lin nośnych i prowadniczo – nośnych wiszących pomostów roboczych w głębionych szybach, jako skuteczna metoda zapewnienia właściwego rozkładu sił w poszczególnych linach. IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie". Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Szczyrk 2008.

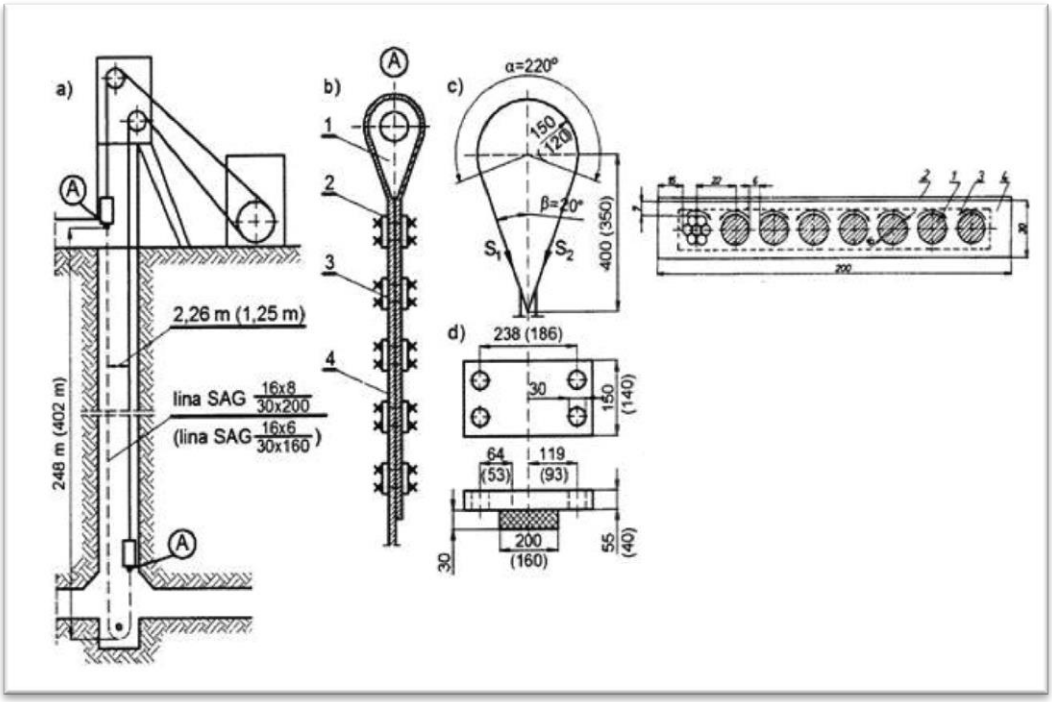
Podsumowanie dotychczasowej eksploatacji lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz – Politechnika Śląska, **Elżbieta Mazany** – SAG Spółka z o.o.

1. Wprowadzenie

W Polsce pierwsze dwie prototypowe liny wyrównawcze płaskie stalowo-gumowe SAG (stalowe, antykorozyjne, gumowe) zostały wyprodukowane przez FTT Wolbrom S.A. w Wolbromiu. Pierwszą prototypową linę zastosowano 3.9.1977 roku w szybie „Chrobry" kopalni cynku i ołowiu „Pomorzany" w Olkuszu. Została ona odłożona z eksploatacji po 4 latach pracy w wyniku jej uszkodzenia podczas zasypania stacji zwrotnej urobkiem. Drugą linę założono 27.9.1978 roku w szybie „Poniatowski" KWK „Wieczorek" i zdjęto ją 30.05.1988 roku po prawie 10 latach eksploatacji, rys. 1 [13,14].

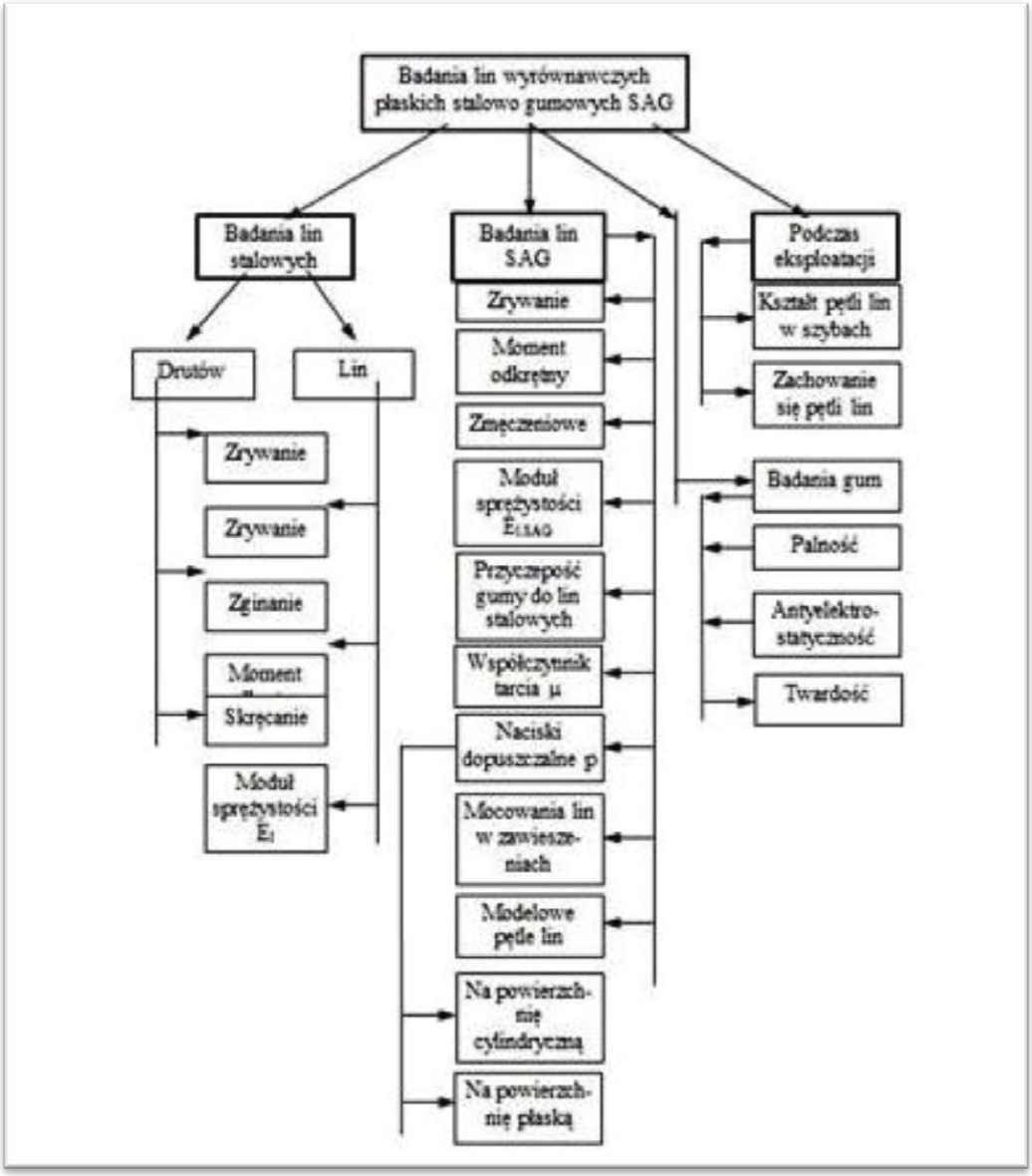
Taka trwałość liny SAG oraz opracowanie i zastosowanie w 1983 r. głowicy pomiarowej do badań magnetycznych płaskich lin stalowo-gumowych co było wydarzeniem przełomowym w stosowaniu lin SAG zaowocowała opracowaniem nowej jej konstrukcji. Pierwszą linę płaską stalowo-gumową SAG nowej generacji założono 26.11.1989 r w szybie „Wilson" kopalni „Wieczorek". Liny SAG zostały opracowane i wdrożone do eksploatacji przez Zespół Uczelniano-Przemysłowy pod kierunkiem Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie [13,14]. Liny te produkowane przez firmę SAG Sp. z o.o. (poprzednia nazwa SAG Wytwórnia Lin Stalowo-Gumowych Sp. z o.o.) z siedzibą w Katowicach zdominowały inne konstrukcje lin wyrównawczych stosowanych w górnictwie krajowym. Do chwili obecnej – czerwiec 2015 wyprodukowano 575 lin, z czego dla odbiorców krajowych 503 szt. i zagranicznych 72 szt.



Rys. 1. Schemat górniczych wyciągów szybowych skipowych szybu „Chrobry" kopalni „Pomorzany" i szybu „Poniatowski" kopalni „Wieczorek", w których zastosowano dwie pierwsze prototypowe liny SAG: 1- sercówka, 2 – lina SAG, 3 – zaciski płaskie, 4 – siatka mosiężna, 5 – przekrój zastosowanej liny (wymiary w nawiasach dotyczą wyciągu szybu „Poniatowski")

Zarówno przed dopuszczeniem lin SAG do eksploatacji jak i podczas ich wieloletniej pracy prowadzono badania własności wytrzymałościowych drutów lin stalowych przeznaczonych do lin SAG jak i lin SAG. Badano moment odkrętny lin, przyczepność gumy do lin stalowych w linach SAG, badania nacisków poprzecznych oraz badania trwałości lin SAG na zmęczenie. Obliczono teoretycznie dopuszczalne długości wytrzymałościowe i krytyczne lin SAG. Określono również kształt pętli lin teoretycznie oraz na stanowisku modelowym i w warunkach rzeczywistych w szybach. Analizowano również zachowanie się pętli lin SAG w rząpiach szybów. Obliczono również współczynniki pewności mocowania lin SAG w stosowanych zawieszeniach sercówkowych, klinowo-ciernych oraz w stożkach zalewanych oraz przeprowadzono badania zawieszeń lin.

Program badań przedstawiono na rys. 2 na tle lin stalowych. Opracowano również metody oceny stanu technicznego lin SAG podczas ich produkcji jak i eksploatacji (metoda optyczna i magnetyczna). Opracowano konstrukcje nowoczesnych defektografów magnetycznych przez Katedrę Transportu Linowego AGH w Krakowie oraz firmę Laboratorium „LRM-NDE" dr inż. R. Martyna.

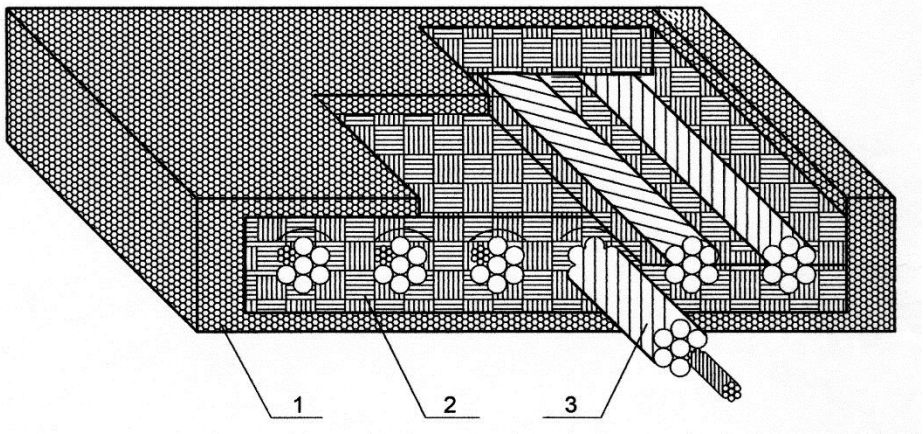


Rys. 2. Badania lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG

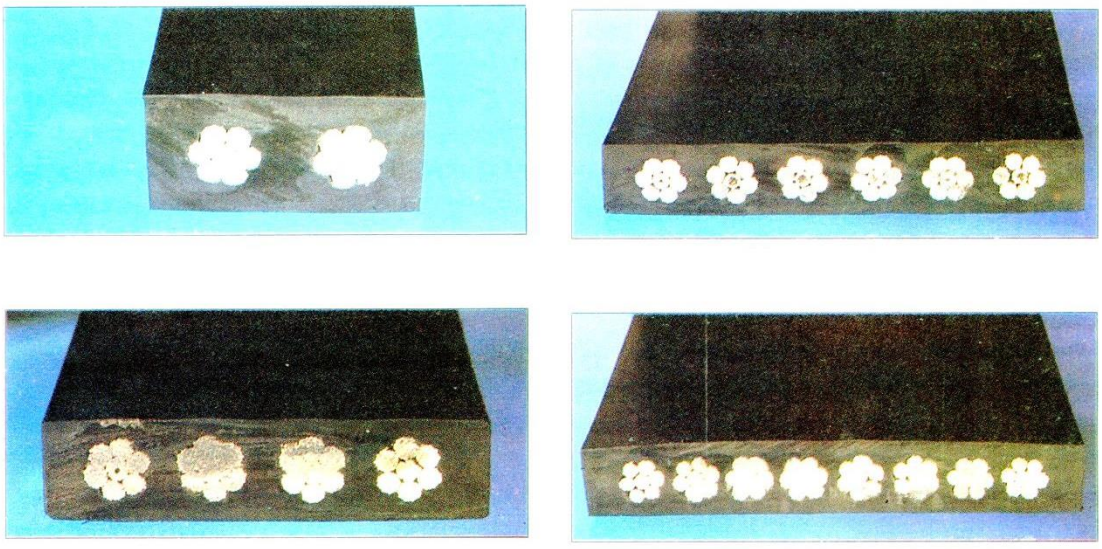
2. Konstrukcja i produkcja lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG

Liny wyrównawcze stalowo-gumowe SAG (stalowe, antykorozyjne, gumowe) składają się z lin stalowych zawulkanizowanych w gumie rys. 3 i 4.

Guma jest dwu rodzajów: guma wewnętrzna przylegająca do linek stalowych to guma o dużej przyczepności, guma zewnętrzna tworząca osłonę liny wykazuje wysoką odporność na ścieranie, korozję nalotową i jest trudnopalna i antyelektrostatyczna. W linie SAG zawulkanizowanych jest 2,4,6 lub 8 lin stalowych o średnicy 12 do 24 mm z przeznaczeniem dla górnictwa. Stosowana jest parzysta liczba lewozwitych i prawozwitych lin sześciosplotkowych okrągłych z rdzeniem stalowym konstrukcji W7x25 lub innej. Druty są ocynkowane. Szerokość przekroju poprzecznego lin SAG wynosi 30÷212 mm, a grubość 10÷35 mm. Masa jednostkowa lin SAG wynosi 0,5÷22.3 kg/m. Wytrzymałość drutów lin stalowych wynosi R_m = 1370, 1570, 1670 lub 1770 MPa. W związku z dostawą na rynek wschodni produkowane są liny mrozoodporne (guma okładkowa – mrozodporność do –70°C). Parametry techniczne lin SAG z przeznaczeniem dla górnictwa podano w tabeli 1, a widok liny SAG na bębnie fabrycznym przedstawiono na rys. 5 [17].



Rys. 3. Budowa liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej SAG: 1 – guma zewnętrzna, 2 – guma wewnętrzna, 3 – liny stalowe W7x25

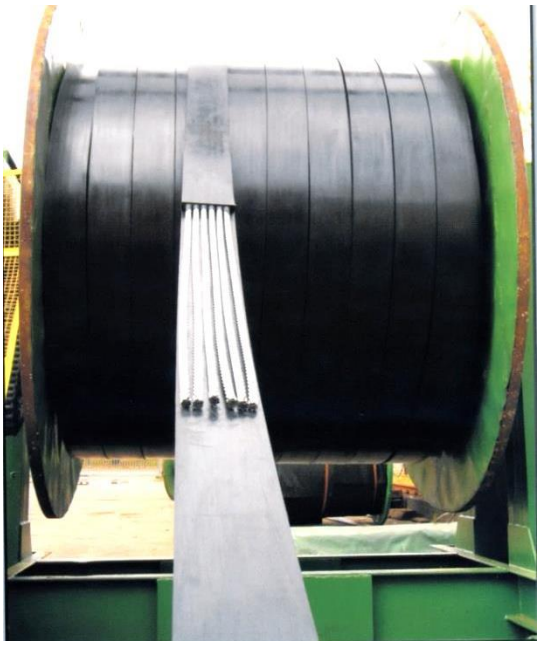


Rys. 4. Widok przekroi poprzecznych lin płaskich stalowo-gumowych SAG

Ogólne dane typoszeregu lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG, symbol SAG m-axb/nxϕ, gdzie: *m* – masa jednostkowa liny kg/m, *a* – szerokość liny, *b* – grubość liny, *n* – liczba lin stalowych, szt., *ϕ* – nominalna średnica liny stalowej, mm

Tabela 1

Typ liny SAG	Minimalna siła zrywająca linę SAG, P_c, kN			
	Wytrzymałość drutów lin stalowych R_m, MPa			
	1370	1570	1670	1770
Parametry lin SAG z linkami ϕ12 mm				
min. SAG 2,5-60x22/2x12 max. SAG 4,0-105x22/2x12	79	96	101	107
Parametry lin SAG z linkami ϕ14 mm				
min. SAG 3,2-60x29/2x14 max. SAG 13,5-212x35/8x14	225 900	257 1028	274 1096	290 1160
Parametry lin SAG z linkami ϕ16 mm				
min. SAG 4,1-60x29/2x16 max. SAG 17,3-212x35/8x16	300 1200	344 1376	365 1460	387 1548
Parametry lin SAG z linkami ϕ18 mm				
min. SAG 4,5-60x29/2x18 max. SAG 19,0-212x35/8x18	367 1468	419 1679	446 1784	472 1888
Parametry lin SAG z linkami ϕ20 mm				
min. SAG 13,2-170x35/6x20 max. SAG 17,8-212x35/6x20	859 1481	987 1481	1049 1574	1112 1668
Parametry lin SAG z linkami ϕ22 mm				
min. SAG 14,8-170x35/4x22 max. SAG 20,5-212x35/6x22	1138 1707	1302 1953	1387 2081	1469 2204
Parametry lin SAG z linkami ϕ24 mm				
min. SAG 21,5-197x35/6x24 max. SAG 22,3-212x35/6x24	2017	2312	2460	2607



Rys. 5. Widok liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej SAG na bębnie transportowym

Liny SAG produkowane są w oparciu o Dokumentację Techniczną DT-SAG-2007 wyd.III będącą kontynuacją dokumentacji dopuszczeniowej stanowiącej załącznik do dopuszczenia Wyższego Urzędu Górniczego l.dz.GEM/44704/0001/04/05413/AZ z 23.04. 2004 r. [11].

W tabelach 2 i 3 przedstawiono podstawowe dane o wyprodukowanych linach.

3. Badanie wytrzymałościowe lin SAG **Produkcja lin SAG na 21.06.2015 r**

Tabela 2

Wyszczególnienie			
Ilość	sztuk	metrów	ton
– na kraj	503	456 401	5678
– eksport	72	71 589	948
razem	575	527 990	6626

Charakterystyka wyprodukowanych lin SAG na 21.06.2015

Tabela 3

Wyszczególnienie	Na kraj	Na eksport
Liny	503	72
Najdłuższa lina [m]	1330	1600
Najcięższa lina [kg]	28990	28160
Najmniejsza masa jednostkowa liny [kg/m]	2,5	0,5)*
Największa masa jednostkowa liny [kg/m]	22,3	19,56
Największy rozmiar liny	212 x 35	205 x 33
Najmniejszy rozmiar liny	60 x 22	30 x 10)*

)*liny poza górnictwo – do wind osobowych

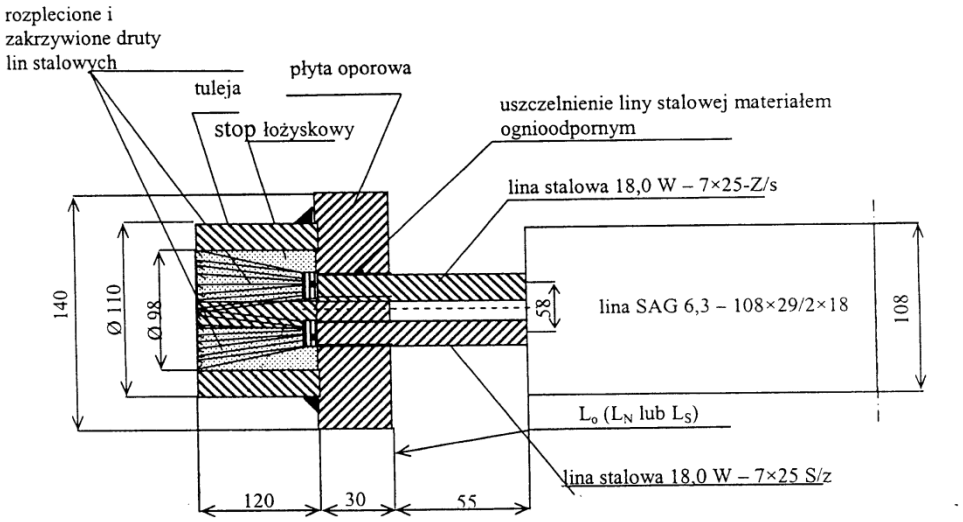
Uwaga: Produkowane są także liny SAG małych rozmiarów przeznaczonych poza górnictwo do wind osobowych. W linach tych zastosowano liny stalowe o średnicy nominalnej 4,2 mm.

Badania wytrzymałościowe 40 lin SAG na zrywanie prowadzone do 2005 r. przedstawiono w pracach [2,3,6]. Od 2008 do czerwca 2015 r. przeprowadzono kolejne badania zrywania 143 lin. Skrócone wyniki badań opracowane na podstawie protokołów badań [17] przedstawiono w tabeli 4. Otrzymany z badań współczynnik sprawności wytrzymałościowej lin SAG obliczony jako stosunek rzeczywistej siły zrywającej linę w całości F_m do obliczeniowej $F_{ec\,min}$ wynosiły $\eta_o = F_m / F_{ec\,min} = 0{,}88 \div 1{,}1$ (współczynnik wymagany przez przepisy górnicze $\eta_o = 0{,}82$), a obliczony jako stosunek siły F_m do wyznaczonej siły zrywającej linę $F_{e.m}$ wynosił $\eta_{rz} = 0{,}82 \div 0{,}97$. Są to bardzo wysokie wartości. Na rys. 6 przedstawiono sposób mocowania lin SAG w maszynie wytrzymałościowej, a na rys. 7 widoki liny po badaniach. Przykład wydłużenia się liny SAG aż do zerwania przedstawiono na rys. 8 [17].

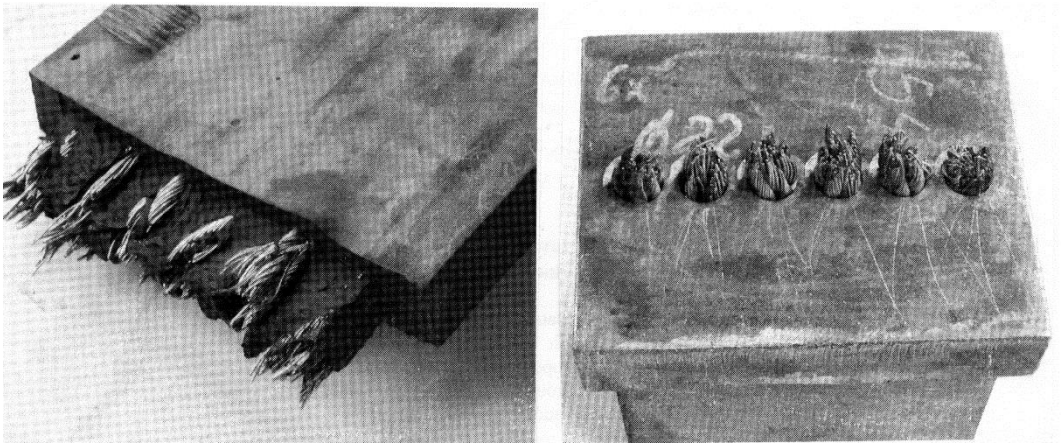
Zestawienie wyników badań 143 lin SAG na zrywanie; R_m-wytrzymałość drutów liny, $F_{ec\ min}$-obliczeniowa siła zrywająca linę, F_{em}-wyznaczona siła zrywająca linę, F_m–rzeczywista siła zrywająca linę w całości, ε-wydłużenie liny przy zerwaniu, $\eta_o=F_m/F_{ec\ min}$, $\eta_{rz}=F_m/F_{em}$-współczynniki sprawności wytrzymałościowej liny.

Tabela 4

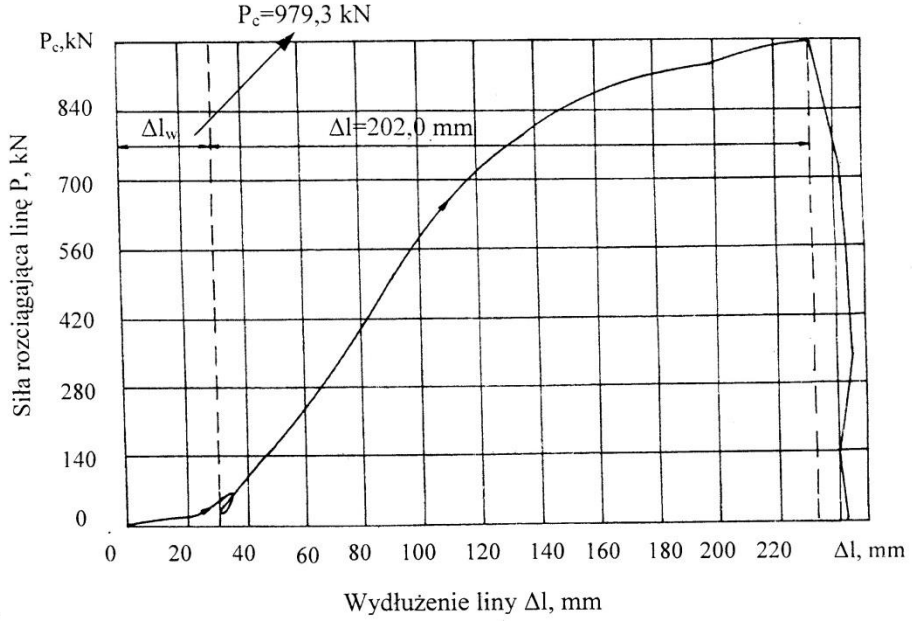
Lp.	Konstrukcja liny SAG, liczba x średnica liny stalowej	Liczba lin szt.	R_m N/mm^2	Siła zrywająca linę F, kN			ε %	η_o	η_{rz}
				$F_{ec\ min}$	F_{em}	F_m			
1	2x14	2	1570	304,8	329 335	280 323	2,01 2,58	0,92 1,06	0,84 0,98
2	4x14	1	1570	609,6	683,6	560	3,17	0,92	0,82
3	2x16,5	2	1570	420	469	426	2,44	1,01	0,91
4	4x16	28	1570	840	892,6 938,4	770 836	1,88 2,95	0,92 0,98	0,82 0,90
5	6x16	32	1570	1260	1318,3 1470,9	1095 1337	1,96 3,39	0,92 0,99	0,84 0,92
6	8x16	10	1570	1680	1830,4 1895,3	1610 1692	2,05 3,48	0,96 1,00	0,87 0,90
7	4x18	19	1570	1024,8	1098,1 1158,3	909,2 1101,0	2,03 3,45	0,89 1,00	0,84 0,97
8	6x18	15	1570	1537,2	1621,1 1732,6	1425 1587	2,27 3,14	0,95 1,00	0,86 0,93
9	8x18	4	1670	1790	1827,4 1971	1660 1734	2,41 2,89	0,93 0,97	0,87 0,91
10	6x20	15	1570	1800	1930,4 2005,7	1630 1930	2,07 3,3	0,91 1,1	0,84 0,96
11	6x21	2	1370	1928	2127,4 2194,0	1863 1900	2,04 2,45	0,97 0,99	0,87 0,89
12	4x22	2	1570	1587,4	1722,8 1729,0	1485 1580	2,23 3,49	0,94 1,00	0,96 0,92
13	4x22	3	1370	1385,3	1537,0 1539,4	1280 1376	2,06 2,24	0,92 0,99	0,83 0,89
14	6x22	3	1370	2078	2369,3	2184	2,02	1,05	0,92
15	4x24	1	1370	1644	1755,9	1490	2,89	0,91	0,85
16	6x24	4	1570	2734,2	2926,7 3016,0	2410,0 2669,0	3,12 4,37	0,88 0,98	0,82 0,89



Rys. 6. Schemat mocowania końca odcinka liny SAG podczas badań na zrywanie w firmie Sadex



Rys. 7. Widoki liny SAG 17,4-205x35/6x20-1570: a) po próbie zerwania, b) uchwytu liny w zrywarce (firma Sadex)



Rys. 8. Wykres zrywania liny SAG 9,5-122x29/4x18, GIG Katowice, Δl_w – wydłużenie przy obciążeniu wstępnym

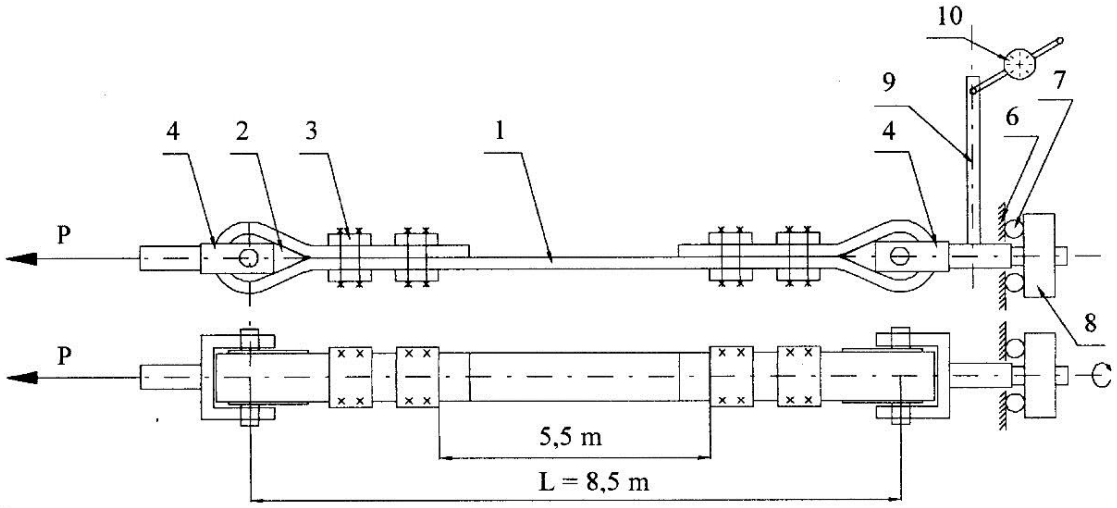
4. Badanie odkrętności lin płaskich stalowo-gumowych SAG

Parametrem, który wpływa na zachowanie się liny wyrównawczej w rząpiu szybu jest moment odkrętny (współczynnik odkrętności *k*).

W przypadku lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych jest to wypadkowy moment odkrętny wynikający z parzystej liczby lin stalowych lewo i prawozwitych w linie SAG. Teoretycznie moment wypadkowy odkrętny liny SAG wynosi zero *M*=0. W celu sprawdzenia powyższej hipotezy przeprowadzono badania momentu odkrętnego lin SAG i lin płaskich szytych. Oprócz momentu odkrętnego przeprowadzono również badania swobodnych obrotów końca liny w zrywarce. Schematy badań przedstawiono na rys. 9 [2,3,4].

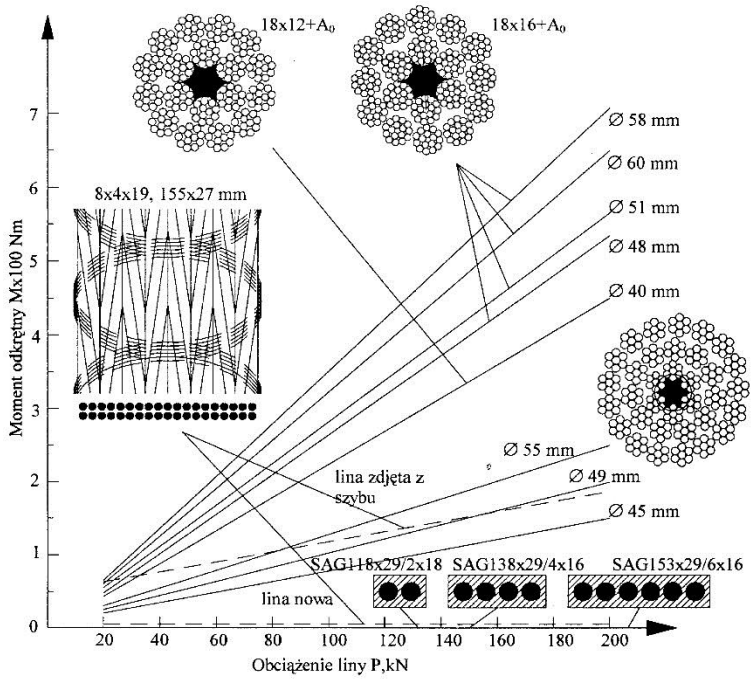
Badano następujące próbki lin wyrównawczych:

- płaskie stalowo-gumowe typu SAG 118x29/2x18
  SAG 138x29/4x16
  SAG 153x29/6x16
- płaska stalowo-szyta 2 odcinki z różnych lin 155x27 mm konstrukcji 8x4x19.



Rys. 9. Schematy badań momentu odkrętnego i swobodnych obrotów lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG: 1-lina SAG lub inna, 2-sercówki, 3-zaciski płaskie, 4-do napędu zrywarki, 5-śruba napinająca, 6- obudowa zrywarki,7- łożysko kulkowe wzdłużne, 8- nakrętka, 9- ramię, 10 - dynamometr

Wyniki badań przedstawiono wykreślnie na rys.10 Na rys.10 naniesiono przykładowo wyniki wcześniej przeprowadzonych badań momentu odkrętnego lin wyrównawczych okrągłych. Liny płaskie stalowo-gumowe obciążano do 200 kN - lina SAG 118x29/2x18 oraz do 300 kN pozostałe liny.



Rys. 10. Wyniki badań momentu odkrętnego lin wyrównawczych różnych konstrukcji

Badania trzech odcinków lin SAG wykazały, że nie wykazują one żadnego momentu odkrętnego. Zarówno moment odkrętny jak i obroty swobodnego końca liny podczas rozciągania lin do 200 lub 300 kN wynosiły zero. Z dwóch próbek tej samej konstrukcji liny płaskiej szytej otrzymanych z różnych kopalń wynika, że w dobrym wykonaniu lina płaska stalowa-szyta praktycznie wykazuje minimalny moment odkrętny, a w złym wykonaniu (druga próbka) wykazuje moment odkrętny równy prawie momentowi nieodkrętnych lin wyrównawczych okrągłych o trzech warstwach splotek.

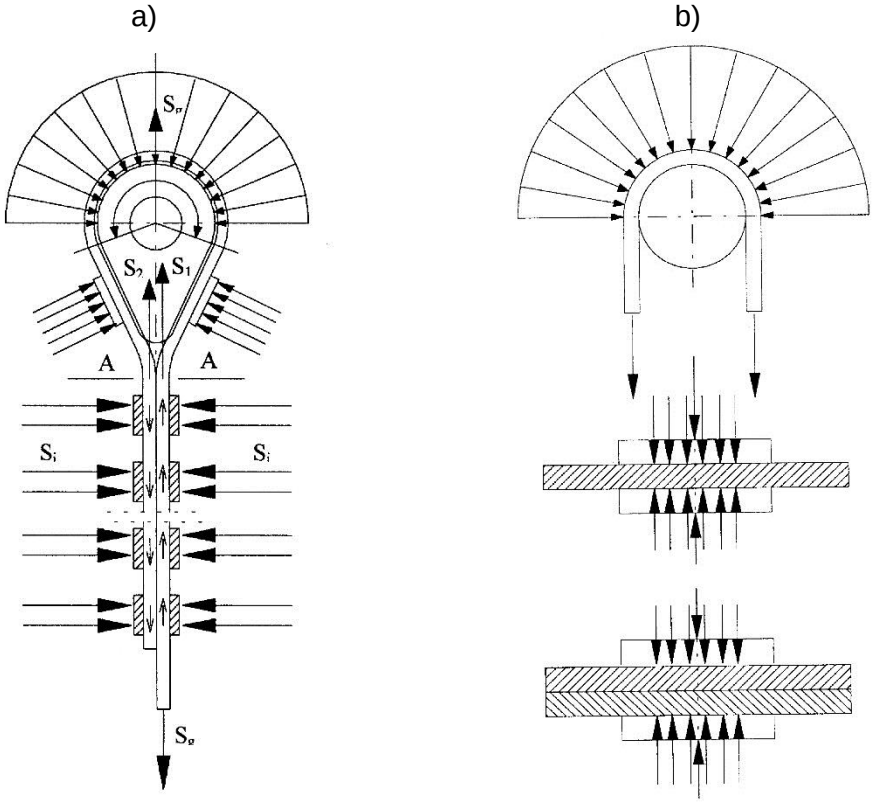
Bezsprzecznie na wielkość momentu odkrętnego liny wyrównawczej płaskiej stalowej-szytej ma wpływ jakość jej szycia. Największym momentem odkrętnym z badanych lin charakteryzują się liny wyrównawcze okrągłe nieodkrętne o dwu warstwach splotek.

Badania wskazują, że w warunkach szybowych liny płaskie stalowo-gumowe SAG zapewniają zmniejszenie co najmniej o połowę momentu odkrętu liny w stosunku do lin stalowych płaskich i okrągłych.

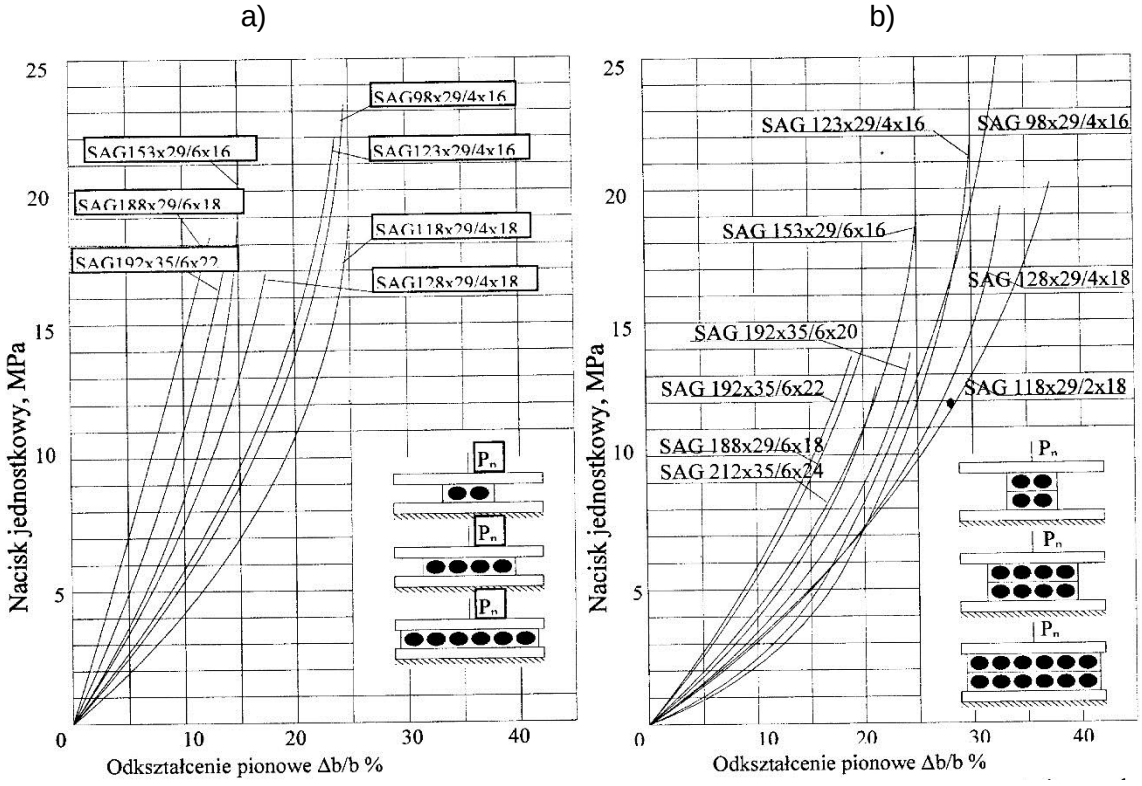
5. Badania nacisków poprzecznych na liny płaskie stalowo-gumowe SAG

Jednym z parametrów określających własności mechaniczne lin płaskich stalowo-gumowych są dopuszczalne naciski poprzeczne działające na linę. W górniczych urządzeniach wyciągowych naciski poprzeczne na linę występują w zawieszeniach lin wyrównawczych oraz podczas zakładania lub wymiany lin płaskich na bębnach kołowrotu jedno lub dwubębnowego ciernego, pomiędzy rolkami łańcuchów dociskowych stosowanych w kołowrotach ciernych dwubębnowych, na kole kierującym oraz w zaciskach zrębowych W zawieszeniu sercówkowym rys.11a. mamy do czynienia z różnymi rodzajami występowania nacisków poprzecznych, których modele przedstawiono na rys.11b.

Z powyższego wynika, że należało przeprowadzić badania na naciski poprzeczne dla lin płaskich stalowo-gumowych dla różnych modeli nacisków. Badania wykazały, że naciski dopuszczalne są różne w zależności od modelu nacisków poprzecznych. Przykładowo przebiegi odkształceń pionowych badanych pojedynczych próbek lin SAG przedstawiono na rys.12a, a par próbek lin na rys.12b. Przebiegi te są nieliniowe. Jako granicę nacisków dopuszczalnych roboczych przyjęto moment poprzecznego odkształcania się sprężystego lin stalowych w gumie obserwowanego podczas prób ściskania.



Rys.11. Schematy: a) zawiesia sercówkowego dla lin wyrównawczych płaskich SAG, b) modele nacisków poprzecznych liny SAG w zawieszeniu



Rys.12. Wykresy odkształceń pionowych próbek lin SAG badanych na naciski poprzeczne: a) próbek pojedynczych, b) próbek podwójnych

Ustalone na podstawie tych badań wartości dopuszczalnych nacisków poprzecznych dla lin płaskich stalowo gumowych wynosiły:

p_{dop} = 12 MPa – dla układu pojedyncza lina płaska stalowo-gumowa i płyty zacisku, nacisk powyżej 12MPa powoduje spłaszczenie lin stalowych – prawie do linii prostej,
p_{dop} = 12 MPa – dla układu pary lin stalowo-gumowych i płyt zacisku,
p_{dop} = 8 MPa – dla układu pojedyncza lina stalowo-gumowa na powierzchni walcowej.

W przypadku nacisków na powierzchnie płaskie wielkości nacisku p_p oblicza się z zależności:

$$p_p = \frac{P}{al}, N/cm^2 \tag{1}$$

gdzie:

P - siła ściskająca, N
al - szerokość i długość liny pod zaciskiem, cm.

W przypadku nacisków na powierzchnię walcową p_w naciski przenoszone są tylko przez gumę znajdującą się pod linami stalowymi dlatego nacisk należy obliczać z zależności:

$$p_w = \frac{S_1+S_2}{Ddi}, N/cm^2 \tag{2}$$

gdzie:

S_1, S_2 - obciążenia w gałęziach lin, N,
D - średnica sercówki lub koła kierującego, cm,
d - średnica liny stalowej w linie SAG, cm,
i - ilość lin stalowych w linie SAG, szt.

Dopuszczalne naciski poprzeczne na powierzchnię walcową określono na podstawie zachowania się lin SAG na sercówkach podczas badań lin na zrywanie oraz badań modułu sprężystości podłużnej. Do badań wykorzystano rury stalowe o odpowiednich średnicach, które stanowiły element zamocowania końców lin SAG w maszynie wytrzymałościowej. Jako kryterium nacisków dopuszczalnych przyjęto naciski, przy których w linach na rurach pojawiły się odkształcenia powierzchni gumy pomiędzy linami stalowymi.

6. Badania kształtu pętli lin wyrównawczych

Na zachowanie się lin wyrównawczych w rząpiu szybu istotny wpływ ma kształt ich pętli. Jako liny wyrównawcze należy stosować takie ich konstrukcje, które w stacji zwrotnej tworzą w stanie statycznym pętle o kształcie litery U. W kraju stosowane konstrukcje lin wyrównawczych stalowych płaskich lub okrągłych tworzą pętle w kształcie „gruszki". Szerokość pętli lin można obliczyć teoretycznie lub określić w badaniach modelowych lub wykonać pomiary stacji zwrotnej. Szerokość pętli lin SAG w szybie można obliczyć za pomocą wzoru [1]

$$h_{max} = 2{,}85\sqrt[3]{\frac{EI_l}{q}},\ m \tag{3}$$

gdzie:

EI_l - obliczona teoretycznie sztywność nie rozciąganej liny na swobodne zginanie, Nm^2,
q - ciężar jednostkowy liny N/m.

W przypadku lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych przez sztywność liny na zginanie EI_l należy rozumieć sztywność zastępczą będącą sumą sztywności na zginanie nie rozciąganych linek stalowych EI_{ls} oraz sztywności na zginanie przekroju wypełnionego gumą $E_g I_g$. Wzór ogólny określający sztywność liny SAG na zginanie w oparciu o zasady podane w wytrzymałości materiałów przyjmie postać:

$$EI_l = \sum_{i=1}^{m} EI_{ls} + E_g I_g = \sum_{i=1}^{m} EI_{ls} + E_g \left(\frac{ab^3}{12} - m\frac{\pi d^4}{64}\right),\ Nm^2 \tag{4}$$

gdzie:

EI_l - sztywność liny płaskiej stalowo-gumowej na zginanie, Nm^2,
EI_{ls} - sztywność na zginanie jednej liny stalowej, Nm^2,
m - liczba lin stalowych w linie,
I_{ls} - moment bezwładności drutów w linie,

$$I_{ls} = \sum I_d = \sum \frac{\pi d^4}{64},\ Nm^2 \tag{5}$$

d_l - średnica drutu w danej warstwie splotki, m,
E - moduł sprężystości podłużnej materiału drutu, $E=2{,}1\cdot 10^{11}$, N/m^2,
E_g - moduł sprężystości gumy, N/m,
I_g - moment bezwładności przekroju gumy w linie,

$$I_g = \frac{ab^3}{12} - m\frac{\pi d^4}{64}, \tag{6}$$

a,b - szerokość i grubość liny płaskiej, m,
d - średnica liny stalowej w linie płaskiej, m.

W powyższych zależnościach sztywność lin stalowych na zaginanie traktuje się jako sumę sztywności na zginanie wiązki równolegle ułożonych drutów. Największą trudność w przyjęciu do obliczeń sztywności liny SAG na zginanie stanowi przyjęcie modułu sprężystości podłużnej gumy E_g oraz teoretycznej sztywności lin stalowych na zginanie, · w której nie uwzględnia się tarcia pomiędzy drutami. Najwłaściwszym sposobem określenia modułu sprężystości gumy jest określenie go na drodze eksperymentalnej. Z uwagi na brak takich danych u producenta gumy i lin wartość E_g przyjęto na podstawie literatury uwzględniając fakt, że moduł sprężystości gumy E_g zależy od jej twardości. W linach SAG stosowane są dwa rodzaje gumy: guma wewnętrzna o twardości 65+5°Sh oraz guma zewnętrzna o twardości 70±5°Sh. W obliczeniach przyjęto twardości gumy 70°Sh. Dla takiej twardości gumy moduł sprężystości podłużnej $E_g=8\cdot 10^5$, N/m^2 zgodnie z pracą [1,2].

W powyższym teoretycznym obliczeniu szerokości pętli liny otrzymuje się pewne niedokładności z braku rzeczywistej sztywności liny na zginanie. Uwzgledniające natomiast pomiary szerokości pętli lin SAG na stanowisku modelowym i w rząpiach szybów wzór (3) poprawiono do postaci:

$$h_p = 3{,}35\sqrt[3]{\frac{EI}{q}},\ m \tag{7}$$

gdzie:

EI - oblicza się jak ze wzoru (3),
3,35 – wielkość empiryczna.

W celu ustalenia wpływu szerokości rozstawu punktów zawieszenia liny jak również jej długości i sztywności na zginanie na kształt geometryczny pętli, wykonano stanowisko badawcze (rys.13). Wykorzystano istniejącą konstrukcję suwnicy na której zamocowano zawieszenia z końcami próbek lin wyrównawczych różnej konstrukcji. Jedno zawieszenie było umocowane na stałe do konstrukcji suwnicy, drugie zaś do jej ruchomego wózka. Zmianę rozstawu *h* osi zawieszeń końców odcinka liny uzyskiwano przez przesuwanie zawieszenia umocowanego do wózka mogącego poruszać się po konstrukcji suwnicy. Pierwszy pomiar rozpoczynano na odcinkach lin długości 20 m i rozstawie h_{min} = 0,4 m.
Rozstaw osi zwiększono poprzez przesuwanie wózka (symbol |→) do h_{max} = 4 m, po czym zmniejszano go (symbol |←) do h_{min} = 0,3 m z czego uzyskiwano wyniki drugiego pomiaru.



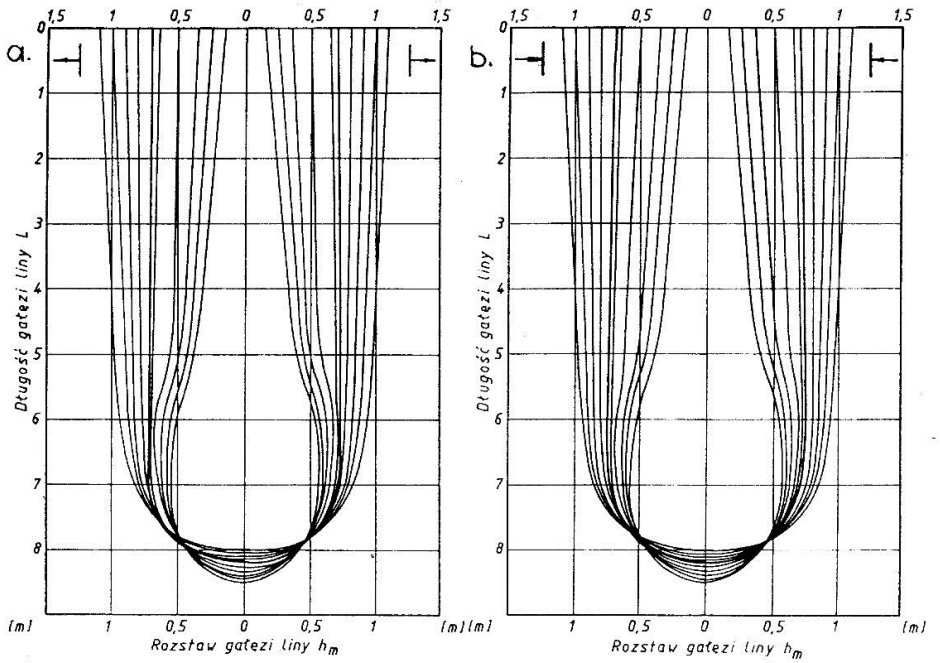
Rys.13. Widok pętli liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej SAG 197x35/8x16 dla następujących rozstawów osi zawieszeń h_{min} = 0,3 m, h_u = 1,4 m, h_{max} = 2,2 m podczas badań modelowych w SAG Sp. z o.o.

Przykładowe kształty pętli lin wyrównawczych SAG przedstawiono na rys.14 a różnych konstrukcji przedstawiono na rys.15. Celem badań było wyznaczenie rozstawu h osi zawieszeń lin różnych konstrukcji, który wynikał z naturalnej średnicy zginania, czyli odpowiadał literze U. W tabeli 4 zestawiono szerokość *h* i parametr *h/d*, który odpowiada naturalnej średnicy zginania (literze U) swobodnie wiszącej liny.
W tabeli 5 przedstawiono wyniki obliczeń teoretycznych badań modelowych i pomiarów w szybach pętli lin.

Wartości parametru h_p/b, przy którym liny wyrównawcze płaskie stalowo-gumowe SAG tworzą pętlę w postaci litery U; $D = h_p$ – naturalna średnica zginania liny, b – grubość liny

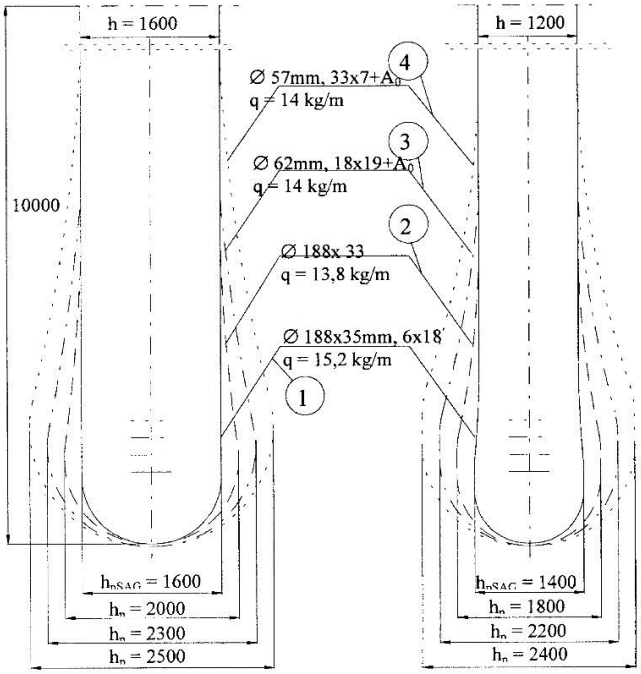
Tabela 5

Typ liny SAG	Parametr h_p/b		
	obliczenia teoretyczne	z pomiarów modelowych	z pomiarów w szybach
138x29/4x18	52,4	47,6	56,0
178x35/4x18	42,3	40,0	47,0
153x29/6x16	50,1	49,0	48,0
188x35/6x16	40,9	42,0	51,4
188x35/6x18	44,1	49,5	48,6
197x35/8x16	41,9	41,4	50,0



Rys.14. Kształty pętli liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej SAG 188x35 6x16 otrzymane z badań modelowych przy poszerzaniu (a) i zbliżaniu (b) rozstawu podpór

Z przeprowadzonych pomiarów wynika, że pomierzone szerokości pętli lin w szybach wynoszą 1,6÷1,9 m są więc większe o 14÷20 % od wartości obliczonych teoretycznie. W większości urządzeń wyciągowych pętle miały kształt litery U. Z pomiarów w szybach wynika, że parametr h_p/b = 45÷56, najczęściej 45÷51. Z dotychczasowej eksploatacji lin SAG wynika, że mogą one być stosowane przy stosunku rozstawu osi zawieszeń liny h_z do jej grubości b wynoszącym h_z/b = 25. Orientacyjnie minimalną szerokość pętli liny SAG można określić z zależności $h_{p\,min}$ = 45b. Porównanie szerokości pętli lin wyrównawczych różnych konstrukcji o zbliżonej masie jednostkowej przedstawiono na rys.15 [1,2,3].



Rys.15. Porównanie kształtów pętli lin wyrównawczych o zbliżonej masie jednostkowej na podstawie badań modelowych: 1 – lina płaska 188x33 mm, 2 – lina stalowo-gumowa SAG 188x35 mm, 3 – okrągłosplotkowa typu GIG dwuwarstwowa 18x19+A_o ϕ62 mm, 4 – okrągłosplotkowa trzywarstwowa 33x7+A_o ϕ57 mm

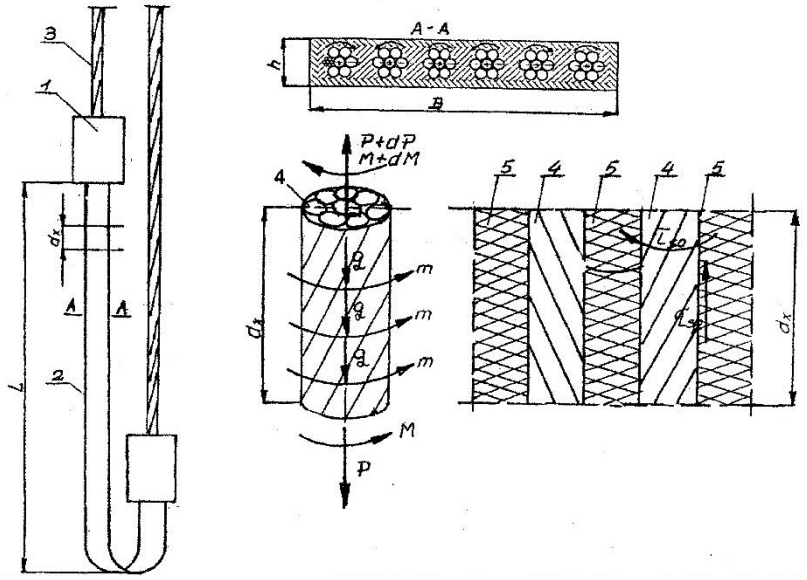
7. Przyczepność gumy do lin stalowych

Jednym z ważnych parametrów mechanicznych charakteryzujących jakość wykonania i przydatności lin płaskich stalowo-gumowych jest przyczepność gumy do lin stalowych. W celu zwiększenia przyczepności gumy do powierzchni lin stalowych stosuje się w nich druty ocynkowane i odtłuszczone (a za granicą także mosiądzowane). W linach wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych siły przyczepności gumy do lin stalowych, powstałe podczas procesu wulkanizacji gumy z linami, powinny być większe od sił stycznych, występujących na styku gumy i lin, a wywołanych czynnikami eksploatacyjnymi. Podczas eksploatacji lin wyrównawczych siły styczne pomiędzy gumą a linami wywołane są głównie dwoma czynnikami (rys.16) [5,8,12]:

- masą własną gumy na linkach - siły styczne wzdłużne,
- momentem odkrętnym linek stalowych w gumie - siły styczne poprzeczne.

Na wielkość siły przyczepności gumy do linek ma również wpływ promień zginania liny w pętli. Mimo, że promień zginania liny w pętli jest duży i wynosi *R/d* = 75÷110, gdzie *d* - średnica liny stalowej w linie SAG, to jego wpływ może uwidocznić się w wyniku działania liczby cykli zginania liny w pętli na siły przyczepności (możemy mówić umownie o zmęczeniowych siłach przyczepności).

W praktyce, w celu określenia jakości połączenia gumy z linami stalowymi posługujemy się pojęciami: siły przyczepności, siły adhezji, przyczepność, siły styczne, naprężenia styczne.



Rys.16. Schemat urządzenia wyciągowego i obciążeń wzdłużnych *q* oraz momentu skręcającego *m* działającego na jednostkę długości liny stalowej w linie wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej: 1 - naczynie wyciągowe, 2 - lina wyrównawcza płaska stalowo- gumowa, 3 - lina nośna, 4 - lina stalowa liny SAG, 5 - powłoka gumowa, τ_{sp} - naprężenia styczne podłużne, τ_{so}- naprężenia styczne obwodowe

W niniejszym opracowaniu przyjęto następujące określenia:

- dla sił przyczepności wywołanych ciężarem własnym gumy i odkrętnością lin - określenia „siły styczne" lub „naprężenia styczne",
- dla sił przyczepności, wynikłych z badań laboratoryjnych lub podanych w warunkach technicznych - określenia „siły przyczepności", „naprężenia przyczepności".

Przyjęte rozgraniczenie w terminologii wynika z przyjęcia sił przyczepności podanych w warunkach technicznych lub wynikających z badań, jako sił dopuszczalnych, względem których porównuje się siły styczne wynikające z obliczeń teoretycznych. Naprężenia styczne przypadające na jednostkę powierzchni linki, jakie powstają na styku gumy z linką stalową wywołane ciężarem gumy, określa wzór:

$$\tau_{sp} = \frac{G}{F},\ N/cm^2 \tag{8}$$

gdzie:

G - ciężar powłoki gumowej w linie, *N*,
F - powierzchnia styku powłoki gumowej z linkami stalowymi, cm^2.

Szczegółowy wzór (8) do obliczenia τ_{sp} przedstawiono w pracy [8]. Pod wpływem obciążenia rozciągającego powstaje tendencja do rozkręcania się poszczególnych linek, co z kolei powoduje powstanie momentów skręcających w przekrojach linek, a tym samym dodatkowych naprężeń stycznych obwodowych pomiędzy gumą a linką. Powstające w wyniku momentu odkrętnego naprężenia styczne obwodowe τ_{so} w gumowej powłoce liny SAG są stałe wzdłuż długości zwisającej gałęzi liny, nie zależą od długości zwisającej liny, a maksymalna ich wartość może być obliczona tak jak dla przegubu stalowo-gumowego:

$$\tau_{so\,max} = \frac{2mdx}{\pi d^2 dx} = \frac{2k(q_l+q_g)}{\pi d^2},\ N/cm^2 \tag{9}$$

gdzie:

$m(x)=-c_g v(x)=k(q_1+q_g)g$ - moment jednostkowy reakcji gumy na skręcanie od linek,

c_g - współczynnik sztywności powłoki gumowej na skręcanie,

v - jednostkowy kąt skręcenia,

k - współczynnik odkrętności linki stalowej,

q_l, q_g - ciężar jednostki długości liny i gumy przypadającej na jedną linę.

Ponieważ współczynnik odkrętności liny k jest proporcjonalny do jej średnicy d, a jej ciężar jednostkowy q_l do kwadratu jej średnicy d^2, to ze wzoru (9) wynika, że naprężenia styczne na powłoce gumowej wywołane skręcaniem liny są również proporcjonalne do średnicy lin w linach SAG.

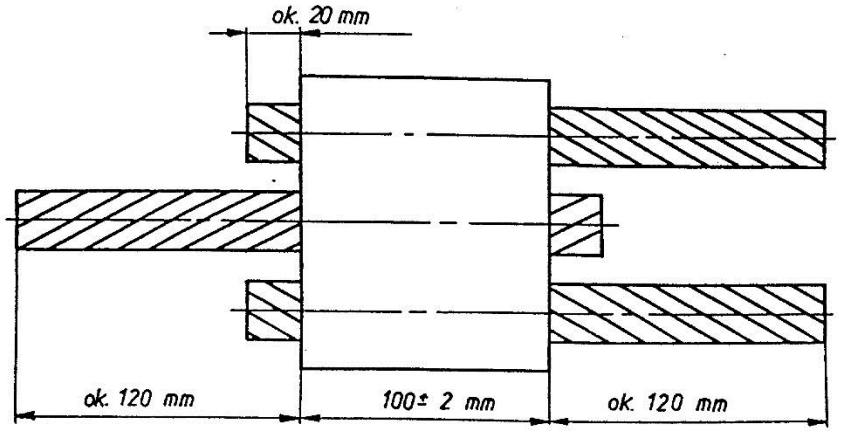
Analiza teoretyczna sił przyczepności gumy do linek stalowych dla całego typoszeregu lin SAG przeprowadzona w pracy [2,8] wykazała, że siły styczne wzdłużne P_{sp} nie przekraczają wielkości 1 N/cm, a obwodowe P_{so} są mniejsze od 0,5 N/cm. Łącznie więc nie przekraczają $P_s = P_{sp}+P_{so} = 1,5$ N/cm. Wymagane minimalne siły przyczepności P_p gumy do linek stalowych, podane w warunkach technicznych zamieszczono w tabeli.6. Wynika z niej, że siły te są minimum 400 razy większe od sił przyczepności obliczonych teoretycznie.

Wymagane minimalne wartości sił przyczepności $P_{p\,min}$ gumy do linek stalowych podane w warunkach technicznych producenta lin SAG [11]

Tabela 6

Lp.	Średnica linki d, mm	$P_{p\,min}$, N/cm
1	14	600
2	16	680
3	18	750
4	20	730
5	22	900
6	24	1000

Badania przyczepności gumy do linek stalowych próbek lin SAG zostały przeprowadzone w Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o. Ośrodek Rzeczoznawstwa i Dozoru Urządzeń Górniczych w Mysłowicach – Brzezince [12]. Wymiary próbki do badań sił przyczepności przedstawiono na rys.17. Badania przeprowadzono w pionowej maszynie wytrzymałościowej typu ZN-40 na zakresie stali do 40 kN [12].



Rys.17. Wymiary próbki pobranej z liny SAG do wyznaczenia siły przyczepności gumy do lin stalowych

Wyniki badań 62 próbek z badań przeprowadzonych w ostatnich latach przedstawiono w tabeli 7. Minimalne siły przyczepności otrzymane z badań są 2,0÷2,9 razy większe od minimalnych sił przyczepności wymaganych przez warunki techniczne producenta [11].

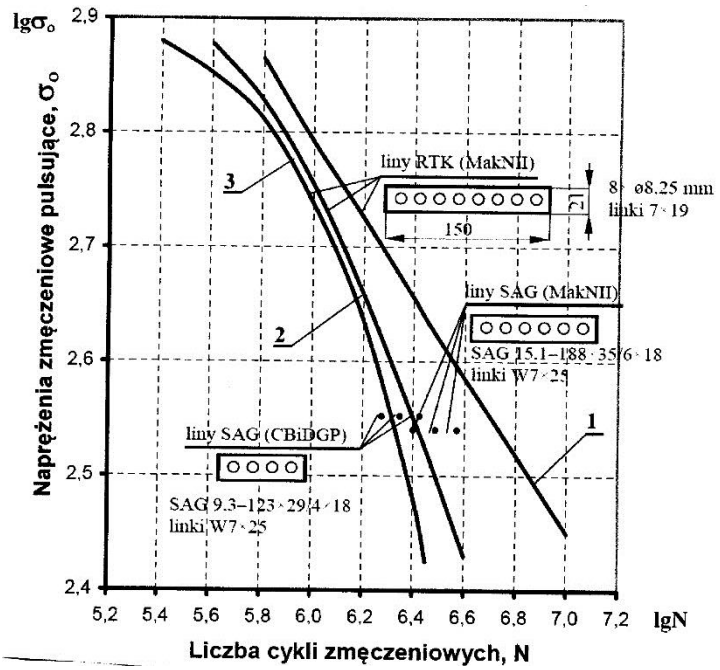
Wyniki badań sił przyczepności gumy do lin stalowych w linach SAG. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o. w Lędzinach

Tabela 7

Lp.	Liczba x średnica lin stalowych *d*, mm	Liczba próbek	Pomierzone siły przyczepności P_p, N/cm	Wymagane minimalne siły przyczepności wg producenta [11] P_{min}, N/cm	P_p/P_{min}
1	4x16	10	1778-2442	680	2,6÷3,6
2	6x16	6	1980-2715	680	2,9÷4,0
3	8x16	16	1740-2350	680	2,56÷3,46
4	4x18	2	1860-2317	750	2,48÷3,1
5	6x18	10	1915-2337	750	2,55÷3,12
6	8x18	6	2059-2238	750	2,74÷3,11
7	6x21	4	2270-2360	900	2,52÷2,62
8	4x22	2	1790-1890	900	2,0÷2,1
9	6x22	6	2149-2936	900	2,39÷3,26

8. Badania zmęczeniowe lin SAG

Badano trzy odcinki liny SAG o długości 2,3 m każdy przy obciążeniu zmęczeniowym asymetrycznym dodatnim o współczynniku asymetrii cyklu $r = 0,656$ i siłach $F_{max} = 452,5$ kN i $F_{min} = 297,5$ kN. Częstotliwość zmian obciążenia wynosiła $f = 250$ min''. Zastosowany podczas badań zmęczeniowych cykl asymetryczny odpowiadał określonemu teoretycznie cyklowi pulsującemu dodatniemu jaki występuje w niebezpiecznym przekroju liny podczas eksploatacji. Sposób przeliczania cykli zmęczeniowych asymetrycznych na rzeczywiste cykle zmęczeniowe pulsujące dodatnie występujące podczas eksploatacji lin wyrównawczych przeprowadzono według metody MakNII opisanej w pracach [2,4]. Podsumowujące wyniki badań krajowych razem z wcześniej przeprowadzonymi takimi samymi badaniami w Instytucie MakNII Ukraina przedstawiono w tabeli 8 a wykreślnie na rys.18.



Rys.18. Wyniki badań zmęczeniowych lin wyrównawczych płaskich stalowo - gumowych typu RTK (produkcji ukraińskiej) i typu SAG przeprowadzonych w Mak Nil oraz typu SAG przeprowadzonych w CBiDGP: 1 - empiryczna lina regresji dla RTK, 2 - 1% i 3 - 5% granica poziomu ufności wyników badań

Zestawienie wyników badań zmęczeniowych lin wyrównawczych płaskich stalowo - gumowych SAG. Wytrzymałość drutów linek R_m=1570 MPa

Tabela 8

Konstrukcja liny Ośrodek Badawczy	Nr próbki liny	Liczba cykli zmęczeniowych do momentu pojawienia się uszkodzenia	Charakter uszkodzenia
SAG 15,1-188x35/6x18 MakNII Ukraina F_{max}-657 kN, F_{min}=432 kN r=0,656, f=230 min^{-1}	1	1 600 000	początek pękania drutów w linach
		2 700 000	zniszczenie liny SAG*
	2	1 750 000	początek pękania drutów w linach
		2 360 000	zniszczenie liny SAG
	3	2 300 000	początek pękania drutów w linach i zerwanie liny skrajnej
		3 000 000	zniszczenie liny SAG
SAG 9,3-123x29/4x18 CBiDGP Polska F_{max}=452,5 kN, F_{min}=297,5 kN r=0,656 f=250 min^{-1}	1	2 460 000	początek pękania drutów w linach
		2 540 000	zniszczenie liny SAG
	2	1 730 000	początek pękania drutów w linach i deformacja liny SAG
		1 810 000	zniszczenie liny SAG
	3	1 560 000	początek pękania drutów w linach
		2 093 000	zniszczenie liny SAG*

* przez zniszczenie liny przyjęto taki stan jej uszkodzenia i odkształcenia, który powodował wyłączenie się maszyny wytrzymałościowej. Próbki lin po badaniach zmęczeniowych były jeszcze w takim stanie, który umożliwiał przeprowadzenie statycznego zrywania liny.

Z wykresu rys.18 wynika, że polskie badania mieszczą się w znacznie szerszym zakresie badań lin SAG przeprowadzonych w Mak NII, co pozwala na przyjęcie niektórych parametrów z badań do hipotetycznego określenia trwałości lin SAG. Po badaniach zmęczeniowych odcinki lin SAG zerwano statycznie uzyskując siły F_{c1}=380 kN, F_{c2}=310 kN, F_{c3}=351 kN (rzeczywista siła zrywająca w całości nowej liny SAG 9,3-123x29/4x18 wynosiła F_c=909,3 kN). Szczegółowy przebieg i wyniki badań zmęczeniowych lin SAG oraz obszerną dokumentację fotograficzną wraz z propozycją sposobu obliczenia trwałości lin SAG przedstawiono w pracy [6,7]. Z badań wynika, że dla lin SAG można przyjąć tzw. bazową liczbę cykli zmęczeniowych $N_b = 1{,}8 \cdot 10^6$ cykli przy R_m =1570 MPa.

9. Eksploatacja lin wyrównawczych SAG [15,16,17]

SAG Sp. z o.o. w związku z serwisowaniem lin na rynku krajowym może prowadzić ewidencję lin dostarczonych do kopalń zawierającą informację nt. daty założenia, ilości i rodzaju uszkodzeń, daty odłożenia lin. Przedstawiono ją w tabelach 9÷13.

Liny odłożone ze względu na zużycie

Tabela 9

Ilość lat pracy	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ilość lin razem	1	1	4	8	12	8	9	17	14	18	4	11	5	8
w tym														
klatka	0	0	1	1	2	1	2	8	7	12	1	1	2	1
skip	1	1	3	7	10	7	7	9	7	6	3	10	3	7

Ilość lat pracy	17	18	19	20	21	22	23	Razem	W tym 10 i więcej lat	
									szt	%
ilość lin razem	4	7	3	1	0	1	1	137	94	68,6
w tym										
klatka	1	1	2	1	0	1	1	46	39	84,8
skip	3	6	1	0	0	0	0	91	54	59,3

Liny odłożone ze względu na awarię w szybie na 22.06.2015 r. – ilość lin 12.
Liny odłożone z uwagi na likwidację szybu bądź pogłębienie na 22.06.2015 r. – ilość lin 36.

Liny odłożone – okres eksploatacji do 6 lat - przykłady

Tabela 10

Lina konstrukcji	Długość	Ilość lat pracy	Naczynie S-skip	Uszkodzenia
SAG14,1-182x29/6x18	1150	4	S	28 uszkodzeń głównie w nawrocie, suma uszkodzeń na 1m sięgała 20%
SAG 14,1-182x29/6x18	1150	5	S	58 uszkodzeń głównie w nawrocie, suma uszkodzeń na 1m sięgała 20%
SAG12,1-172x29/6x16	1100	5	S	3 uszkodzenia pod skipem, suma uszkodzeń na 1m sięgała 20%

SAG12,1-172x29/6x16	1100	6	S	Przecięcie 1liny stalowej
SAG14,1-182x29/6x18	1150	6	S	58 uszkodzeń głównie w nawrocie, suma uszkodzeń na 1m sięgała 20%
SAG12,1-172x29/6x16	1100	6	S	6 uszkodzeń pod skipem, suma uszkodzeń na 1 m sięgała 20%

Liny odłożone – okres eksploatacji 18 i więcej lat - przykłady

Tabela 11

Lina konstrukcji	Długość	Ilość lat pracy	Naczynie S-skip	Uszkodzenia
SAG 15,1–178x35/6x18	920	18	S	7 miejsc- czas eksploatacji
SAG 15,1–178x35/6x18	920	18	S	17 uszkodzeń głównie w nawrocie, suma uszkodzeń na 1m sięgała 20%
SAG 15,1–178x35/6x18	920	18	S	15 uszkodzeń głównie w nawrocie, suma uszkodzeń na 1m sięgała 20%
SAG 20,6–212x35/6x22	720	18	S	18 uszkodzeń głównie w nawrocie, suma uszkodzeń na 1m sięgała 20%
SAG 11,5–153x29/6x16	1000	19	K	20 uszkodzeń głównie pod klatką suma uszkodzeń na 1m sięgała 20%
SAG 20,6–212x35/6x22	720	19	S	13 miejsc- czas eksploatacji
SAG 12,8–178x35/4x18	580	23	K	5 miejsc- czas eksploatacji

Z powyższych tabel wynika, że czas pracy lin nie jest zależny od konstrukcji liny ale od rodzaju i rozkładu uszkodzeń oraz ilości wykonanych wyciągów W naczyniach klatkowych większość uszkodzeń powstaje pod klatką w wyniku transportu materiałów. W naczyniach skipowych większość uszkodzeń powstaje w nawrocie w wyniku przepadów – przy czym im dłuższa lina tym uszkodzenia w wyniku przepadów częściej uszkadzają liny stalowe pod powłoką gumową – wzrasta siła uderzenia.

Liny na zapasie

Zastosowanie w górniczych wyciągach szybowych w miejsce stalowych lin wyrównawczych, lin stalowo-gumowych, znacznie wydłużyło okres eksploatacji tychże lin. Przy stosowanej praktyce utrzymywania zapasu dla eksploatowanych lin należy zakładać, że liny stanowiące zapas będą przez długi okres składowane. Na dzień dzisiejszy liny na zapasie- ilość lin 103 w tym 2 liny składowane powyżej 20 lat, 7 lin składowanych powyżej 15 lat i 14 lin składowanych powyżej 10 lat.

Elementem składowym budowy lin stalowo-gumowych jest guma. Guma podlega procesom starzeniowym. Dodatkowo składowanie liny nawiniętej na bęben utrzymuje gumę w stanie naprężenia. SAG Sp. z o.o. w dostarczanej odbiorcy dokumentacji DTR określa warunki składowania lin. Jednocześnie SAG Sp. z o.o. prowadzi obserwacje i badania kontrolne lin kierowanych do eksploatacji po długim okresie składowani (tabela 12).

Wyniki badań lin przed założeniem po okresie 8,10 i 16 lat składowania (źródło: opracowanie własne na podstawie [16])

Tabela 12

Konstrukcja	Czas składowania	Wymagana min wielkość siły przyczepności wg WT-SAG	Wynik badania wielkości siły przyczepności L-próbka lewa P-próbka prawa	Nr sprawozdania CBiDGP Sp. z o.o.
SAG11,3–153x29/6x16	8 lat	680 N/cm	L=2141 N/cm P=2260 N/cm	MB/22/05 z 04.03.2005
SAG 12,5–153x35/6x16	10 lat	680 N/cm	L=2140 N/cm P=2100 N/cm	MB/70/04 z 07.10.2004
SAG 11,5–153x29/6x16	16 lat)*	680 N/cm	L=2340 N/cm P=2320 N/cm	MB/94/07 z 28.12.2007

)* stwierdzono miejscowe pęknięcia powłoki gumowej
W przypadku przechowywania lin zgodnie z wymogami DTR dłuższe przechowywanie nie powoduje widocznego pogorszenia parametrów mających wpływ na późniejszą eksploatację. Ewentualne miejscowe pęknięcia powłoki gumowej można uzupełnić klejem.

Konstrukcja lin- średnice lin stalowych

Tabela 13

	Średnice lin stalowych w linie SAG						
	12	14	16	18	20	22	24
Liczba lin SAG w eksploatacji (10 i więcej lat) zbudowanych z lin stalowych o danej średnicy	0	0	31	36	10	11	6

O trwałości lin oprócz uszkodzeń zewnętrznych decyduje ilość wykonanych wyciągów – a więc zmęczenie materiału. Pytanie - jaka jest właściwie ta bezpieczna ilość wyciągów? Aktualne metody badań nieniszczących lin stalowo-gumowych podczas eksploatacji (badania magnetyczne i wizualne) nie dają możliwości pełnego dokonania oceny stanu wytężenia zmęczeniowego badanej liny. Jeżeli nie nastąpią skutki spadku własności mechanicznych drutów w postaci pęknięć, badanie magnetyczne nie daje pełnego obrazu stanu osłabienia liny. Producent lin SAG zdając sobie sprawę z powyższego zlecił wykonanie n/p badań zmęczeniowych:

- badanie zmęczeniowe liny stalowej ø18,
- badanie zmęczeniowe liny SAG zbudowanej z lin stalowych ø18.

Wybrano badania lin stalowych o średnicy ø18 z uwagi na fakt, że stanowią one element budowy ponad 36 % wyprodukowanych lin SAG. Badania te przedstawiono wcześniej.

Konstrukcje stosowanych zawieszeń lin wyrównawczych SAG oraz badania współczynnika tarcia lin SAG i obliczenia pewności mocowania lin SAG w zawieszeniach obszernie przedstawiono w pracach [9,10].

10. Podsumowanie

Do końca czerwca 2015 wyprodukowano 575 lin SAG z tego na kraj 503 (45641 m, 5678 ton), a na eksport 72 liny (71589 m, 948 ton). Najcięższa lina miała masę 28,99 ton,

a najdłuższa 1600 m. Oprócz lin z przeznaczeniem dla górnictwa SAG Sp. z o.o. produkuje także liny małych rozmiarów poza górnictwo z przeznaczeniem do wind osobowych. Na początku 2015 r. w eksploatacji na rynku krajowym było już 400 lin, z czego 48 lin odłożono z uwagi na awarię bądź likwidację urządzenia wyciągowego. Ze względu na zużycie odłożono 137 lin w tym pracujących:

- do 6 lat włącznie – 14 lin (uszkodzenia lin głównie w nawrocie, było to 12 lin w wyciągach skipowych i 2 liny w wyciągach klatkowych),
- od 7 do 17 lat– 110 liny (uszkodzenia lin głównie w nawrocie, pod skipem lub klatką),
- od 18 do 23 lat– 13 lin (uszkodzenia lin głównie w nawrocie, wyciągi skipowe oraz pod klatkami).

Z przeprowadzonych badań lin SAG wynika, że:

- współczynnik nominalnej sprawności wytrzymałościowej liny na podstawie badań 143 lin wynosi η_o = 0,91÷1,0, jest znacznie większy od wartości wymaganej przez przepisy górnicze dla lin SAG η_o = 0,82,
- moment odkrętny lin oraz badania swobodnych obrotów końca liny SAG wynoszą zero,
- poprzeczne naciski dopuszczalne p_{dop} lin na powierzchnie płaskie wynoszą dla pojedynczej liny płaskiej do 12 MPa, dla pary lin do 12 MPa, a na powierzchnie cylindryczne do 8 MPa,
- wymagany stosunek rozstawu zawieszeń końców lin *h* do grubości liny SAG zapewniający kształt litery *U* wynosi *h/b* = 40÷47,
- rzeczywista przyczepność gumy do lin stalowych w linach SAG jest 2,4÷3,4 razy większa od wartości minimalnej wymaganej przez producenta. Badania przyczepności gumy do lin stalowych próbek pobranych z lin składowanych na kopalniach wykazały, że jest ona 3,0÷3,4 razy większa od wartości wymaganych,
- badania zmęczeniowe wykazały wytrzymałość zmęczeniową 6 próbek lin SAG od 1,6 do 2,46 mln. cykli do początku pękania drutów w linach, a 1,81 do 3,0 mln do zniszczenia próbek lin SAG. Jako jednak bezpieczną granicę producent określa 1,8mln cykli przy R_m 1570 MPa.

Z artykułu wynika, że liny wyrównawcze płaskie SAG wykazują największą żywotność podczas eksploatacji lin wyrównawczych różnych konstrukcji.

Literatura

1. Carbogno A.: Badanie kształtu pętli lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych. BIKT-SAG. Biuletyn Nr 4, Katowice 1993.
2. Carbogno A z zespołem: Badania sprawdzające własności mechaniczne płaskiej liny wyrównawczej stalowo-gumowej SAG. Praca NB-4/RG-2/94. Politechnika Śląska, Instytut Mechanizacji Górnictwa. Gliwice, styczeń 1994, s. 1-225.
3. Carbogno A.: Badania własności mechanicznych lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG. BIKT-SAG. Biuletyn Nr 3(8), Katowice 1995.
4. Carbogno A., Mateja S., Dyrda J.: Badania lin stalowych stosowanych w linach płaskich stalowo-gumowych SAG. BIKT-SAG. Biuletyn, Katowice 1997.
5. Carbogno A., Grzegorzek W., Dyrda J.: Przyczepność gumy do lin stalowych w linach płaskich stalowo-gumowych. Doprava a logistika, No6/2004. Kosice.
6. Carbogno A., Dyrda J., Mateja S.: Badania zmęczeniowe lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG na obciążenia rozciągające. II Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie". CBiDGP Sp. z o.o. w Lędzinach. Ustroń 8-10.11.2006.
7. Carbogno A., Dyrda J., Mateja S.: Przebieg wyników badań zmęczeniowych lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG. II Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie". CBiDGP Sp. z o.o. w Lędzinach. Ustroń 8-10.11.2006.

8. Carbogno A., Żołnierz M. Dyrda J.: Badania przyczepność gumy do lin stalowych w linach wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG. III Międzynarodowa Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie" CBiDGP Sp. z o.o. w Lędzinach. Ustroń 20-22.11.2007.
9. Carbogno A., Żołnierz M. Kawka A., Dyrda J.: Zawieszenia lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych. Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie. Tytko A., Wójcik M. Monografia. Praca Zbiorowa, CBiDGP Sp. z o.o., Lędziny 2015.
10. Carbogno A., Żołnierz M. Kawka A., Dyrda J.: Badania współczynnika tarcia liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej. Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie. Tytko A., Wójcik M. Monografia. Praca Zbiorowa, CBiDGP Sp. z o.o., Lędziny 2015.
11. Dokumentacja techniczna DT-SAG-2007 płaskich lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG. SAG Sp. z o.o. Wydanie III. Katowice 2013.
12. Dyrda J.: Sprawozdania z badań siły przyczepności gumy do lin stalowych w linach SAG. CBiDGP Sp. z o.o. w Lędzinach, lata 2000-2015.
13. Hansel J., Stachurski J.: Liny wyrównawcze stalowo-gumowe dla górniczych urządzeń wyciągowych. Wiadomości górnicze, 1978, Nr 10.
14. Hansel J.: Liny wyrównawcze stalowo-gumowe SAG. Praca zbiorowa. Zeszyty Naukowo-Techniczne KTL, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie. Zeszyt 19, Kraków 2000 r.
15. Mazany E., Pojnar A.: Laboratoryjne badania zmęczeniowe lin wyrównawczych stalowo-gumowych typu SAG, a wyniki otrzymane po zakończeniu eksploatacji. CBiDGP Sp. z o.o. VIII Konferencja „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie". Ustroń 2012 r.
16. Mazany E.: Liny SAG w górniczych wyciągach szybowych. Praca zbiorowa Transport Szybowy. Monografia. Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2013.
17. Opracowania, dokumentacje i materiały własne. Firma SAG Sp. z o.o. w Katowicach. Lata 1989-2015.

ROZDZIAŁ IV

Zagadnienie trwałości naczyń wyciągowych skipowych

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz – Politechnika Śląska, **Jerzy Buczek** – Katowicki Holding Węglowy, KWK „Murcki-Staszic"

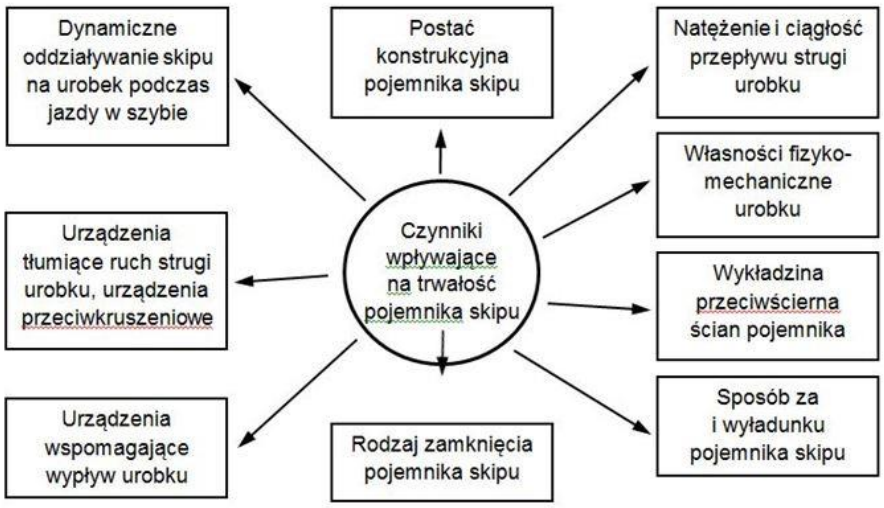
1. Wprowadzenie

Skipy obecnie eksploatowane w kopalniach głębinowych posiadają kształt prostopadłościanu o podstawie prostokątnej lub kwadratowej; częściej stosowane są skipy o przekroju prostokątnym. Skipy o przekroju kwadratowym, pomimo zalet samego naczynia, wymagają wykonania bardziej kosztownego zbrojenia szybu, a w szybach dwuprzedziałowych – instalowania maszyn wyciągowych wieżowych na dwóch poziomach.

W krajowych kopalniach węgla kamiennego stosuje się wyłącznie skipy o przekroju prostokątnym a w kopalniach rudy miedzi o przekrojach prostokątnych i zbliżonych do kwadratu. Górniczy wyciąg skipowy powinien cechować się:
- dużą wydajnością,
- dużą niezawodnością pracy,
- obniżeniem nakładów inwestycyjnych,
- obniżeniem kosztów eksploatacji.

Mając powyższe na uwadze, do zasadniczych wymagań, stawianych naczyniom skipowym o dużych ładownościach, należą:
- mała masa własna naczynia,
- możliwie maksymalne wykorzystanie objętości naczynia,
- minimalna wysokość naczynia,
- możliwi krótkotrwały za i wyładunek urobku,
- dobre zrównoważenie naczynia załadowanego i próżnego,
- właściwy kształt pojemnika naczynia, wykorzystujący maksymalnie wytrzymałość materiału,
- duża trwałość i niezawodność pracy naczynia.

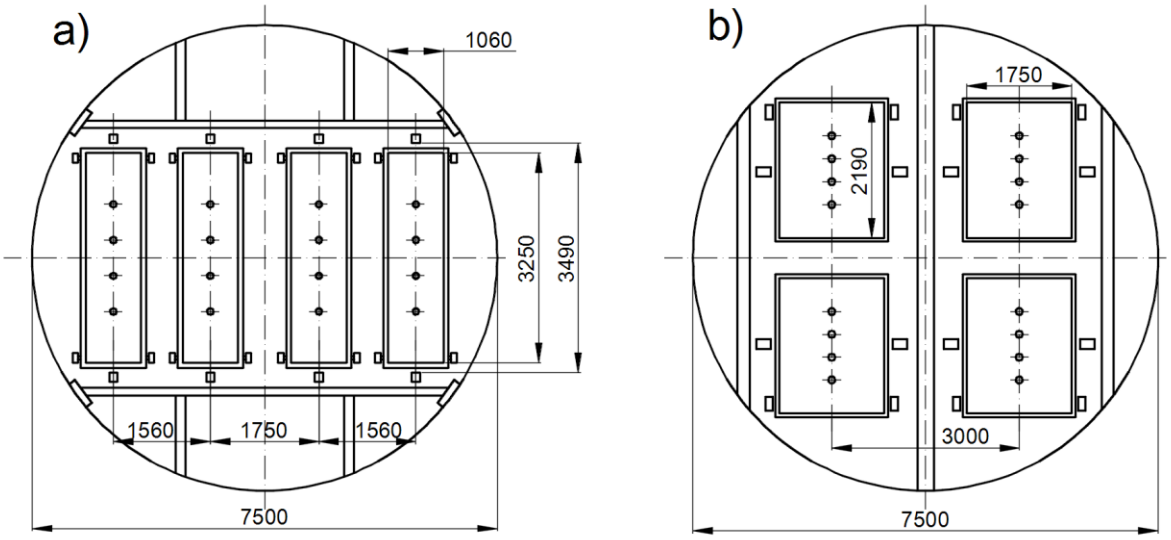
Jednym z czynników wpływających na ekonomiczną eksploatację skipów jest trwałość ich pojemników, elementu skipu, w którym transportowany jest urobek rys 1. W opracowaniu przedstawiono głównie problemy związane z trwałością pojemników skpiów.



Rys. 1. Czynniki wpływające na trwałość pojemnika skipu

2. Konstrukcje skipów

Skipy stosowane są zarówno w szybach jedno jak i dwuprzedziałowych rys. 2. Skipy prowadzone są głównie po prowadnikach stalowych za pomocą prowadnic tocznych czołowych oraz zabezpieczających prowadnicach ślizgowych. Na rys. 3 przedstawiono konstrukcje skipów krajowych obecnie stosowanych rys. 3a oraz propozycje opracowanych przez Biuro Projektów Górniczych w Katowicach w latach 80-tych ubiegłego wieku nowych skipów dwukomorowych. Konstrukcje te powstały w ramach modernizacji stosowanych wtedy skipów. Celem tej modernizacji było uzyskanie skipów o dużych ładownościach, mniejszej wysokości i masie własnej [2, 9, 11].



Rys. 2. Stosowane układy naczyń wyciągowych skipowych w szybie dwuprzedziałowym: a – układ jednorzędowy, b - dwurzędowy

Główne elementy skipu to:

- głowica,
- człon zasypowy,
- pomost górny podnoszony lub wysuwany,
- pojemnik (kubeł),
- człon wysypowy,
- rama dolna (pomost dolny),
- zamknięcie skipu (klapa wraz z mechanizmem dźwigniowym),
- cięgła nośne,
- krzywki.

Załadunek skipu może się odbywać w układzie „C” lub „S”. Pojemnik, człon zasypowy i wysypowy wykonane są z blach stalowych o grubości 6 mm. Pojemnik wyłożony jest wykładziną przeciwścierną wykonaną z blachy również o grubości minimum 6 mm. Blacha przeciwścierna poprzednio była wykonana ze stali St3s, 18G2A, a obecnie ze stali 10H, 10HA lub typu Hardox. Jest ona przyspawana lub przykręcona do konstrukcji pojemnika.

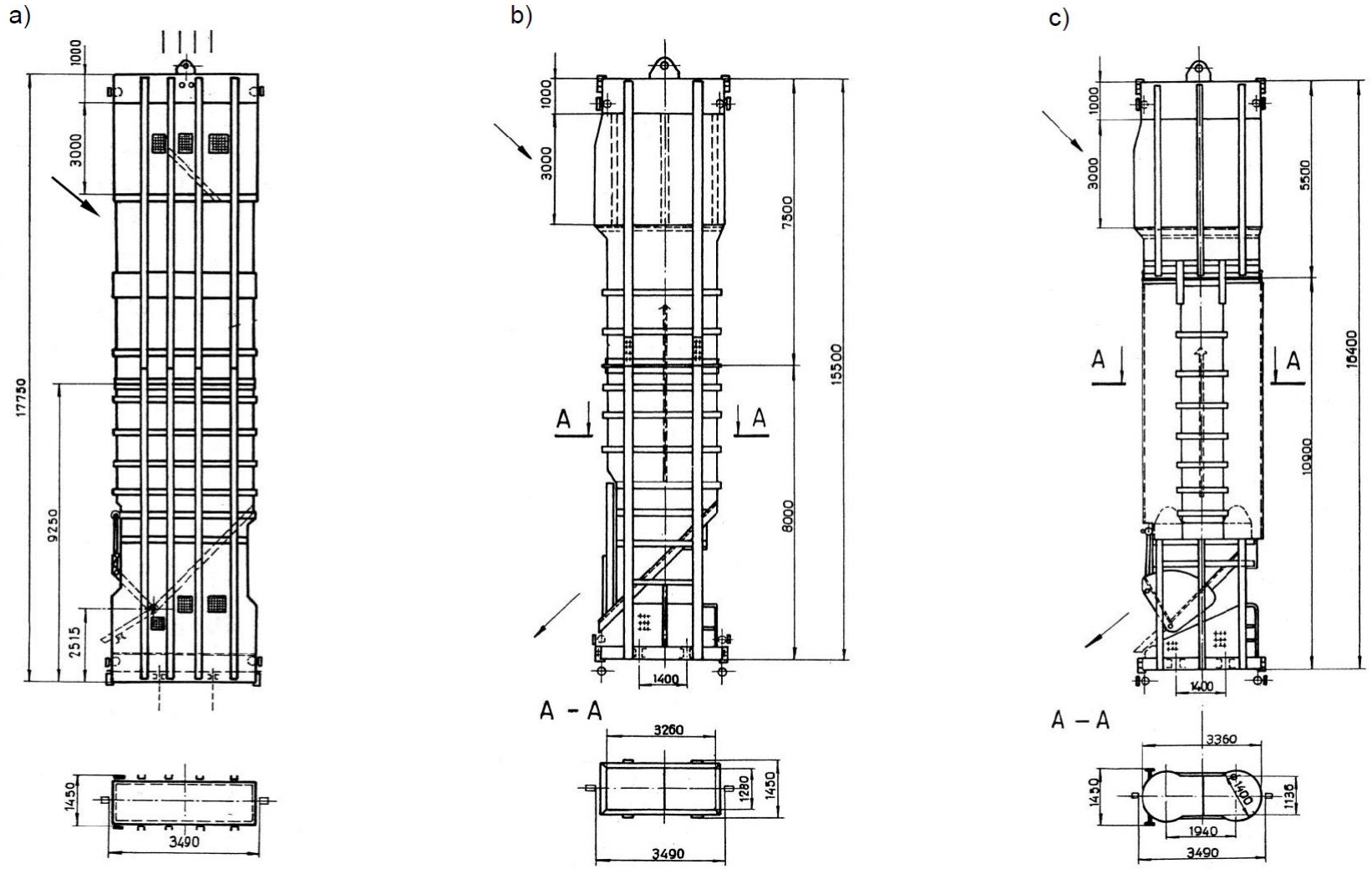
W starych skipach miejsca najbardziej narażone na udar i ścieranie wykładano warstwą drewna i blachą przeciwścierną. Do pojemnika skipu w celu jego usztywnienia przyspawane są kształtowniki wzmacniające o różnym zagęszczeniu wzdłuż ścian skipu. Początkowo jako wzmocnienie stosowano kątowniki, a obecnie ceowniki. Wzmocnienia mają zapobiegać wybrzuszaniu się pojemnika skipu pod wpływem parcia urobku na ściany. W celu ułatwienia

transportu skipy w połowie swojej długości są dzielone. W starczych rozwiązaniach dwie części skipu łączono za pomocą sworzni a cięgła nośne skręcano śrubami. Obecnie skipy są całkowicie spawane, a cięgła łączone za pomocą śrub pasowanych.

Wysokość wlotu załadowczego w skipach o ładowności 10-35 Mg wynosi 1,7-3,0 m i jest uzależniona od wysokości wylotu zbiornika załadowczego, wydłużania się lin nośnych podczas załadunku skipu urobkiem oraz tolerancji ustawienia skipu. Pojemniki skipów mają powszechnie zamknięcia dźwigniowe, rzadziej nożycowe lub gilotynowe rys. 3.

Zamknięcia dźwigniowe zwiększają wysokość skipu a ich mechanizm dźwigniowy wymaga bocznego przewężenia pojemnika skipu, co jest kłopotliwe. Przyczynia się również do większego zużycia pojemnika oraz sprzyja zawieszaniu się urobku i wydłuża czas rozładunku skipu w stosunku do skipów z zamknięciem nożycowym i gilotynowym rzadko stosowanych w górnictwie krajowym.

W klasycznych krajowych skipach pojemniki o przekrojach prostokątnych i kwadratowych wykonane z blachy o grubości do 10 mm nie stanowią konstrukcji samonośnej i wymagają poważnych wzmocnień dla ograniczenia maksymalnych naprężeń niszczących oraz wybrzuszeń boków skipów. Aktualnie w polskich kopalniach węgla kamiennego eksploatowane są skipy o ładowności do 35 i 40 Mg.
Masy obecnie konstruowanych skipów rozłożone są w poszczególnych elementach w następujący sposób: na głowicę przypada 15-20%, na ramę dolną 10-15%, na cięgła nośne ok. 10% ogólnej masy, a ok. 50% masy skipu zawarta jest w pojemniku [2, 9, 11].



Rys. 3. Skipy o ładowności 30 Mg konstrukcji krajowej: a – po modernizacji, stosowany, b – dwukomorowy z zamknięciem gilotynowym, propozycja, c – dwukomorowy rurowy z zamknięciem dźwigniowym, propozycja

Ze wzrostem ładowności skipów, którą praktycznie uzyskano poprzez zwiększenie ich wysokości narastało zjawisko kruszenia się urobku w pojemnikach skipów. Jak wiadomo cena węgla zależna jest od jego sortymentu. Zjawisko kruszenia się urobku w naczyniach skipowych jest nieuniknione. Można je jednak ograniczyć przez zastosowanie skutecznie działających urządzeń przeciwkruszeniowych w skipach i zbiornikach załadowczych, przez które przechodzi urobek rys. 4.

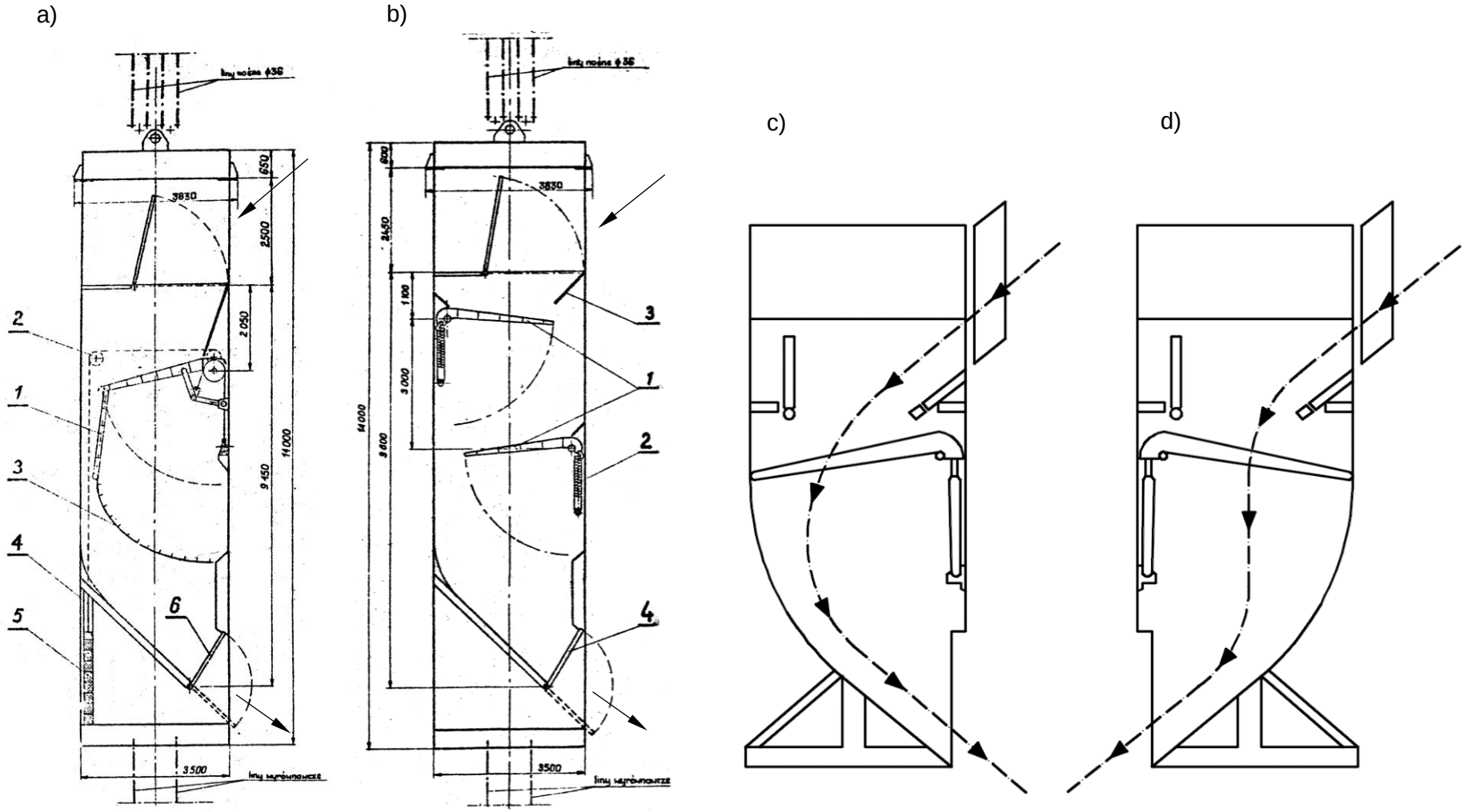
Urządzenia przeciwkruszeniowe dzieliły się na:
- klapowe,
- z zsuwnią spiralną,
- z rusztami usytuowanymi w postaci kaskad.

Najczęściej stosowanymi urządzeniami przeciwkruszeniowymi były klapy przeciwkruszeniowe. Opracowano wiele ich konstrukcji:

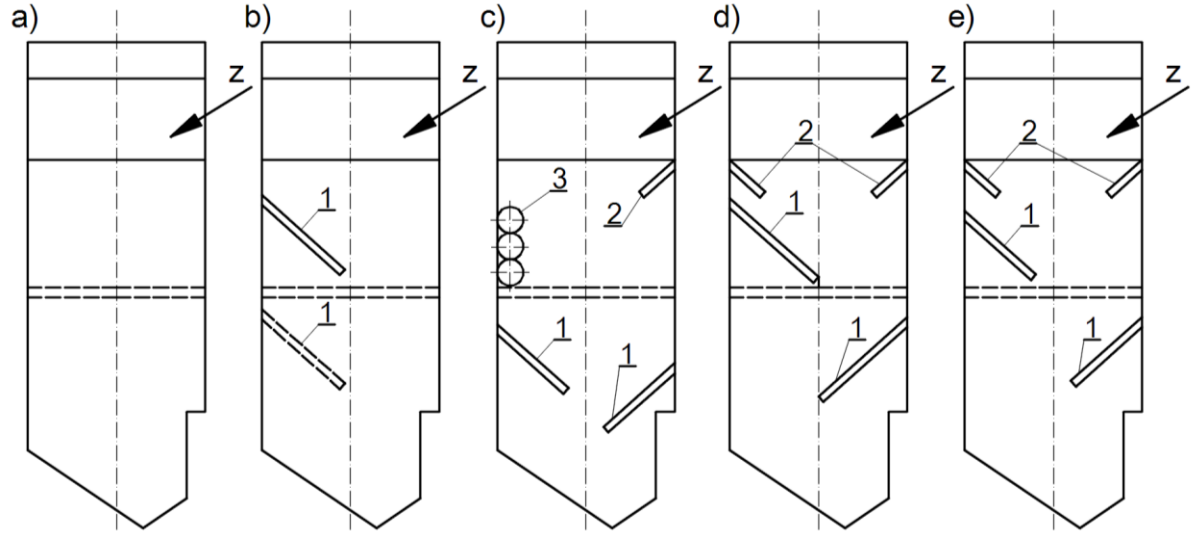
- z klapą i przciwciężarem,
- z klapą i przeciwciężarem z amortyzatorem olejowym,
- z klapą i amortyzatorami sprężynowo-hydraulicznymi,
- z klapą i amortyzatorami sprężynowo-powietrznymi,
- z klapą i cylindrem hydraulicznym, napęd od krzywki,
- z klapą i cylindrami hydraulicznymi.

Masy wymienionych urządzeń przeciwkruszeniowych zastosowanych w eksploatowanych skipach 15, 20, 25 i 30 Mg w górnictwie krajowym wynosiły 1600-2790 kg. Średnio urządzenia przeciwkruszeniowe stanowiły 9% masy skipu.
Urządzenia przeciwkruszeniowe sprężynowe czy sprężynowo-hydrauliczne po ich uruchomieniu przez długi czas w wielu przypadkach działały prawidłowo. Na skutek jednak zaniechania wszelkiej ich kontroli i konserwacji przestały działać a czasem nawet były przyczyną awarii.

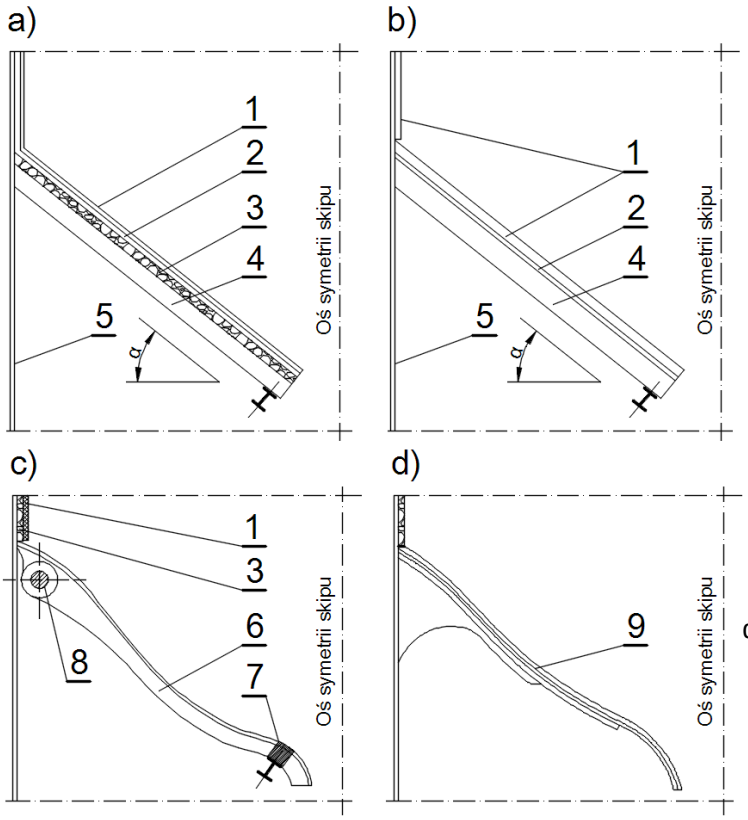
Znaczna masa urządzeń przeciwkruszeniowych w skipach oraz zawodność ich pracy wynikająca z niedostatecznej ich konserwacji przyczyniła się do stopniowego ich wycofania z eksploatacji. W miejsce tych urządzeń wprowadzono proste rozwiązania w postaci kaskad przeciwkruszeniowych rys. 5 i 6, które stosowane są do dziś. Kaskady zbudowane są z blach lub rusztów. W kraju oprócz kaskad zaczęto również stosować w pojemnikach skipów elementy tłumiące ruch urobku w postaci zwisających lin SAG lub zamocowanych na rurach bieżników gumowych prowadnic tocznych. Jednak i one również stopniowo są eliminowane na rzecz pojemników bez kaskad rys. 4a.



Rys. 4. Skipy z urządzeniami przeciwkruszeniowymi klapowymi: a – urządzenie przeciwkruszeniowe, klapowe z przeciwciężarem; 1 – dwuczłonowa klapa przeciwkruszeniowa, 2 – krążnik linowy, 3 – krzywki prowadnicze, 4 – linka stalowa, 5 – przeciwciężar, 6 – klapa skipu; b – urządzenie przeciwkruszeniowe klapowe z amortyzatorami sprężynowo-pneumatycznymi; 1 – klapa przeciwkruszeniowa, 2 – amortyzator sprężynowo-pneumatyczny, 3 – blacha, 4 – klapa skipu,; c, d – konstrukcji zagranicznej



Rys. 5. Stosowane w krajowych kopalniach węgla kamiennego pojemniki skipów: a – bez kaskad, b – z jedną kaskadą, c – z dwoma kaskadami i ślizgiem, d – dwoma kaskadami dochodzącymi do osi skipu i dwoma ślizgami, e – dwoma kaskadami i ślizgami niedochodzącymi do osi skipu i ślizgami, 1, 1 – kaskada, 2 – ślizgi, 3 – bieżniki gumowe, z – załadunek



Rys. 6. Rozwiązania kaskad przeciwkruszeniowych: 1 – blacha trudnościeralna, 2 – guma, 3 – bale drewniane, 4 – konstrukcja wsporcza, 5 – ścianka skipu, 6 – kaskada siodłowa, 7 – element podatny, 8 – przegub, 9 – kaskada resorowa

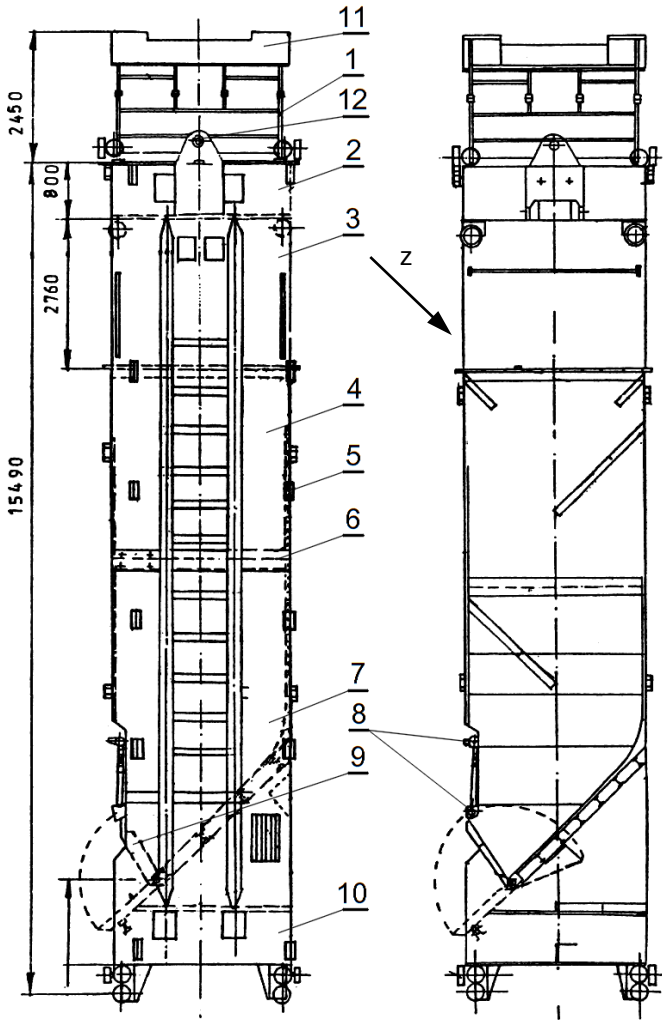
3. Eksploatacja skipów

3.1. Skipy konstrukcji krajowej

W kopalni A eksploatowane są w jednym szybie K dwa górnicze wyciągi szybowe w przedziale W i Z o ładowności skipów 30 i 35 Mg. W przedziale W skip o ładowności 30 Mg jest całkowicie spawany konstrukcji samonośnej. Pojemnik skipu 30 Mg posiada przekrój prostokątny wykonany z blach o grubości 6 mm, wzmocniony z zewnątrz ramami

z ceowników 160 mm rys. 7. Wewnątrz posiada blachy przeciwścierne przyspawane do blach zewnętrznych. W górnej części skipu po przeciwnej stronie klapy rozładowczej usytuowana jest kaskada pod kątem 45° doprowadzona do osi skipu. Załadunek urobku do skipów może się odbywać z jednej lub drugiej strony czołowej. Pojemnik do transportowania urobku wykonany jest w postaci szczelnego zbiornika zakończonego u góry wlotem, u dołu klapą zamykającą.
Belki główne głowicy były nitowane do blach bocznych skipu, które są jednocześnie elementem nośnym skipu (konstrukcja skipu bez cięgieł nośnych, skip samonośny). Człon zasypowy posiada jezdnie po których można wprowadzić do skipu pomost na kołach jezdnych oraz zamknięcie dźwigniowe. Ściana przednia i tylna pojemnika skipu wyłożona jest wykładziną przeciwścierną wykonaną ze stali 18G2A przyspawaną do wnętrz pojemnika. Skip prowadzony jest czołowo za pomocą typowych prowadnic tocznych umieszczonych na głowicy i pod ramą dolną. Parametry skipu wynoszą:

- wysokość skipu 18500 mm,
- szerokość skipu 1290 mm,
- długość skipu w prowadzeniu narożnym 3400 mm,
- szerokość skipu w prowadzeniu narożnym 1450 mm,
- ładowność skipu 30 Mg,
- masa skipu bez pomostu, zawiesi, daszka i drzwi 30500 kg,
- masa całkowita skipu z zawiesiami 37200 kg.



Rys. 7. Skip konstrukcji samonośnej produkcji krajowej o ładowności 30 Mg; 1 – daszek ochronny, 2 – głowica skipu, 3 – człon zasypowy, 4 – górna połowa pojemnika skipu, 5 – prowadnice ślizgowe, 6 – połączenie pojemnika skipu, 7 – dolna połowa pojemnika skipu, 8 – zamknięcie dźwigniowe, 9 – klapa pojemnika, 10 – pomost dolny skipu

W przedziale Z o ładowności 35 Mg jest konstrukcją spawaną dzieloną łączoną w czasie montażu za pomocą śrub pasowanych. Skip przystosowano do zawieszenia nośnego

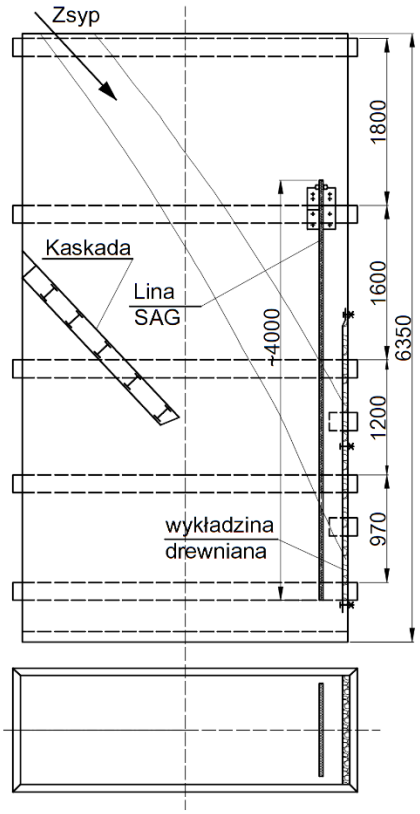
czterolinowego dla lin Ø53 mm oraz trzech zawieszeń dla lin wyrównawczych płaskich 196×34 mm. Parametry skipu wynosiły:

- ładowność 35 Mg,
- nośność pomostu piętra 10 Mg,
- długość 3800 mm,
- szerokość 1450 mm,
- wysokość 18500 mm.

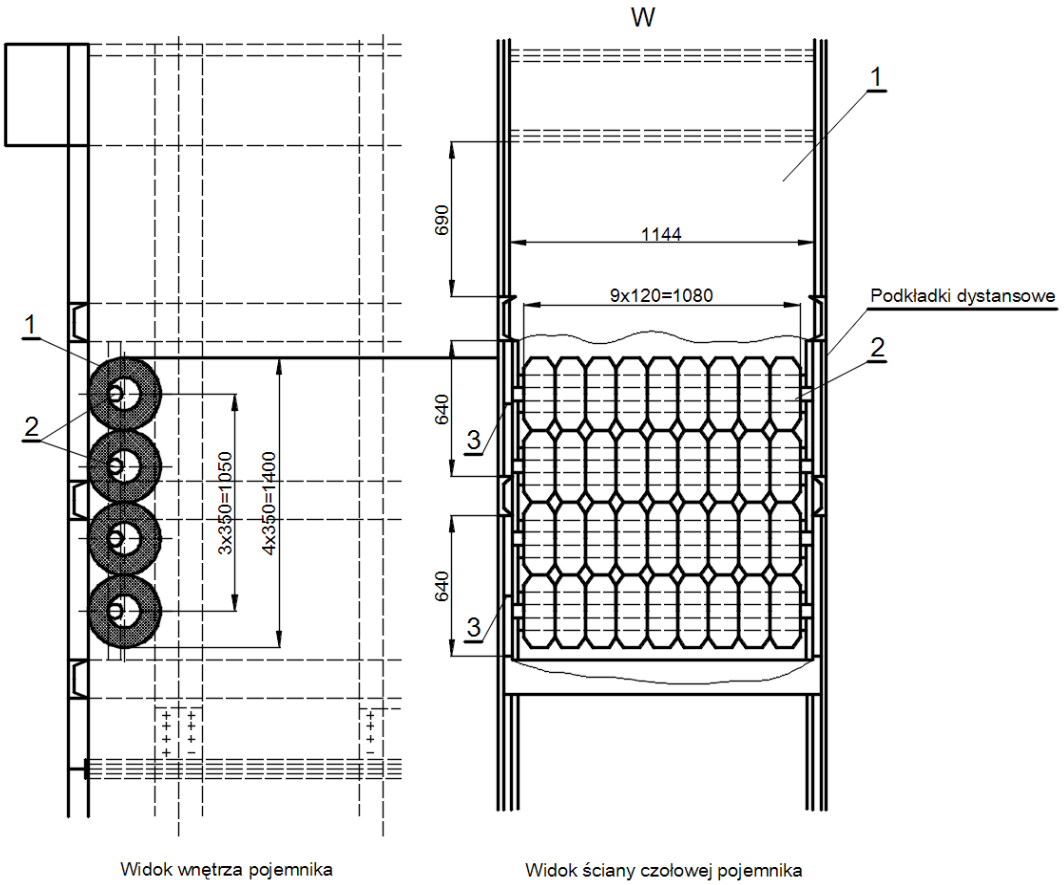
Skip zbudowany był z następujących zespołów i elementów:

- głowica – konstrukcja całkowicie spawana,
- człon zasypowy – wykonany z dwóch ścian wyposażonych w okna rewizyjne,
- pomost ruchomy (wysuwany) – służy do transportu urządzeń w wozach o łącznym obciążeniu do 100 kN,
- pojemnik i człon wysypowy – wykonane z blach o grubości 6 mm i ram opasających, wykonanych z ceowników 160. Dno członu wysypowego wyłożone jest drewnem i blachami przeciwściernymi wymiennymi, natomiast ściany pojemnika i członu wysypowego wyłożone są tylko wymiennymi blachami przeciwściernymi W górnej połowie pojemnika skipu znajduje się tylko jedna kaskada. Wykładzina przeciwścierna w postaci blach ze stali 18G2A jest przykręcona śrubami do ścian wewnętrznych pojemnika.
- przegroda – zabudowana była w dolnej części pojemnika i częściowo w członie wysypowym. Jej celem było ściągnięcie i usztywnienie ścian bocznych pojemnika, nie dopuszczając do ich wybrzuszenia. Przegroda wykonana jest z blach i kątowników, skręcanych śrubami M16.
- mechanizm dźwigniowy – do otwierania klapy skipu zastosowano mechanizm typu dźwigniowego, uruchamiany za pomocą krzywek zabudowanych w wieży wyciągowej,
- rama dolna – ma konstrukcję spawaną,
- daszek ochronny – ma zastosowanie przy jeździe rewizyjnej na głowicy skipu. Wykonany jest z profili walcowanych, blach oraz rur.
- cięgła nośne – wykonane są z ceowników spawanych do głowicy, ram opasających pojemnik i ramy dolnej. Cięgła wykonane są z ceowników 180. Nad miejscem podziału skipu cięgła łączone są śrubami pasowanymi.

Główne elementy nośne wykonane są ze stali gatunku 18G2A.
W skipach zastosowano elementy tłumiące ruch urobku w postaci odcinków lin stalowo-gumowych zawieszonych przy ścianie czołowej rys. 8. Ścianę czołową naprzeciw wzmocniono z zewnątrz dwoma dodatkowymi ceownikami 160 mm, a od wewnątrz zastosowano wykładzinę z desek drewnianych pokrytych blachą przeciwścierną o grubości 6 mm przykręconą wkrętami do blach zewnętrznych pojemnika. Na zabudowanych wewnątrz pojemnika wspornikach zamocowano belki zawieszenia swobodnie zwisających 4-ch odcinków lin stalowo-gumowych o szerokości ~180×35 mm i długości ok. 4 m. Podczas załadunku struga urobku wychyla odcinki lin dociskając je do zabudowanej wykładziny przeciwściernej pokrytej blachą. Odcinki lin z dodatkową wykładziną drewnianą stanowią warstwę amortyzującą uderzenia strugi urobku w ścianę czołową pojemnika. W obu konstrukcjach skipoów 30 i 35 Mg odcinki lin SAG wymieniano co 3-4 tygodnie.
Przewidziano również drugi wariant tłumienia strugi urobku w postaci zużytych bieżników prowadnic tocznych zamocowanych przy ścianie czołowej pojemnika rys. 9. Odcinek ściany czołowej w miejscu uderzenia strugi urobku chroniony jest amortyzatorem w postaci 4-ch lub 5-ciu segmentów amortyzujących złożonych ze stalowej rury zabudowanej pomiędzy bocznymi ścianami pojemnika na której osadzono bieżniki gumowe prowadnic tocznych w liczbie 9 szt. na szerokości pojemnika. Podczas załadunku struga urobku zgniata wolną przestrzeń pomiędzy bieżnikami a rurą stalową przez co zostaje wytłumiona część energii kinetycznej strugi urobku. Wariantu tego jednak nie zastosowano [7].

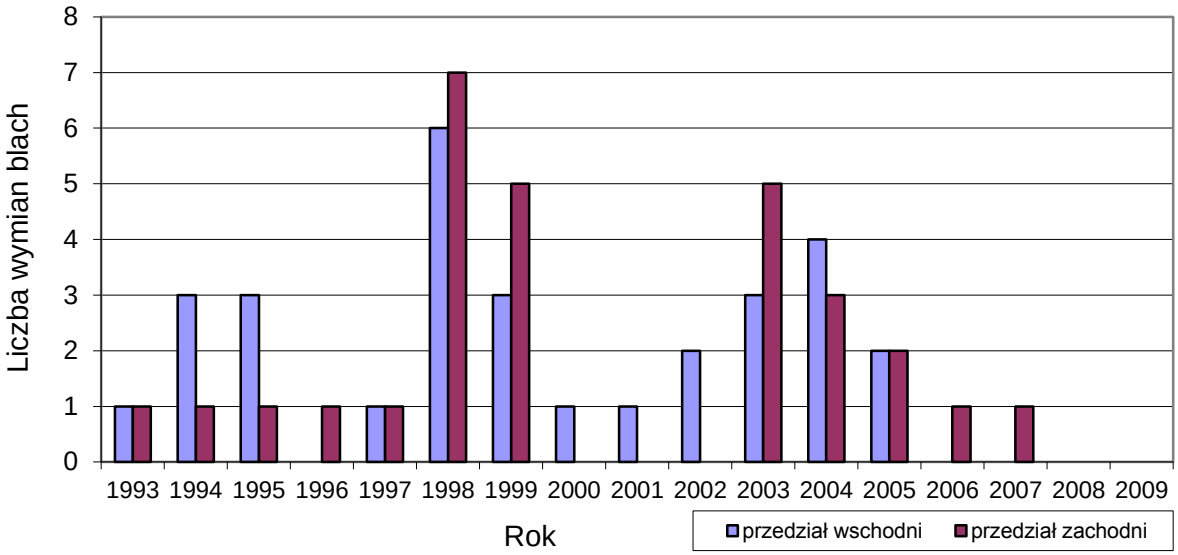


Rys. 8. Sposób wytłumienia energii strugi urobku w zasobniku, wariant z linami typu SAG

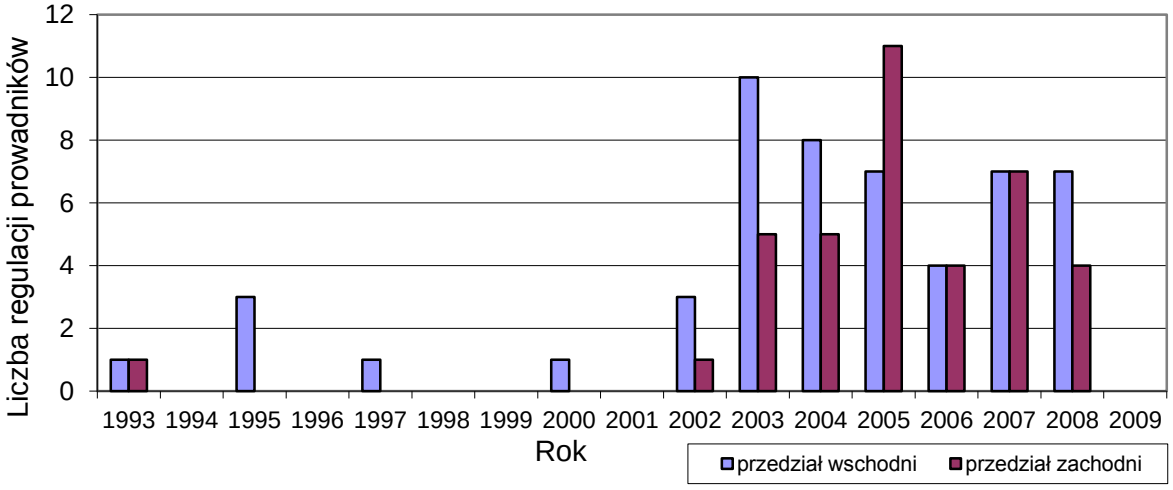


Rys. 9. Wariant z bieżnikami prowadnic tocznych; 1 – bieżniki gumowe prowadnic tocznych; 2 – rura przewodowa z obsadami; 3 – ceownik 140 mm

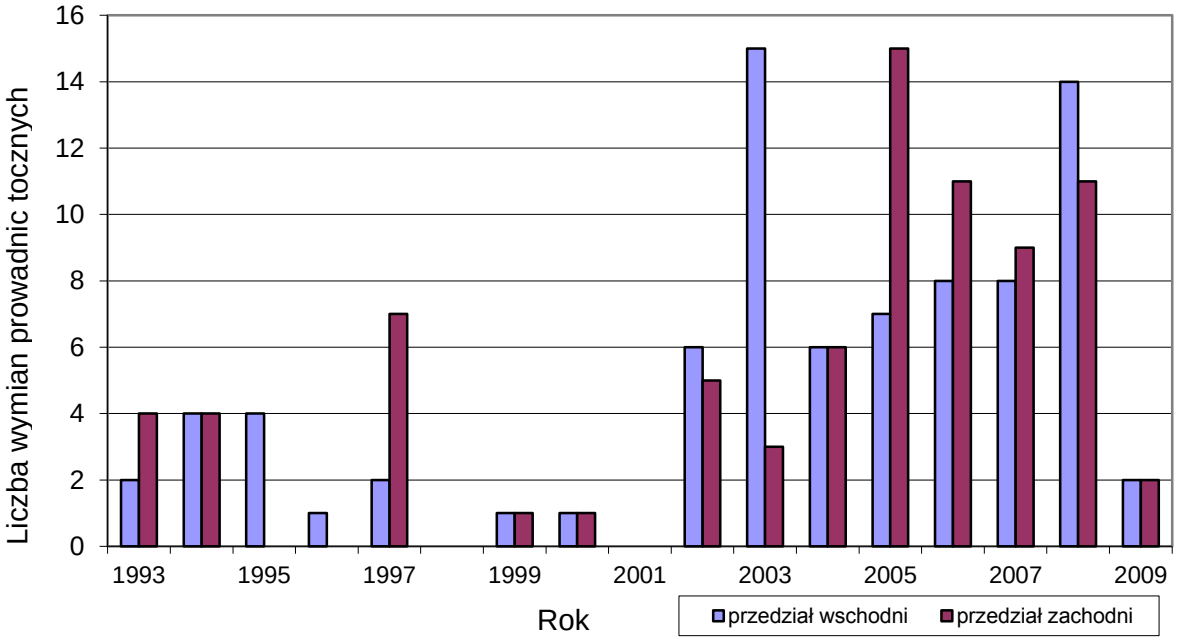
W obu konstrukcjach skipów bardziej zużywały się ściany boczne pojemników niż czołowe. Dotychczasowy czas pracy skipów wynosił: skipy 30 Mg, wschodni od 1995-2015 (20 lat) a zachodni od 1991-2005 (14 lat) i obecny skip założony w 2005 pracuje nadal (10 lat), skipy 35 Mg wschodni i zachodni pracowały od 1987-2000 (13 lat) i od 2000 do chwili obecnej (15 lat). Przeprowadzono analizę najczęstszych awarii i sposobów naprawy skipów eksploatowanych w kopalni A. Analiza obejmowała stosowane skipy w latach 1993 do 2008 (646 napraw, wymian elementów). Wyniki analizy przedstawiono na rys. 10-13.
Badania ekspertyzowe wykazały, że ubytki korozyjne elementów nośnych skipów były rzędu 10% ich nominalnej grubości. Najczęstszymi awariami były uszkodzenia prowadnic tocznych i ślizgowych w których wymieniano uszkodzone elementy.
Kolejnymi to awarie związane były z wymianą blach skipów oraz blach wykładzin przeciwściernych. W przypadku analizowanych skipów zastosowane blachy pojemników stalowe z grupy 18G2A okazały się wystarczająco wytrzymałe.
Zastosowana metoda tłumienia energii kinetycznej strugi urobku okazała się efektywna i stosowana jest nadal. W początkowym okresie eksploatacji łącznie dwa wyciągi skipowe dawały 20 tys. ton na dobę a w ostatnich latach do 7 tys. ton na dobę.



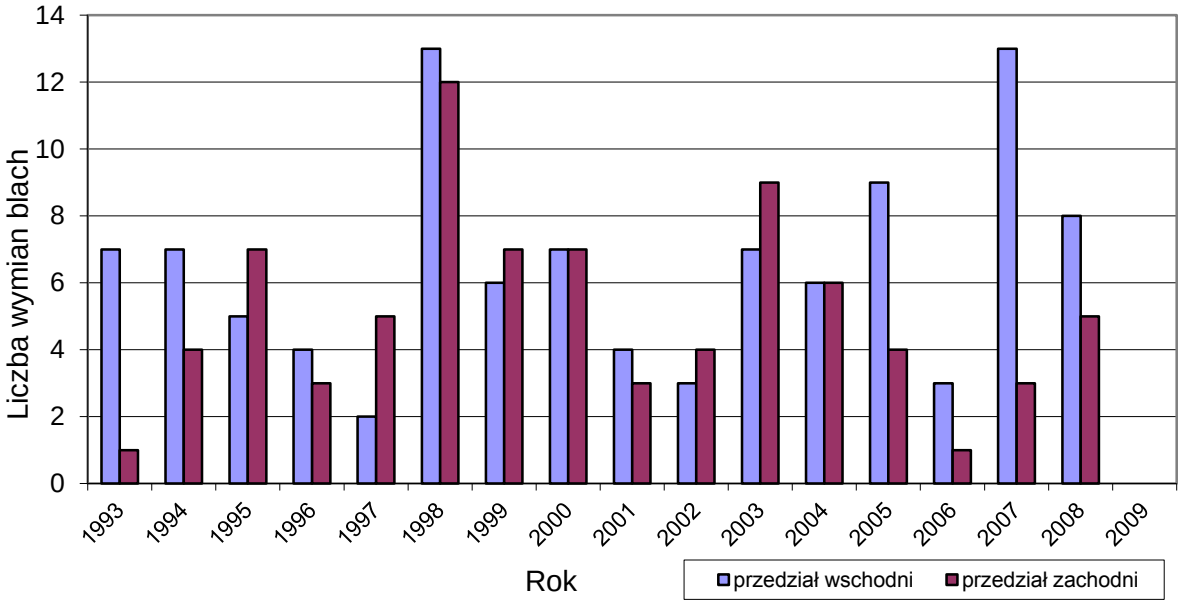
Rys. 10. Wymiana blach ślizgowych skipów szybu K kopalni A



Rys. 11. Regulacje prowadników szybowych analizowanych skipów szybu K kopalni A



Rys. 12. Wymiana prowadnic tocznych w skipach szybu K kopalni A



Rys. 13. Wymiana blach w skipach szybu K w kopalni A

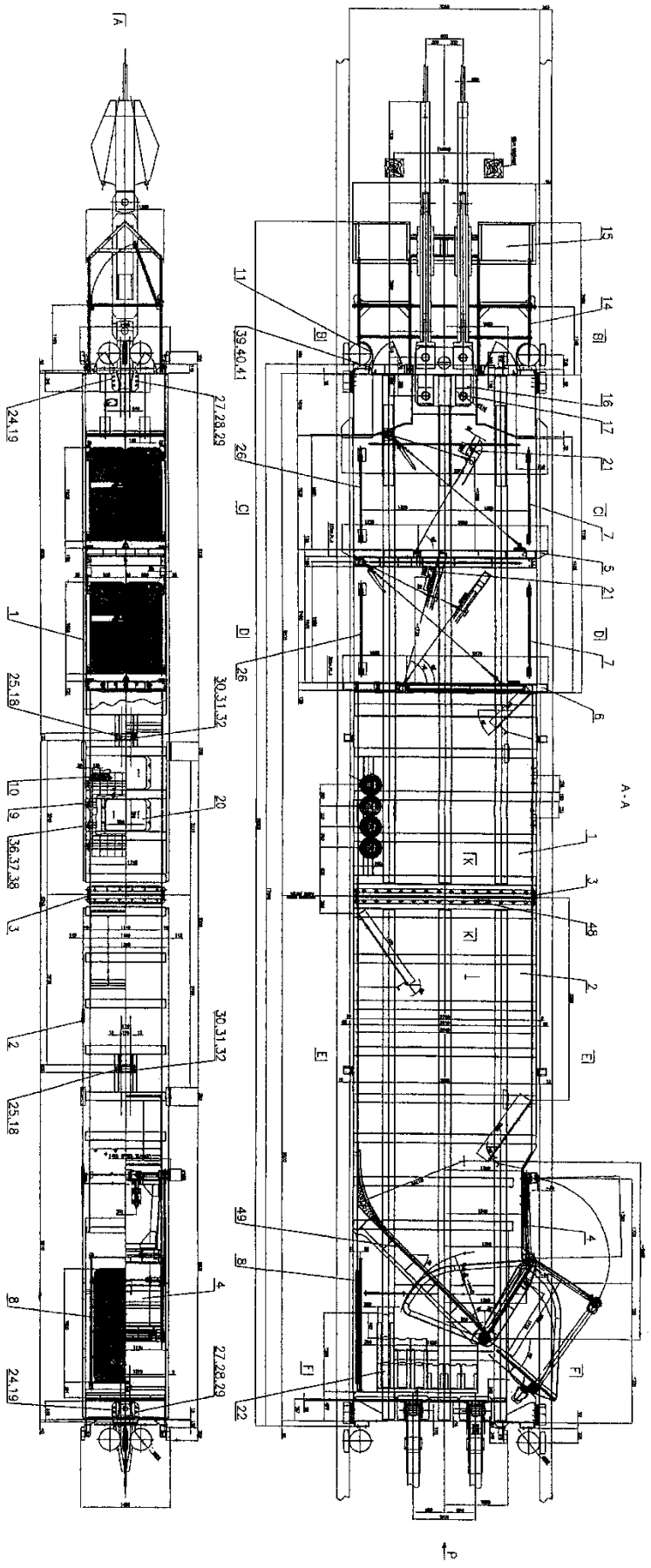
3.2. Skipoklatka konstrukcji samonośnej

W kopalni B w szybie jednoprzedziałowym eksploatowano dwie typowe skipoklatki o ładowności 27 Mg konstrukcji i produkcji krajowej. Zostały one wycofane z eksploatacji po 17 latach pracy ze względu na konieczność prowadzenia częstych wymian wykładzin przeciwściernych wykonanych z blach stalowych oraz blach pojemników skipoklatek. W 2003 i 2004 założono nowe dwie skipoklatki konstrukcji samonośnej, konstrukcji i produkcji zagranicznej. Konstrukcja skipoklatek odpowiadała i spełniała krajowe wymogi w zakresie ich projektowania. W skipoklatce samonośnej obciążenia pionowe przenosi pojemnik oraz cięgła pionowe skipoklatek. Skipoklatki były konstrukcji dwuczęściowej. Połączenie obu części

skipoklatek obliczone było na maksymalne obciążenie skipu podczas eksploatacji. Podstawowe parametry skipoklatek były następujące:

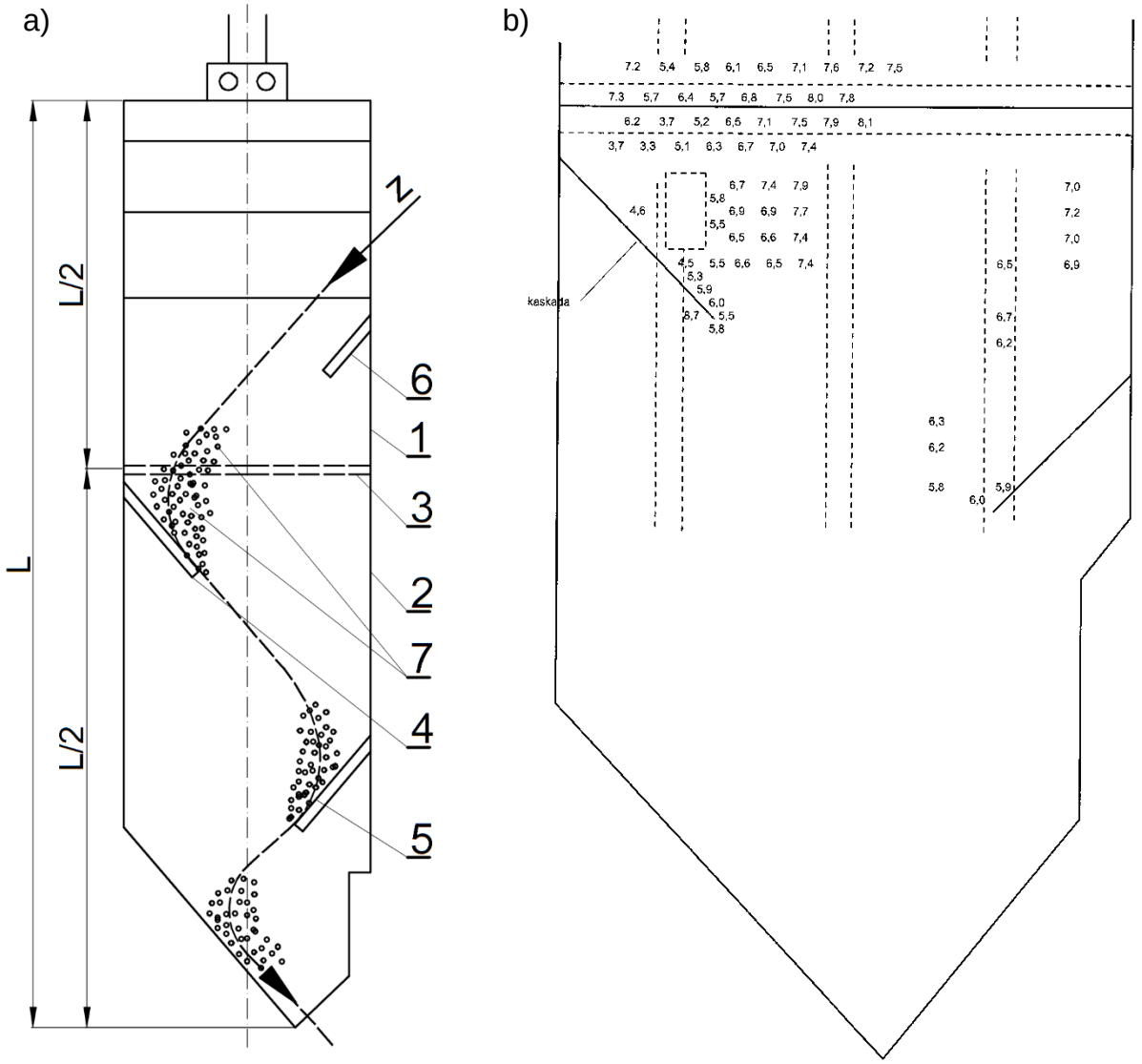
maksymalna ładowność	27 Mg,
masa skipoklatki bez zawieszeń, daszka ochronnego i drzwi	23385 kg,
masa transportowanych ludzi 2x18x90 kg	3240 kg,
długość(miedzy prowadnicami tocznymi)	3300 mm,
szerokość(po krążkach mech. dźwigniowego)	1450 mm,
wysokość skipu	17360 mm.

Konstrukcję skipoklatki przedstawiono na rys. 14. Naczynie skipowe konstrukcji spawanej w wykonaniu dzielonym było konstruowane jednopłaszczowo (bez blach przeciwściernych), spawane z blach dużych rozmiarów odpornych na ścieranie ze stali trudnościeralnej Hardox 400. Grubość ścian 10 mm, a w miejscach najbardziej narażonych na ścieranie podczas eksploatacji 12 mm. Skośne dno naczynia skipowego nachylone pod kątem 45^{o} posiadało wymienną blachę przeciwścierną grubości 8 mm. Przestrzeń pomiędzy dnem i blachami wypełniona była drewnem. Same dno było wzmocnione poprzecznymi i podłużnymi profilami. Długość naczynia wynosiła 17,36 m. Naczynie było podłużnie wzmocnione sześcioma profilami U 200 zgiętymi z blachy grubości 5 mm, a poziomo wzmocnione szeregiem obręczy z profilu U 150 tego samego wykonania. Naczynie było przedzielone w połowie. Do stabilnego prowadzenia zastosowano prowadnice sztywne z wymiennymi płytami stalowymi. Prowadnice narożne były przyspawane do naczynia. Głowica skipu tworzyła z górną częścią skipu jedną całość. Było w niej wspawane zawieszenie dwulinowe. Pod głowicą skipu znajdowały się zaczepy dla podparcia i zatrzymywania naczynia.
Szerokość naczynia w przestrzeni zasypu wynosi 1270 mm. Wysyp ze skipoklatki był wykonany po stronie zasypu tzw. układ C i posiadała zamknięcie typu Skipco. Szerokość klapy zamknięcia wynosiła 1170 mm. Do tłumienia klapy w czasie jej otwarcia zaprojektowano sprężyny gumowe. Ściany wysypu wzmocniono profilami podłużnymi U 200 przyspawanymi do blachy grubości 6 mm, które tworzą nowe ściany boczne naczynia przy dnie skipu. W bokach pomostu dolnego naczynia znajdują się nośniki dla zawieszenia dolnych zawieszeń płaskich lin wyrównawczych. Przed wpływem środowiska agresywnego naczynie skipowe było chronione ochronną powłoką antykorozyjną.
Pojemniki skipoklatek były konstrukcjami jednopłaszczowymi, nie były wyposażone w dodatkowe blachy jako wykładziny przeciwścierne. Wykładzina przeciwścierna była tylko na dnie skipu (wysypie). Elementem tłumiącym były bieżniki gumowe prowadnic tocznych o wymiarach Ø320x110 mm lub odpowiadające im walce gumowe o wymiarach Ø320x450 mm rys. 9. Liczba bieżników w zestawie wynosiła 9 szt. Bieżniki wymieniano od 3 do 6 miesięcy. Bieżniki te sprawdziły się w praktyce [5]. Z obserwacji i badań grubości blach pojemników wynika, że większemu ścieraniu ulegały blachy boczne pojemników skipoklatek niż blachy czołowe, które chronione były przez urządzenia tłumiące w postaci bieżników i kaskad. Obie skipoklatki po 3 latach eksploatacji wykazywały stan dobry. Po 4 latach i 7 miesiącach pracy blachy boczne pojemników wykazywały już miejscowe ubytki w wyniki ścierania. Ubytki te występowały w pobliżu zamka skipu oraz w pobliżu górnej i dolnej kaskady rys. 15. Wynosiły one do 5 mm nad zamkiem i do 4 mm w rejonie dolnej kaskady i wysypu skipu. Kolejne badania grubości blach pojemnika w 2008 r. wykazały dalszy spadek ich grubości i do tego czasu po 5 latach eksploatacji zaczęto stosować w pojemnikach skipoklatek wykładziny przeciwścierne wykonane z blachy Hardox 500. Przykładowo na rys. 15b przedstawiono schemat rozmieszczenia punktów w których okresowo dokonywano pomiarów grubości ścian bocznych skipów.



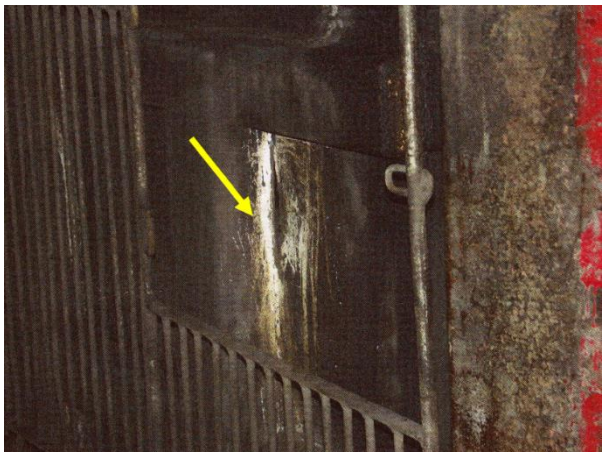
Rys. 14. Skipoklatka konstrukcji samonośnej o ładowności 27 Mg, konstrukcji zagranicznej [5]

Skipoklatki zostały założone, wschodnia w 2003 roku , zachodnia 2004 r. Podczas eksploatacji skipoklatek rzeczoznawcy CBiDGP sp. z o.o. w Lędzinach prowadzili okresowe badania ich stanu technicznego począwszy od daty ich założenia [6]. Przebieg strugi urobku w skipoklatkach przedstawiono na rys. 15a.

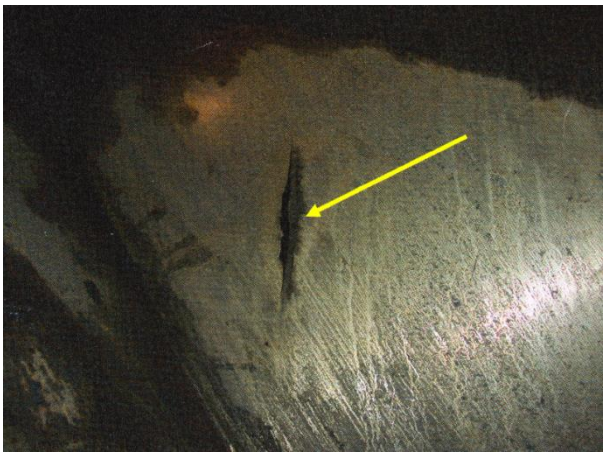


Rys. 15. Schemat: a – przebieg strugi urobku w analizowanej skipoklatce, b – rozmieszczenia punków pomiaru grubości ścianek pojemników; 1, 2 – górna i dolna połowa skipoklatki, 3 – połączenie połówek skipu (zamek), 4 – górna kaskada, 5 – dolna kaskada, 6 – ślizg, 7 – miejsce zwiększonego zużycia blach bocznych

W maju 2008 r. zauważono pierwsze wzdłużne pionowe pęknięcie po stronie wschodniej ściany bocznej, pojemnika skipoklatki wschodniej, pracującej około 4 lat. Miejsce pęknięcia wystąpiło poniżej zamka łączącego połówki pojemnika skipu. Pęknięcie wystąpiło w ścianie bocznej pojemnika, wzdłuż pionowego ceownika giętego, przyspawanego do niej od zewnątrz, rys 16. Podczas wstępnych oględzin i po wykonaniu pomiarów rzeczywistej grubości blachy w obszarze uszkodzenia stwierdzono, że pęknięcie blachy płaszcza miało długość ok. 250 mm i wystąpiło w miejscu znacznego jej wytarcia od wewnątrz pojemnika, z grubości nominalnej 8 mm do grubości ok. 3,5 mm, rys. 17. Dalsze badania ujawniły podobne wytarcia i obniżenie grubości płaszcza pojemników w obu skipoklatkach. Zagrażało to osłabieniem wytrzymałości pojemników na parcie urobku i wymagało pilnej naprawy. Zdecydowano się na wzmocnienie pojemników od wewnątrz blachami ze stali Hardox 500.



Rys. 16. Widok pęknięcia od strony zewnętrznej skipoklatki, w miejscu wytarcia – w obszarze SWC spawania cięgła do blachy Hardox 400



Rys. 17. Widok pęknięcia od strony wewnętrznej pojemnika skipoklatki

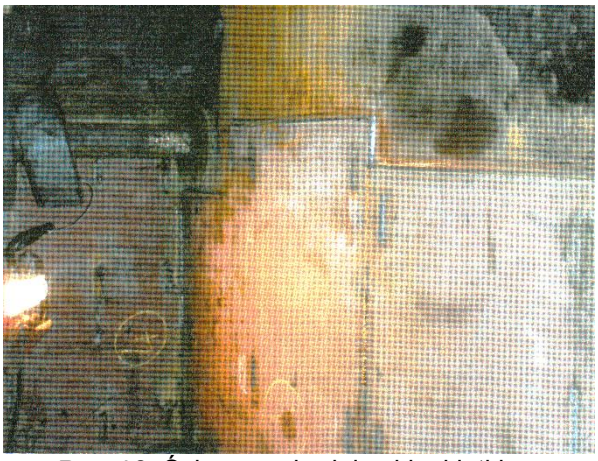
Naprawa widocznych uszkodzeń samonośnego pojemnika objęła jego wzmocnienie od wewnątrz nakładkami z blach Hardox 500 o grubości g=8 mm. Prace te wykonano w obu skipoklatkach (zachodniej i wschodniej). Pasy blach ze stali Hardox 500, przyspawano do płaszcza pojemnika z blachy Hardox 400 spoinami otworowymi i po obwodzie, metodą MMA (spawanie ręczne elektrodą otuloną), rys. 19.



Rys. 18. Widok wspawanych nakładek blachy Hardox 500 do pojemnika skipu

Widoki wnętrza pojemnika skipu z wspawanymi blachami Hardox 500 przedstawiono na rys. 18-20 [1, 3, 4].

W 2009 roku nastąpiło kolejne uszkodzenie naczynia. Naczynie było usztywnione pionowymi i poziomymi prętami. Pręty pionowe były wykonane z ceownika 200x115 o grubości blachy 6 mm, natomiast pręty poziome były wykonane z ceownika 150x65 również o grubości blachy 6 mm. Pręty poziome przechodziły pod prętami pionowymi. Do uszkodzenia doszło w dwu miejscach (w linii pionowej) łącza pręta pionowego i poziomego nad osadzeniem elementu sterowniczego otwierania zamknięcia skipu.



Rys. 19. Ściana zachodnia skipoklatki z wspawaną blachą Hardox 500. Widoczne bieżniki gumowe



Rys. 20. Ściana wschodnia skipoklatki z wspawaną blachą Hardox 500

Najczęściej wymieniano blachę dolnej kaskady. Blach zewnętrznych pojemników nie wymieniano. Ze względu na powstające pęknięcia blach konstrukcyjnych oraz częste ich naprawy, skipoklatkę zachodnią wymieniono po 11 latach pracy a wschodnią po 12 latach [5]. W analizowanym górniczym wyciągu szybowym liczba wyciągniętych skipów wynosiła 600-500 skipów na dobę (300-250 cykli pracy). W ostatnich latach liczba cykli pracy malała. Wyciąg pracował przez cały rok 5 dób w tygodniu oraz 1 zmianę w soboty. Przyjmując 285 dób pracy w roku obliczono, że skipoklatka Z wyciągnęła 862125 skipów a klatka W 940500 skipów, co dla drogi jazdy skipu 490 m dało przjechaną łączną drogę jazdy skipoklatki Z 422625 km a skipoklatki W 460845 km, są to więc znaczne wartości.

3.3. Skipoklatka klasyczna konstrukcji krajowej

Po odłożeniu skipoklatek samonośnych z eksploatacji założono nowe skipoklatki klasycznej konstrukcji firmy PRUT i produkcji krajowej firmy Wamag.
Skipoklatka 27 Mg rys. 21 przeznaczona jest do stosowania w dwulinowych górniczych wyciągach szybowych szybów wdechowych, do:

- ciągnienia urobku o masie 27 Mg,
- jazdy ludzi na 2 pomostach pięter (2x18 osób),
- transportu materiałów o maksymalnym ciężarze 100 kN na dolnym pomoście piętra,
- przeprowadzania kontroli i napraw szybu z głowicy oraz ramy dolnej.

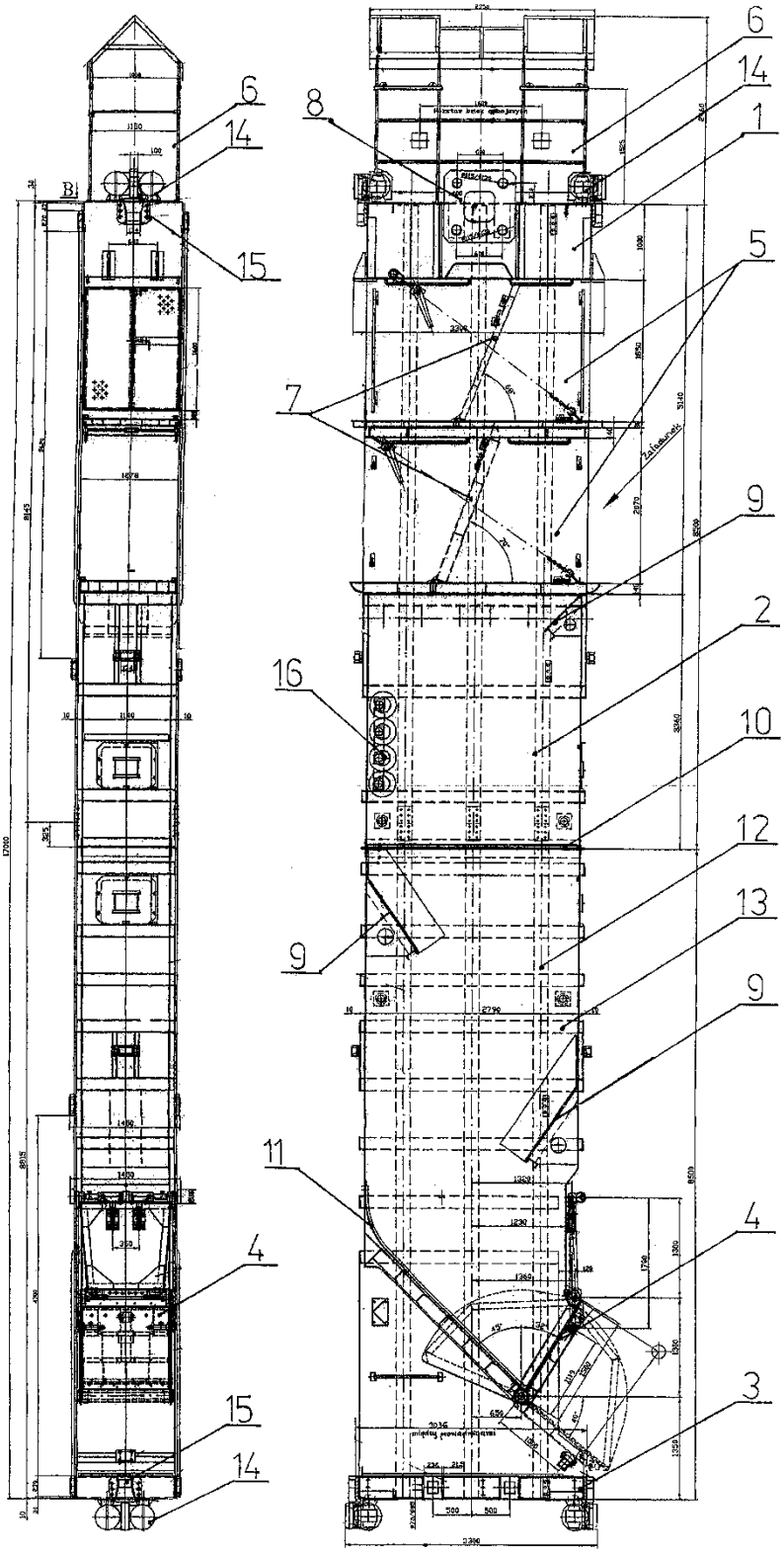
Podstawowymi elementami konstrukcji nośnej skipoklatki są:

- głowica,
- człon zasypowy z dwoma podnoszonymi pomostami pięter,
- pojemnik skipoklatki,
- rama dolna,

połączone sześcioma cięgłami nośnymi z płaskowników 190x25 mm spawanymi do w/w elementów.

Głowica skipu to konstrukcja spawana z blach i profili walcowanych ze stali w gatunku S355J2G3 z atestem hutniczym. Poszycie głowicy wykonano z blachy żeberkowej i wyposażono w dwie klapy uchylne. Do belek bocznych pod głowicą zabudowano poręcze do jazdy ludzi i zaczep dla wciągnika do podnoszenia ruchomej części pomostu górnego piętra.

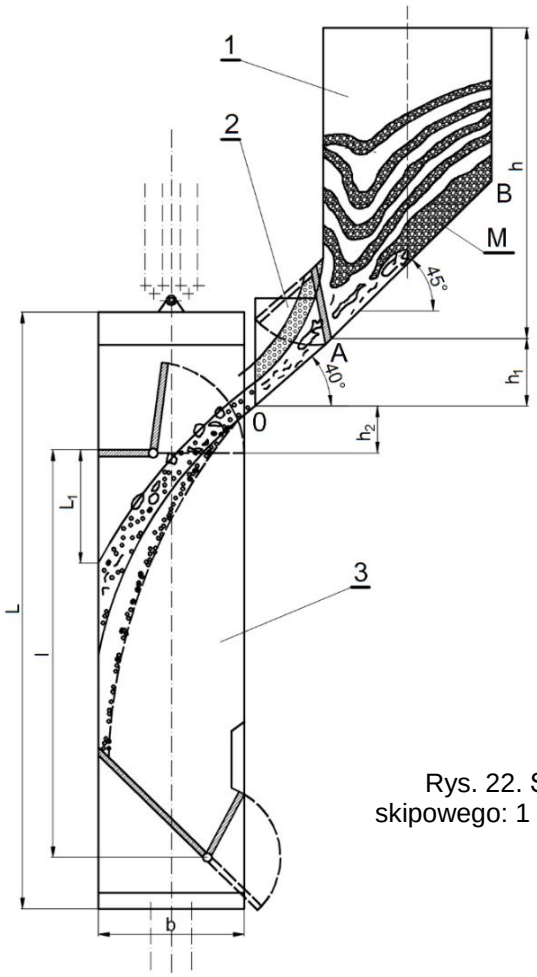
Człon zasypowy ma podnoszone pomosty pięter. W członie zasypowym pojemnika skipoklatki o wysokości 4140 mm wykonano dwa piętra z podnoszonymi pomostami. Górne piętro o prześwicie 1850 mm i dolne o wysokości 2070 mm. Konstrukcję nośną pomostu górnego piętra wykonano z dwóch spawanych ram z ceowników [80 mm ze stali w gatunku S355J2G3, wzmocnionych poprzecznymi ceownikami. Część stałą przykręcono do konstrukcji wsporczej z ceowników [140 mm, spawanych do ścian bocznych z blachy Hardox 500 o grubości 6 mm Dolny podnoszony pomost pietra wykonano z ram z ceowników [140 mm ze stali w gatunku S355J2G3. Część stała spawana jest do ceowników [160 mm, stanowiących górną część pojemnika.
Pojemnik skipoklatki. Konstrukcję pojemnika skipoklatki wykonano z blach o grubości 10 mm ze stali Hardox 500 usztywnionych po obwodzie ramami z ceownika [160 mm ze stali w gatunku S355J2G3. Pojemnik skipoklatki jest dzielony, łączony na obwodzie śrubami. W górnej części od strony przeciwległej zasypu zabudowano amortyzatory przeciwkruszeniowe z osadzonych na prętach bieżników gumowych prowadnic KC rys. 9.
W dolnej części pojemnika zabudowano kaskady z blach Hardox 500 o grubości 10 mm. Poniżej kaskad wykonano otwory w pojemniku umożliwiające zabudowę pomostów roboczych w celach remontowych. Otwory zaślepiono przykręcanymi blachami. Dno pojemnika wzmocniono belkami poprzecznymi z ceowników [160 mm. Wylot pojemnika zabezpieczony jest klapą z dźwigniowym mechanizmem otwierania współpracującym z krzywkami rozładowczymi w wieży.
Rama dolna. Konstrukcja spawana z profili walcowanych i blach ze stali w gatunku S355J2G3 z atestem hutniczym. Rama wyposażona jest w dwa komplety belek zawieszenia lin wyrównawczych o rozstawie 1000 mm. Pomost ramy nad belkami zawieszenia lin wyrównawczych pokryty jest ażurową konstrukcją z kraty podestowej przystosowaną do prowadzenia rewizji dolnego odcinka szybu.
Ściany boczne wykonano z blach pełnych spawanych od góry do pojemnika a od dołu do ramy dolnej i wyposażono w uchwyty dla szelek bezpieczeństwa. Od czoła po przeciwnej stronie wysypu zabudowano uchylną barierkę (pręt zabezpieczający) i krawężnik o wysokości 150 mm.
Cięgła nośne. Cięgła nośne wykonano z sześciu płaskowników 190x25 mm (po 3 na stronę) ze gatunku S355J2G3 z atestem hutniczym. Cięgła o długości 16,96 m, wykonano z części o długościach 8145 mm i 8815 mm, łączonych poprzez nakładki i śruby pasowane M20. Cięgła na wysokości członu zasypowego i pomostu ramy dolnej usztywniono dodatkowo spawanymi w osi płaskownikami o wymiarach 40x30 mm [5].



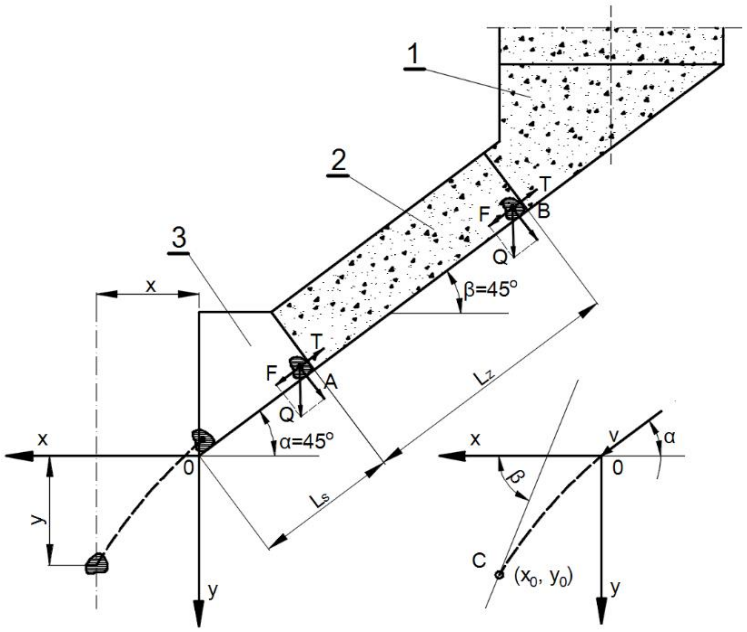
Rys. 21. Skip konstrukcji krajowej. Ładowność 27 Mg [5]

4. Parametry strugi urobku podczas ładowania skipu

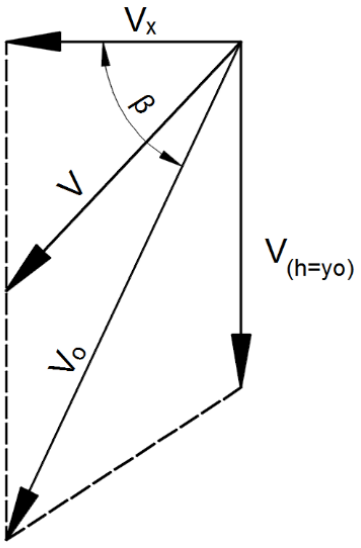
Przyjęty do obliczeń przebieg strugi urobku podczas załadowania skipu przedstawiono na rys. 22.



Rys. 22. Schemat poglądowy układu załadowczego wyciągu skipowego: 1 – zbiornik wyrównawczy, 2 – zsuwnia stała lub zbiornik odmiarowy, 3 – skip



Rys. 23. Szkic do obliczenia parametrów strugi urobku:
1 – zbiornik wyrównawczy, 2 – zbiornik odmiarowo-wagowy,
3 – zsuwnia stała



Rys. 24. Schemat rozkładu prędkości *v* strugi urobku [8]

Posługując się schematem przedstawionym na rys. 22 można obliczyć prędkość wylotu ziarna A i ziarna B [8, 10]:

$$V_A = \sqrt{2gS_{A0} \cdot (\sin\alpha - \mu \cdot \cos\alpha)} \tag{1}$$

$$V_B = \sqrt{2g(S_{A0} + S_{AB}) \cdot (\sin\alpha - \mu \cdot \cos\alpha)} \tag{2}$$

przy czym dla przypadku przedstawionego na rys. 23:

$$\alpha = \beta$$

Pomijając opór powietrza można przyjąć, że średnie i duże ziarna posuwają się po torze określonym równaniem:

$$y = \frac{g}{2v^2 \cdot \cos^2\alpha} x^2 + xtg\alpha \tag{3}$$

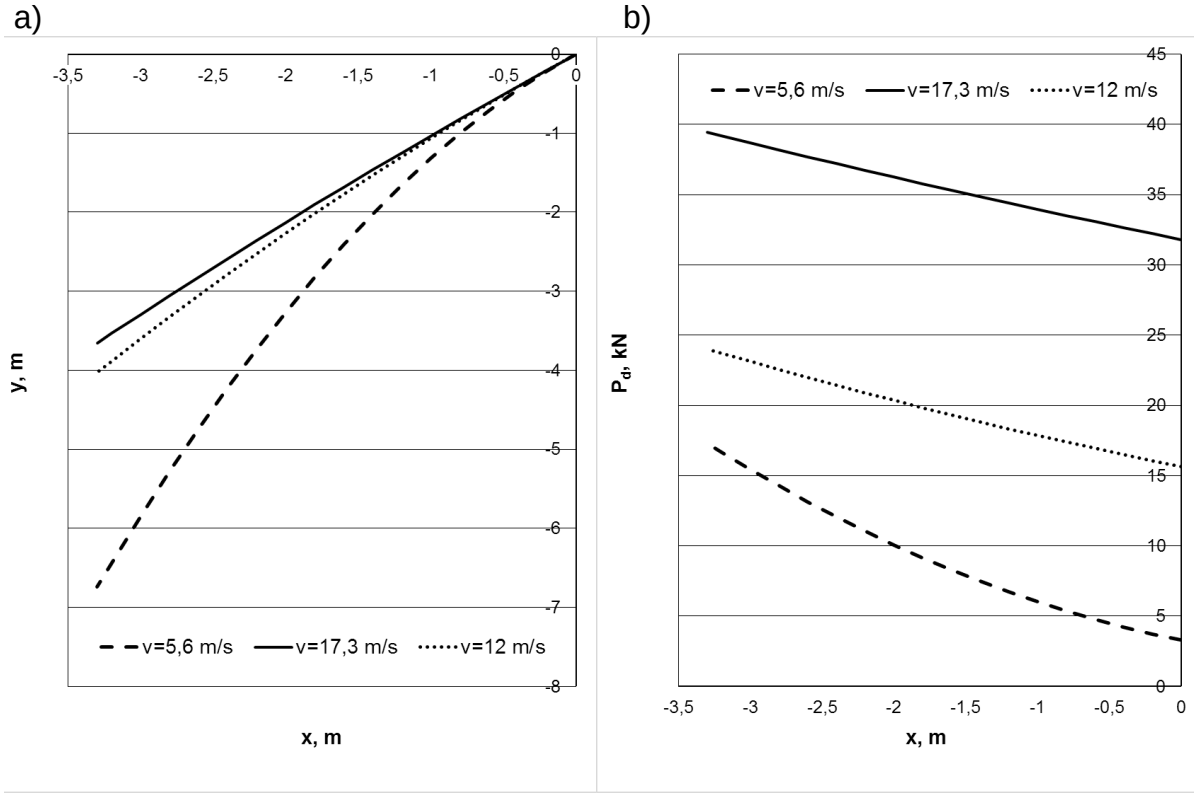
Dla danych (rys. 23):
x=3,30 m – odległość pomiędzy krawędzią dna zsuwni stałej a tylną ścianą skipu,
S_{A0}=3,2 m – długość dna zsuwni stałej,
S_{AB}=27,7 m – długość dna zbiornika odmiarowego,
α=45^o – kąt nachylenia dna zsuwni stałej,
β=45^o – kąt nachylenia dna zbiornika odmiarowego,
μ=0,3 – współczynnik tarcia kinetycznego węgla (niesort.) o blachę stalową,
g=9,81 m/s^2 – przyspieszenie ziemskie,
wyliczono wartości poszczególnych prędkości z wzorów (1) i (2):
V_A=5,6 m/s; V_B=17,3 m/s,
oraz głębokości uderzenia ziaren w ściany skipu z wzoru (3):
y_A=6,74m, y_B=3,66 m.

Znając prędkość uderzenia strugi urobku w ścianę pojemnika można określić obciążenia dynamiczne. Do obliczeń obciążeń dynamicznych skipu podczas załadunku w szybie przyjęto metodę podaną w pracy [8]. Siłę uderzenia strugi urobku o ścianę skipu spadającą z określoną prędkością obliczono wg zależności [8]:

$$P_d = \Psi \cdot F \cdot V_o^2 \cdot \frac{\gamma}{g}, \text{ N} \tag{4}$$

gdzie: ψ – współczynnik rozluźnienia strugi urobku,
F – przekrój strugi urobku, m^2,
V_o – prędkość uderzenia strugi urobku, m/s,
γ – ciężar usypowy urobku, N/m^3,
g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2.

Tory ruchu ziaren węgla przedstawiono wykreślnie na rys. 25a natomiast wartość siły uderzenia strugi urobku o ścianę pojemnika skipu na rys. 25b.



Rys. 25. Wykresy: a – toru ziaren strugi węgla wlatującej do skipu, b – siły uderzenia strugi urobku o ścianę skipu, $P_d=f(x)$

Współczynnik rozluźnienia strugi urobku ψ, zależy między innymi od odległości miejsca uderzenia strugi urobku w skipie od zbiornika odmiarowego, kształtu podłoża (układania się urobku w skipie) i od jego własności sprężysto tłumiących. Wprowadzonego go dla przybliżenia obliczonych według wzoru (4) sił do wartości rzeczywistych. Współczynnik ψ spełnia rolę współczynnika uwzględniającego zmniejszanie siły uderzenia strugi urobku przez szereg różnych czynników w stosunku do warunków, w których te czynniki nie występowałyby. Wartość tego współczynnika można określić tylko na drodze doświadczalnej. Do obliczeń przyjęto więc wartości orientacyjne. Znając wartość prędkości uderzenia strugi urobku w punkcie jest zetknięcia ze ścianką skipu można określić wartość wywołanych tym uderzeniem sił w oparciu o schemat rozkładu prędkości przedstawiony na rys. 24 [8]. Siła uderzenia strugi urobku wynosi:

$$P_d = \frac{\Psi \cdot \gamma \cdot F \cdot v^2 \cdot \cos^2 \alpha}{g \cdot \cos^2 \beta}, \text{ daN} \tag{5}$$

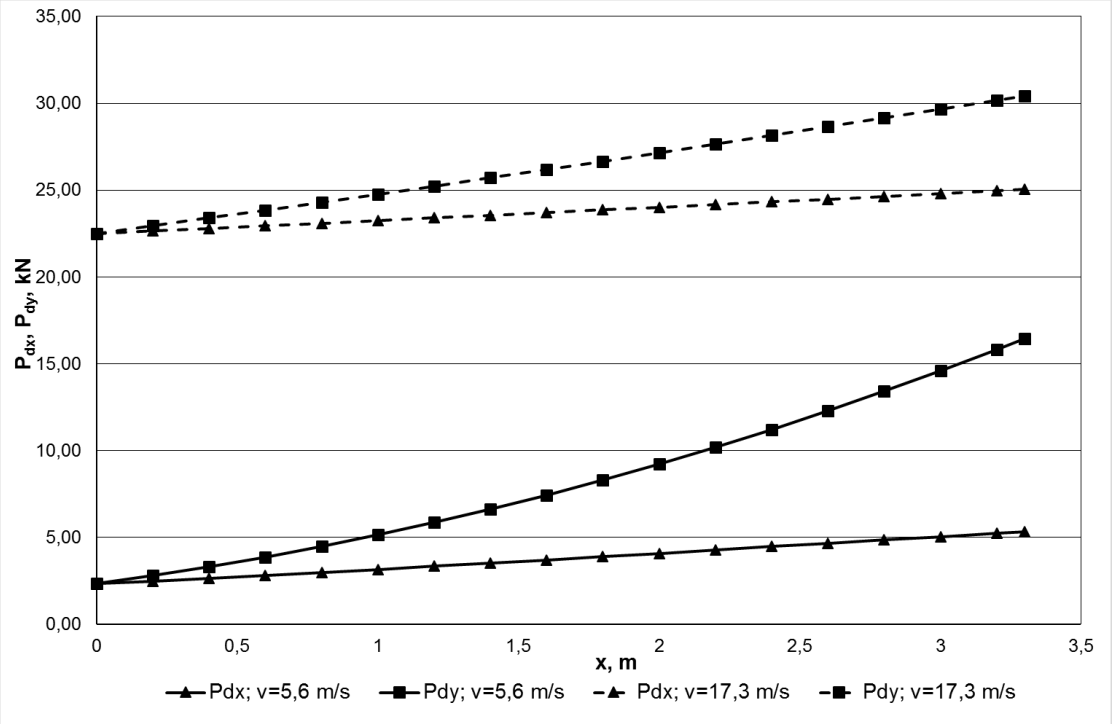
a jej składowe, pionowa P_{dx} i pozioma P_{dy}:

$$P_{dx} = P_d \cdot \cos\beta = \frac{\Psi \cdot \gamma \cdot F \cdot v^2 \cdot \cos^2 \alpha}{g \cdot \cos\beta}, \text{ daN} \tag{6}$$

$$P_{dy} = P_d \cdot \sin\beta = \frac{\Psi \cdot \gamma \cdot F \cdot v^2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \sin\beta}{g \cdot \cos^2 \beta}, \text{ daN} \tag{7}$$

Obie składowe (rys. 26) mają decydujące znaczenie w zjawisku niszczenia w miejscu uderzenia w ścianki skipu lub materiał wykładziny. Przykładowo obliczenia orientacyjne sił dynamicznych dla analizowanego skipu o ładowności 27 Mg przeprowadzono dla danych:

$\alpha=45^o$, $\psi=0,8$, v=5,6 i 17,3 m/s, $F=1m^2$. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 26. Masa usypowa w analizowanej kopalni wynosi dla węgla $\gamma_w=0,96$ t/m^3, dla kamienia $\gamma_k=1,7$ t/m^3, przyjęto więc średnio $\gamma=1,3$ t/m^3.



Rys. 26. Przebiegi składowych siły uderzenia strugi urobku o ścianę skipu; $P_{dx}=f(x)$, $P_{dy}=f(x)$

5. Podsumowanie

Na przestrzeni ostatnich 35 lat w krajowych kopalniach węgla kamiennego podstawowym naczyniem wyciągowym służącym do transportu urobku był i jest nadal skip lub jego odmiana skipoklatka. Aktualnie ładowność skipów wynosi do 35 Mg a w jednym przypadku 40 Mg. W zdecydowanej większości skipy posiadają zamknięcie dźwigniowe, które wymaga przewężenia w dolnej ich części, co nie sprzyja szybkiemu rozładowaniu skipu. Podstawowymi skipami są skipy konstrukcji klasycznej, w których obciążenia pionowe przenoszą cięgła skipu a pojemnik skipu obliczony jest tylko na obciążenie wynikające z parcia urobku. W kilku przypadkach zastosowano skipy samonośne (w obciążeniach pionowych uwzględnia się również wytrzymałość pojemników). W trwałości skipów bardzo ważną rolę odgrywa trwałość ich pojemników wyposażonych w wykładziny przeciwścierne wykonane z blach stalowych różnych gatunków. Doświadczenia z eksploatacji skipów samonośnych, w których pojemniki wykonane były ze stali trudnościeralnej typu Hardox 400 bez wykładzin przeciwściernych nie dały zadowalającej ich trwałości mimo zastosowania w nich po pewnym okresie eksploatacji dodatkowych wykładzin przeciwściernych wykonanych ze stali Hardox 500. Okazało się, że zastosowanie trudnościeralnych blach utwardzonych metodami metalurgicznymi np. składem chemicznym w połączeniu z kontrolowaną obróbką plastyczną i z intensywnym chłodzeniem nie powinno się stosować na konstrukcje spawane bezkrytycznie, szczególnie stale typu Hardox. Trzeba się bowiem liczyć ze znacznym spadkiem własności mechanicznych w obszarze spoin na skutek wpływu ciepła (koncentracja naprężeń).Trwałość skipów o ładowności 30 Mg wynosiła 14-20 lat a skipów 35 Mg 15 lat (pracują nadal).

Siła dynamiczna uderzenia strugi urobku zależna jest między innymi od masy usypowej urobku γ i prędkości uderzenia strugi urobku v w ścianę pojemnika. Może ona wynosić od 17-39 kN, co przyczynia się do znacznego ścierania blach lub wykładzin przeciwściernych pojemnika. Po przeprowadzeniu badań uderzenia strugi urobku w blachy pojemnika na

stanowisku modelowym będzie można wykorzystać obliczenia sił dynamicznych do doboru blach i wykładzin przeciwściernych pojemników skipów z uwagi na ich ścieranie.
Z przeprowadzonej analizy trwałości skipów wynika, że dotychczas stosowane skipy produkcji krajowej i typowej konstrukcji spełniają swoje zadania. Należałoby jednak przeprowadzić szerszą analizę dotyczącą stosowania wykładzin przeciwściernych wykonanych z różnych materiałów w pojemnikach skipów.

Literatura

4. Bąk E., Kawka A., Carbogno A.: Naprawa elementów konstrukcyjnych górniczych wyciągów szybowych. Międzynarodowa konferencja „Bezpieczeństwo Urządzeń Transportowych w Górnictwie. CBiDGP w Lędzinach, Szczyrk 30.05.-01.06.2005.
5. Carbogno A., Spendel N.: Modernizacja skipowych naczyń wyciągowych o dużej ładowności. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa Nr 12 (261), grudzień 1991.
6. Carbogno A., Bąk E.: Blachy przeciwścierne w konstrukcjach pojemników skipów. XVIII Międzynarodowa Konferencja „Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych” TEMAG 2010.
7. Duży Ł., Bąk E., Carbogno A.: Zastosowanie wykładziny z blachy stalowej Hardox 500 w naprawie pojemników ze stali Hardox 400 skipów 27 Mg o konstrukcji samonośnej. Międzynarodowa konferencja „Bezpieczeństwo Urządzeń Transportowych w Górnictwie. CBiDGP w Lędzinach, Ustroń 4-6.11.2009.
8. Dokumentacja górniczego wyciągu szybu I KWK „Murcki Staszic” Ruch Boże Dary. Księga wyciągu i księga napraw KWK „Murcki-Staszic” Ruch Boże Dary.
9. Ekspertyzy dotyczące oceny stanu technicznego skipoklatek 27 Mg. Rzeczoznawcy Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o. ORiDUG. Mysłowice-Brzezinka, 2003-2014.
10. Kiciński P.: Analiza trwałości skipów w kopalni „Sośnica-Makoszowy” Ruch „Makoszowy”. Praca dyplomowa. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Gliwice, luty 2012.
11. Klich A., Ptak J.: Obciążenia dynamiczne naczyń skipowych w czasie załadunku. Zeszyty Naukowe AGH Nr 526. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 1975.
12. Klich A., Ptak J., Spendel N.: Rozwiązania skipów o dużych ładownościach. III Konferencja Nauk.-Techn „Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych”. Zeszyt I. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 1984.
13. Latka A., Czaja J., Carbogno A.: Aktualne problemy załadowywania skipów. II Konferencja Nauk.-Techn „Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych” z.5. Politechnika Śląska, Gliwice, październik 1972.
14. Ptak J., Spendel N.: Problemy konstrukcji naczyń skipowych w świetle ich eksploatacji. Budownictwo Węglowe Projekty – Problemy, Nr 7-8, 1984.

Badania drgań naczynia wyciągowego w wyciągu jednokońcowym w trakcie hamowania bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego

Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

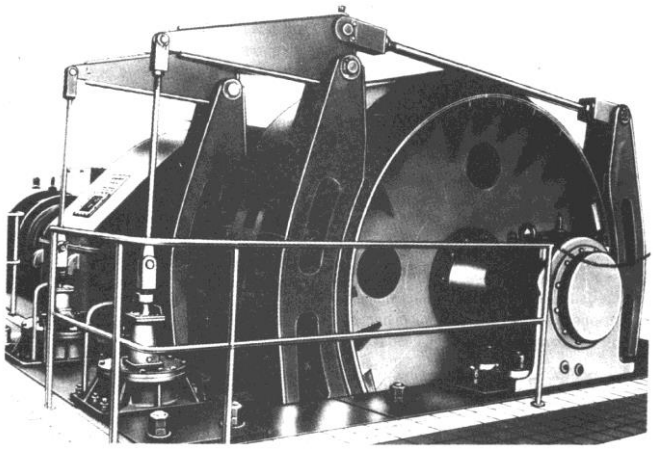
1. Wprowadzenie

Proces hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej, czyli zatrzymanie jej w trybie awaryjnym z zastosowaniem hamulca mechanicznego, jest obwarowane szeregiem wymagań przepisów [7]. Określają one warunki, w których hamowanie bezpieczeństwa powinno nastąpić i sposób, w jaki powinno być zrealizowane, tak by wartość opóźnień na linopędni maszyny wyciągowej była odpowiednia.
W odniesieniu do wyciągów z maszynami wyciągowymi ze sprzężeniem ciernym (typu Koepe) opóźnienie w trakcie hamowania bezpieczeństwa powinno być większe niż 1,5 m/s^2 oraz mniejsze niż wyznaczone teoretycznie opóźnienie krytyczne, przy braku poślizgu liny na linopędni. W przepisach określono również dodatkowe wymagania takie jak: wartości opóźnienia hamowania podczas opuszczania nadwagi, które nie powinno być wyższe niż 2,5 m/s^2, a w przypadku podnoszenia nie powinno przekraczać 5 m/s^2. W przypadku jazdy z ludźmi w dół opóźnienie hamowania nie powinno przekraczać 4 m/s^2. Należy podkreślić, że wymagania przepisów odnoszą się do średnich wartości opóźnień rejestrowanych na linopędni.
W celu spełnienia ww. wymagań stosuje się układy hamulcowe maszyn wyciągowych z tzw. „dwuwariantowym hamowaniem bezpieczeństwa", polegające na hamowaniu jedną z dwóch sił hamujących „zaprogramowanych" w układzie sterowania hamulca. Pierwsze tego typu układy powstały w latach 70-tych XX w.. Pod koniec XX w., dzięki zastosowaniu sterowników programowalnych z określonymi algorytmami sterowania, udoskonalono pneumatyczne i hydrauliczne układy sterowania hamulców. W odniesieniu do hamulców hydraulicznych pozwoliło również na hamowanie ze stałym opóźnieniem, czyli zmienną wartością siły hamującej w trakcie hamowania maszyny.
Pomimo stosowania coraz doskonalszych układów sterowania hamulca procesowi hamowania bezpieczeństwa towarzyszy zjawisko wzbudzania drgań głównie wzdłużnych, w układzie górniczego wyciągu szybowego. Drgania te powstają na skutek szybkiego zaniku momentu elektrycznego silnika oraz szybkiego zadziałania hamulca mechanicznego. Jest to bardzo gwałtowny impuls generujący w układzie górniczego wyciągu szybowego drgania wzdłużne. Drgania mają szczególnie dynamiczny charakter podczas hamowania opuszczanej nadwagi, natomiast ich dynamika jest mniejsza podczas hamowania wyciągu zrównoważonego lub podnoszenia nadwagi. Szczególnie istotne, z punktu widzenia bezpieczeństwa pracy, są drgania naczynia wyciągowego wzbudzane w trakcie przewozu osób [1]. W artykule przedstawiono wyniki badań, drgań naczynia w wyciągu jednokońcowym, przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym. Uzyskane wyniki badań były podstawą weryfikacji modelu dynamicznego górniczego wyciągu szybowego. Analizowano możliwości ograniczenia drgań naczynia poprzez zmianę parametrów nastaw hamulców w trakcie symulowanego hamowania bezpieczeństwa.

2. Badania drgań na obiekcie rzeczywistym

2.1. Obiekt badań

Badania przeprowadzono w głębionym górniczym wyciągu szybowym wyposażonym w zmodernizowaną, jednokońcową maszynę wyciągową typu B-5000.



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

Podstawowe dane górniczego wyciągu szybowego były następujące:
- maksymalna głębokość ciągnienia 1250 m,
- masa naczynia (kubeł 4 m^3) z zawieszeniem i saniami 2471 kg,
- masa urobku lub materiałów w naczyniu 6400 kg,
- masa ludzi (10 osób × 90 kg) 900 kg,
- masa koła linowego zredukowana na średnicę nawijania liny (ø4000 mm) 1338 kg.

Z kolei parametry maszyny wyciągowej miały następujące wartości:
- moc silników napędowych 2×1000 kW,
- średnica linopędni 5 m,
- maksymalna prędkość jazdy 8 m/s,
- średnica liny nośnej 0,035 m,
- hamulec szczękowy z pneumatyczno-obciążnikowym napędem hamulcowych typu HOP-V,
- masa elementów wirujących maszyny zredukowana na średnicę nawijania liny ok. 51600 kg.

Na podstawie danych charakteryzujących górniczy wyciąg szybowy oraz maszynę wyciągową wyznaczono w tradycyjny, analityczny sposób wielkości opóźnień hamowania, w odniesieniu do założonych parametrów nastaw hamulcowych. Wartości opóźnień w trakcie hamowania wyznaczono wg ogólnej zależności (1):

$$z = \frac{2 \cdot M_h - \Delta S \cdot D}{D \cdot m_z} \left[\frac{m}{s^2} \right] \qquad (1)$$

gdzie:

M_h – moment hamowania [Nm],
ΔS – nadwaga statyczna (siła w linie) [N],
D – średnica linopędni [m],
m_z – całkowita masa wyciągu zredukowana na średnicę nawijania liny [kg].

Wyznaczone, charakterystyczne wartości pośrednie oraz wartości opóźnień hamowania zestawiono w tabeli 1.

Wyznaczone wielkości charakterystyczne wyciągu szybowego i wartości opóźnień hamowania [6]

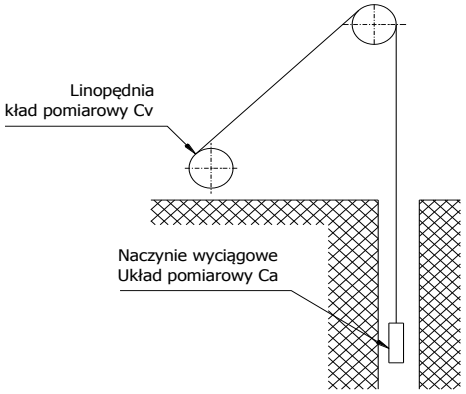
Tabela 1

Obciążenia	podszybie	nadszybie	podszybie	nadszybie
	pełne naczynie		puste naczynie	
masa na linie	17513 kg	8875 kg	11113 kg	2475 kg
siła w linie	171803 N	87064 N	109019 N	24280 N
całkowita masa wyciągu zredukowana na średnicę nawijania liny	71937 kg	71937 kg	65537 kg	65537 kg
Parametry hamowania				
ciśnienie w napędzie hamulca podczas hamowania przy jeździe na dół	0,35 MPa			
ciśnienie w napędzie hamulca podczas hamowania przy jeździe do góry	0,14 MPa			
moment hamowania hamulca przy jeździe na dół	845942 Nm			
moment hamowania hamulca przy jeździe do góry	201330 Nm			
Opóźnienie hamowania	podszybie	nadszybie	podszybie	nadszybie
	pełne naczynie		puste naczynie	
jazda naczyniem na dół	2,32 m/s^2	3,49 m/s^2	3,50 m/s^2	4,79 m/s^2
jazda naczyniem do góry	3,51 m/s^2	2,33 m/s^2	2,89 m/s^2	1,60 m/s^2

2.2. Badania na obiekcie rzeczywistym

W trakcie badań mierzono i rejestrowano prędkość linopędni maszyny wyciągowej oraz przyspieszenie wzdłużne naczynia wyciągowego, zawieszonego na końcu liny. Do tego celu zastosowano dwa układy pomiarowe (rys. 2):

- Układ pomiarowy **Ca**, przeznaczony do pomiaru i rejestracji przyspieszenia naczynia wyciągowego, składający się z przetwornika przyspieszenia wraz ze wzmacniaczem pomiarowym oraz komputera rejestrującego pomiar. Czujnik przyspieszenia zamontowano bezpośrednio do naczynia wyciągowego (kubła). Cały układ posiadał własne niezależne zasilanie.
- Układ pomiarowy **Cv**, przeznaczony do pomiaru i rejestracji prędkości linopędni, składający się z przetwornika pomiaru napięcia, proporcjonalnego do prędkości linopędni wraz ze wzmacniacza pomiarowego i komputera rejestrującego pomiar. Pomiar prędkości tym układem zweryfikowano wykonanym pomiarem, z zastosowaniem uniwersalnego miernika drgań i obrotów.



Rys. 2. Rozmieszczenie czujników pomiarowych na obiekcie [źródło: opracowanie własne]

Pomiary wykonano w odniesieniu do dwóch wariantów obciążenia maszyny wyciągowej:

- opuszczania i podnoszenia pustego naczynia (kubła),
- opuszczania i podnoszenia pełnego naczynia (kubła) – ładunek o masie 6,4 Mg.

Pomiar wykonano dwukrotnie dla każdego obciążenia maszyny. W trakcie każdego pomiaru wykonywano cztery hamowania bezpieczeństwa zgodnie z tabelą 2.

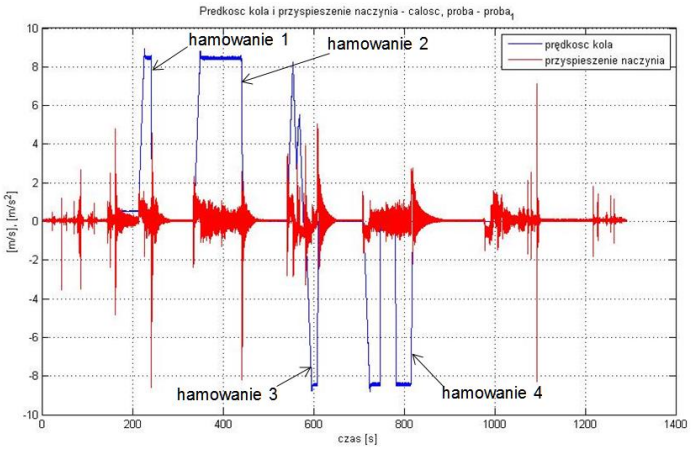
Warianty obciążenia maszyny wyciągowej podczas badań

Tabela 2

Pomiar		Nr hamowania		Nadwaga	Kierunek ruchu	Położenie naczynia podczas hamowania	Prędkość
1	2	1	5	Puste naczynie	Opuszczanie naczynia	Nadszybie (ok. 200 m)	8 m/s
		2	6			Podszybie (ok. 1000 m)	8 m/s
		3	7		Podnoszenie naczynia	Podszybie (ok. 1000 m)	8 m/s
		4	8			Nadszybie (ok. 200 m)	8 m/s
3	4	9	13	Pełne naczynie	Opuszczanie naczynia	Nadszybie (ok. 200 m)	8 m/s
		10	14			Podszybie (ok. 1000 m)	8 m/s
		11	15		Podnoszenie naczynia	Podszybie (ok. 1000 m)	8 m/s
		12	16			Nadszybie (ok. 200 m)	8 m/s

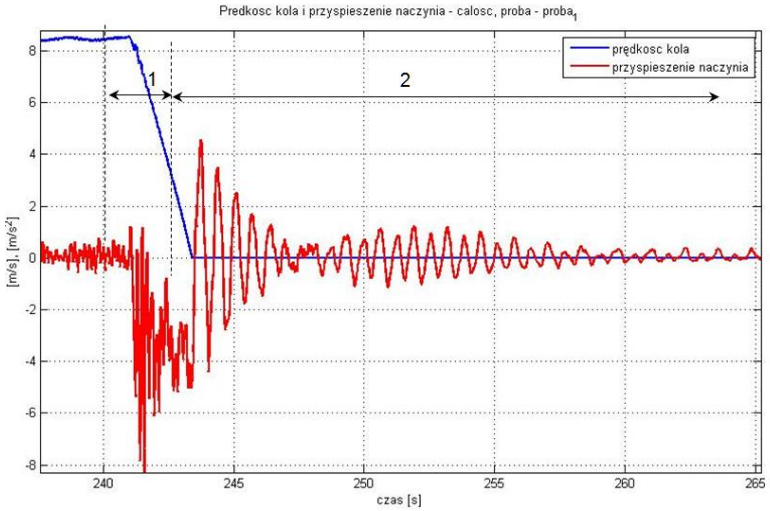
Na rysunku 3 przedstawiono przykładowy wykres zarejestrowanej prędkości linopędni oraz przyspieszenia naczynia, w odniesieniu do warunków opuszczania i podnoszenia pustego naczynia. Widoczne są cztery przebiegi hamowania bezpieczeństwa:

- hamowanie nr 1 (na głębokości około 200 m) i hamowanie nr 2 (na głębokości około 1000 m), zrealizowano podczas opuszczania naczynia,
- hamowanie nr 3 (na głębokości około 1000 m) i hamowanie nr 4 (na głębokości około 200 m), zrealizowano podczas podnoszenia naczynia.

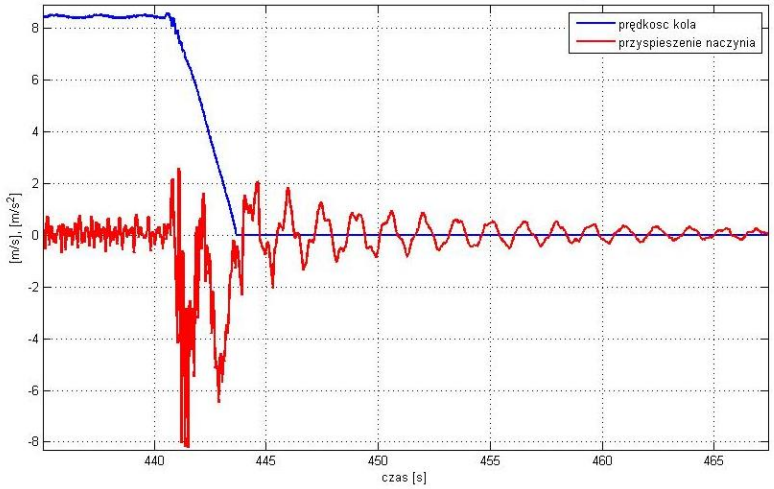


Rys. 3. Pomiar 1 – jazda pustym naczyniem, całość rejestracji [6]

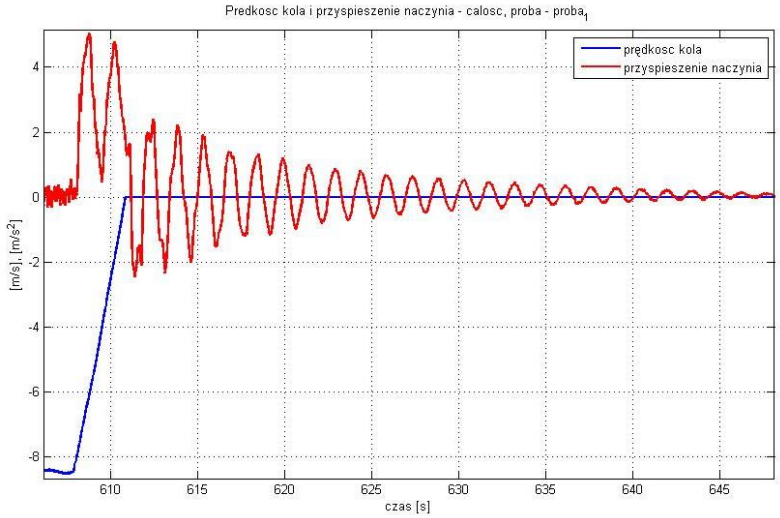
Na rysunkach 4-7 przedstawiono fragmenty wykresu z rysunku 3 odnoszące się do hamowań bezpieczeństwa. Zaznaczony na rysunku 4 przedział oznaczony jako 1, związany jest bezpośrednio z hamowaniem bezpieczeństwa. W przedziale tym następował szybki spadek prędkości linopędni maszyny wyciągowej, z prędkości jazdy ustalonej tj. ok. 8 m/s do zera. Widoczna jest również duża amplituda zmian przyspieszenia naczynia. Po zatrzymaniu maszyny, nastąpiła druga faza (oznaczona jako 2), w której stopniowo zmniejszała się amplituda przyspieszenia. Podobne przedziały 1 i 2 widoczne są również na pozostałych wykresach (rys. 5-7).



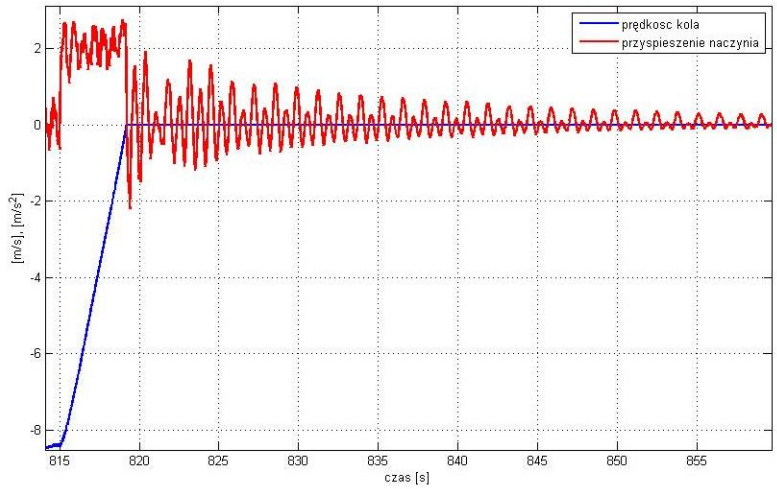
Rys. 4. Pomiar 1 – jazda pustym naczyniem w dół, hamowanie na głębokości ok. 200 m [6]



Rys. 5. Pomiar 1 – jazda pustym naczyniem w dół, hamowanie na głębokości ok. 1000 m [6]

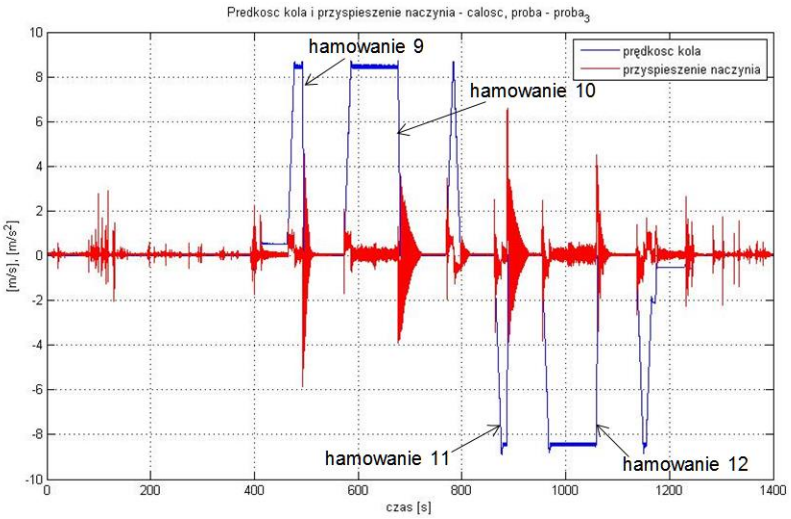


Rys. 6. Pomiar 1 – jazda pustym naczyniem do góry, hamowanie na głębokości ok. 1000 m [6]



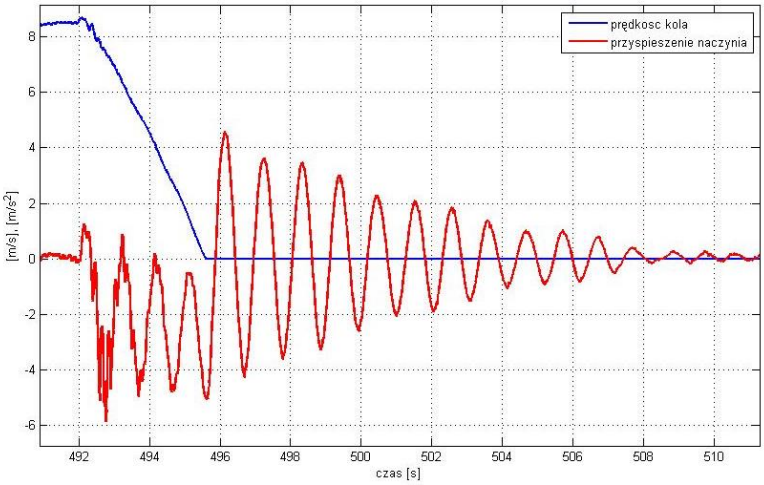
Rys. 7. Pomiar 1 – jazda pustym naczyniem do góry, hamowanie na głębokości ok. 200 m [6]

Analogiczne pomiary wykonano w odniesieniu do warunków opuszczania i podnoszenia naczynia z ładunkiem o masie 6,4 Mg (rys. 8).

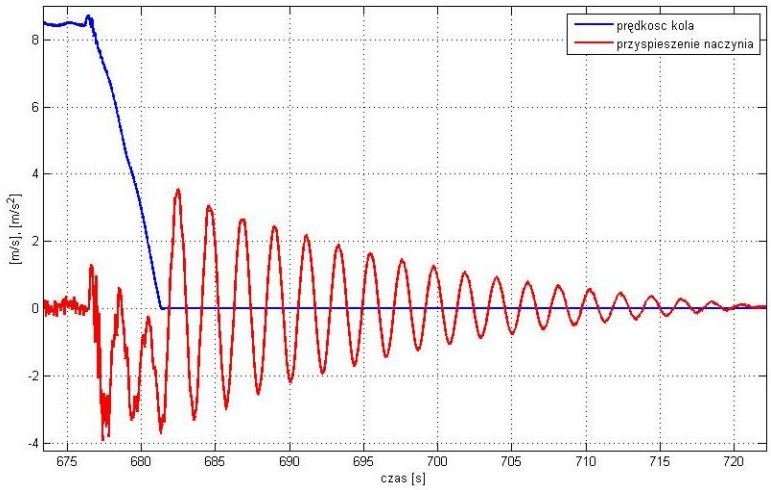


Rys. 8. Pomiar 3 – jazda pełnym naczyniem, całość rejestracji [6]

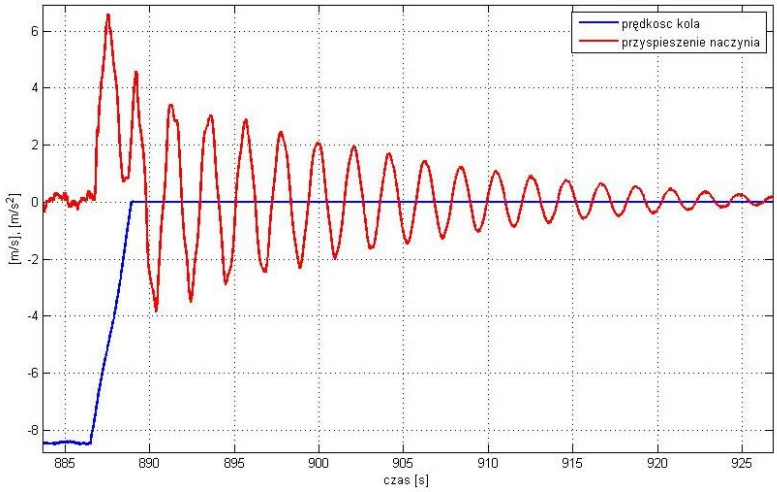
Na rysunkach 9 – 12 przedstawiono fragmenty wykresu prędkości linopędni i przyspieszenia naczynia z rysunku 8 odnoszące się do hamowania bezpieczeństwa.



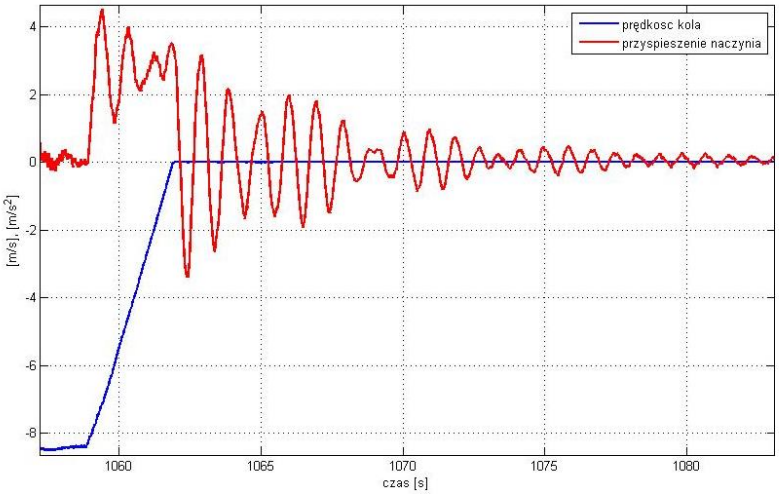
Rys. 9. Pomiar 3 – jazda pełnym naczyniem w dół, hamowanie na głębokości ok. 200 m [6]



Rys. 10. Pomiar 3 – jazda pełnym naczyniem w dół, hamowanie na głębokości ok. 1000 m [6]



Rys. 11. Pomiar 3 – jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na głębokości ok. 1000 m [6]



Rys. 12. Pomiar 3 – jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na głębokości ok. 200 m [6]

W tabeli 3 zestawiono maksymalne i minimalne chwilowe wartości zarejestrowanych przypieszeń naczynia oraz średnie wartości przyśpieszeń linopędni maszyny wyciągowej w trakcie hamowania bezpieczeństwa oraz w fazie po zatrzymaniu maszyny. Dodatnie

wartości chwilowe przyspieszeń rejestrowanych w naczyniu wyciągowym oznaczają odciążenie naczynia, natomiast wartości ujemne, oznaczają dociążenie naczynia.

Wartości przyspieszenia zarejestrowane podczas badań [6]

Tabela 3

Kierunek ruchu i położenie naczynia w szybie	Obiekt	Przedział	Pomiar 1 puste naczynie	Pomiar 2 puste naczynie	Pomiar 3 pełne naczynie 6,4 Mg	Pomiar 4 pełne naczynie 6,4 Mg
			Opóźnienia średnie (dla maszyny) [m/s^2] Opóźnienia chwilowe (dla naczynia) [m/s^2]			
Opuszczanie nadszybie 200 m	maszyna	hamowanie	3,81	3,81	2,67	2,58
	naczynie	hamowanie	+1,2 do -8,6	+1,25 do -8,3	+1,15 do -5,84	+1,05 do -5,49
		postój	-4,4 do +4,6	-3,7 do +4,12	-4,10 do +4,37	-2,85 do +3,16
Opuszczanie podszybie 1000 m	maszyna	hamowanie	2,96	2,96	1,82	1,88
	naczynie	hamowanie	+2,6 do -8,2	+2,86 do -8,1	+1,14 do -3,68	+1,48 do -4,07
		postój	-2,2 do +2,1	-1,64 do +2,05	-3,17 do +3,42	-3,48 do +3,34
Podnoszenie podszybie 1000 m	maszyna	hamowanie	2,81	2,83	3,54	3,5
	naczynie	hamowanie	+5,0 do +0,5	+4,78 do +0,65	+6,44 do +0,89	+6,25 do +0,90
		postój	-2,4 do +2,3	-2,02 do +2,04	-3,69 do +3,39	-3,58 do +3,33
Podnoszenie nadszybie 200 m	maszyna	hamowanie	2,05	2,08	2,71	2,71
	naczynie	hamowanie	+2,7 do +1,1	+2,72 do +1,3	+4,29 do +1,42	+4,13 do +1,46
		postój	-2,2 do +1,9	-2,07 do +1,86	-3,28 do +3,03	-3,17 do +2,89

Maksymalne wartości przyspieszenia zarejestrowano podczas hamowania bezpieczeństwa na poziomie ok. 200 m, w trakcie opuszczania pustego naczynia. Maksymalna zarejestrowana wartość wyniosła około 8,6 m/s^2, co jest równoznaczne z przeciążeniem bliskim 2g (g - wartość przyciągania ziemskiego).

3. Analizy numeryczne

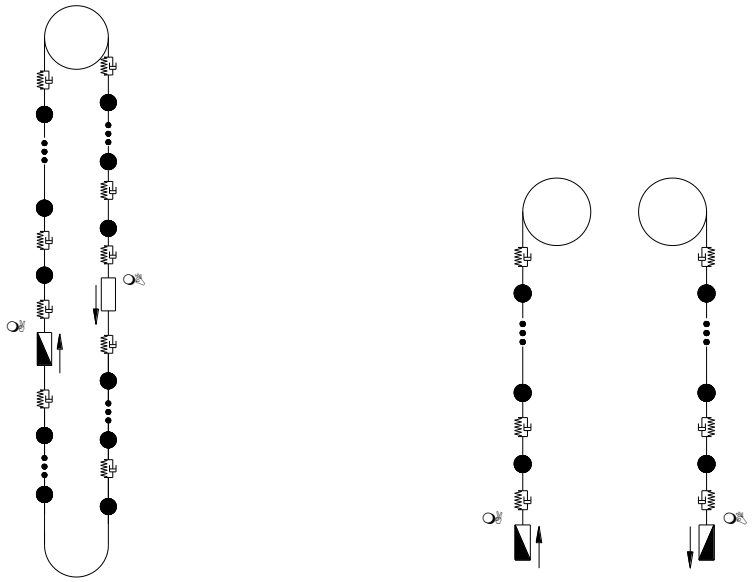
3.1. Model dynamiki górniczego wyciągu szybowego

Wyniki badań wykonanych na obiekcie rzeczywistym posłużyły do weryfikacji fizycznego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego, który przedstawiono na rysunku 13. Model złożony jest z dowolnej liczby mas skupionych, połączonych ze sobą nieważkimi elementami sprężysto tłumiącymi, o odpowiednich charakterystykach, zależnych od własności lin nośnych i wyrównawczych. Stosowany jest do analizy zjawisk dynamicznych zachodzących w górniczych wyciągach szybowych [2], [3], [4] i był zweryfikowany w odniesieniu do wyciągów dwukońcowych. Model w postaci ogólnej (rys. 13a) dostosowano do potrzeb analizowanego wyciągu jednonaczyniowego, traktując go jako przypadek szczególny (rys. 13b). W zależności od kierunku ruchu w analizie nie uwzględniano elementów jednej strony modelu lub przyjmowano wartości pomijalnie małe, w celu wyeliminowania błędów obliczeniowych.
Model matematyczny górniczego wyciągu szybowego opisano układem równań różniczkowych zwyczajnych o zmiennych w czasie współczynnikach sztywności i tłumienia. Zmiana współczynników sztywności i tłumienia związana jest ze zmianą długości liny nośnej [5]. Podstawowy układ równań różniczkowych ruchu modelu matematycznego górniczego wyciągu szybowego w postaci macierzowej przyjmuje następującą formę (2):

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} \qquad (2)$$

gdzie:
M – macierz bezwładności układu [kg],
B – macierz tłumienia układu [Ns/m],

K – macierz sztywności układu [N/m],
F – macierz sił [N].



a) ogólny - dwunaczyniowy b) szczególny - jednonaczyniowy

Rys. 13. Wielomasowy model górniczego wyciągu szybowego [źródło: opracowanie własne]

Rozwiązują równanie różniczkowe (2) otrzymano wartości przemieszczenia i prędkości wszystkich elementów masowych analizowanego modelu, co umożliwiło wyznaczenie w sposób pośredni np. wartości sił w linach. Dokładność uzyskanych wyników analiz dynamicznych zależała w dużym stopniu od przyjętych do obliczeń danych wejściowych. Najtrudniejsze do zidentyfikowania były: współczynnik sztywności k i tłumienia b liny nośnej:

$$k = \frac{E_d d_n}{L}\ [N/m] \qquad (3), \qquad b = \frac{E_d d_n \nu}{L}\ [Ns/m] \qquad (4)$$

gdzie:
E_d – moduł sprężystości wzdłużnej liny [N/m^2],
d_n – średnica liny nośnej [m],
L – długość liny od naczynia do linopędni [m],
ν - współczynnik tłumienia wiskotycznego [s].

Korzystając z wyników badań przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym oraz zależności (5) i (6) [5] wyznaczono wartości modułu sprężystości wzdłużnej E_d oraz współczynnika tłumienia wiskotycznego ν liny. Wartości te, w odniesieniu do każdego warunku obciążeń i położenia naczyń w szybie, zestawiono w tabeli 4.

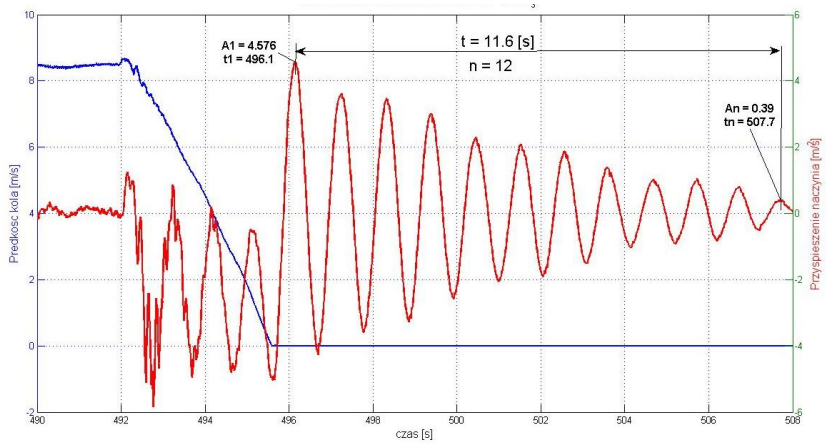
$$E_d = \frac{\left(Q + \frac{q_n \cdot L}{3}\right) \cdot L \cdot \omega^2}{d_n} \qquad (5), \qquad \nu = \frac{2 \cdot \ln(k)}{\omega^2 \cdot n \cdot T} \qquad (6)$$

gdzie:
Q – masa zawieszona na linie [kg],
q_n – masa jednostkowa liny [kg/m],
L – długość liny [m],
d_n – przekrój liny [m^2],
n – liczba drgań w czasie t,
T – okres podstawowej częstości drgań $T = \frac{t}{n}$ [s],

ω – częstość drgań liny $\varpi = \frac{2 \cdot \pi}{T}$ [1/s],

Pozostałe wielkości w zależnościach (5) i (6) wyznaczono na podstawie danych charakterystycznych, odczytanych z wykresów hamowania, w odniesieniu do każdego analizowanego przypadku ruchu (rys. 14).

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T} = 6{,}49[1/s], \quad T = \frac{t}{n} = 0{,}94[s], \qquad k = \frac{A1}{An} = 11{,}73$$



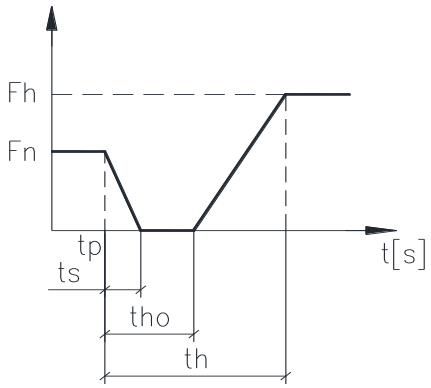
Rys. 14. Wyznaczenie parametrów liny [6]

Wyznaczone wartości modułu Younga E_d oraz współczynnik tłumienia wiskotycznego ν [6]

Tabela 4

Średnie wartości E_d i v		
	E_d [MPa]	v
Puste na dół 200 m	128133,1	0,006522
Puste na dół 1000 m	112774,7	0,009704
Puste do góry 1000 m	91684,94	0,009111
Puste do góry 200 m	19044,26	0,005188
Pełne na dół 200 m	120111,9	0,009825
Pełne na dół 1000 m	126378,7	0,013741
Pełne do góry 1000 m	129664,4	0,015727
Pełne do góry 200 m	96508,36	0,010478

Oprócz zidentyfikowania mas będących w ruchu, oraz własności liny nośnej, ważnym elementem, z punktu widzenia wykonania prawidłowych analiz dynamicznych, było poprawne zidentyfikowanie parametrów hamowania tj.: wartości siły hamującej i sposobu jej narastania. W odniesieniu do prezentowanych w artykule wyników analiz numerycznych zastosowano charakterystykę sił działających na linopednię zgodnie z rysunkiem 15.



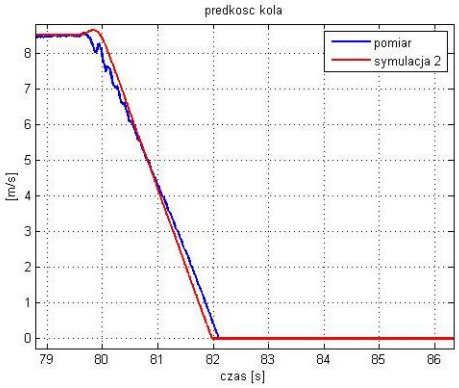
Rys. 15. Charakterystyka sił oddziaływujących na linopędnię od napędu maszyny i hamulca mechanicznego w trakcie hamowania bezpieczeństwa [6]

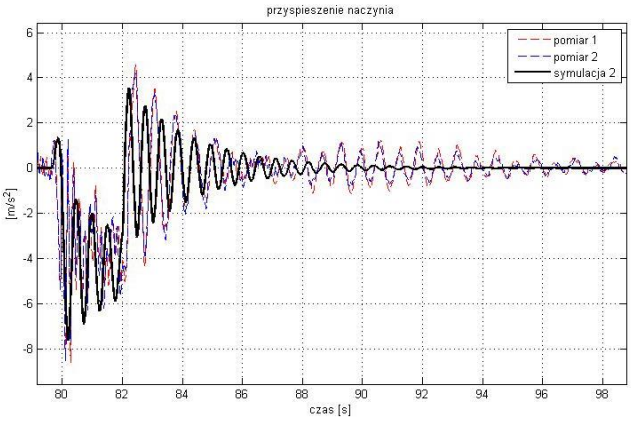
gdzie:
t_p [s] – chwila czasowa, w której nastąpiło przerwanie obwodu bezpieczeństwa,
t_s [s] – przedział czasu, w którym następuje zanik momentu (siły) silnika od wartości występującej w trakcie ruchu ustalonego wyciągu do zera,
t_{h0} [s] – przedział czasu, w którym następuje dojście szczęk hamulcowych do bieżni hamulcowej,
t_h [s] – przedział czasu, w którym następuje narost momentu hamującego (siły hamującej) hamulca od zera do określonej wartości momentu hamującego (siły hamującej F_h) wynikającego z nastaw hamulcowych układu sterowania napędu hamulca,
F_h [N] – siła hamująca w trakcie hamowania bezpieczeństwa (moment hamujący),
F_n [N] – siła (moment) napędu maszyny oddziaływujący na linopędnię w trakcie ruchu ustalonego przed wyzwoleniem hamowania bezpieczeństwa.

3.2. Weryfikacja modelu matematycznego

Po zidentyfikowaniu danych wejściowych dotyczących warunków obciążenia górniczego wyciągu szybowego oraz parametrów hamowania maszyny w trakcie hamowania bezpieczeństwa przeprowadzono symulacje numeryczne.
Rozkład mas wyciągu szybowego przyjęto zgodnie z danymi określonymi w rozdziale 2. Charakterystyczne wartości związane z przebiegiem zaniku momentu (siły) napędowego maszyny oraz momentu (siły) hamującej przyjęto:
- siła hamująca przy opuszczaniu naczynia $F_h = 290134$ N,
- siła hamująca przy podnoszeniu naczynia $F_h = 93090$ N,
- czas zaniku momentu (siły) napędowego silnika $t_s = 0{,}1$ s,
- czas dojścia szczęk hamulcowych do bieżni hamulcowej (siła $F_{h0} = 0$) $t_{ho} = 0{,}1$ s,
- czas narostu siły (momentu) hamującej od 0 do wartości siły F_h $t_h = 0{,}5$ s.

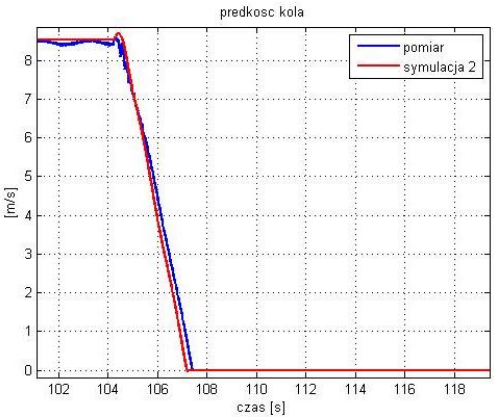
Na rysunkach 16-23 przedstawiono porównanie wyników symulacji numerycznych z wynikami badań na obiekcie rzeczywistym w odniesieniu do przedstawionych w rozdziale 2 zarejestrowanych przypadków hamowania bezpieczeństwa, w określonych warunkach ruchu górniczego wyciągu szybowego. Porównywano prędkość linopędni oraz przyspieszenie naczynia wyciągowego.

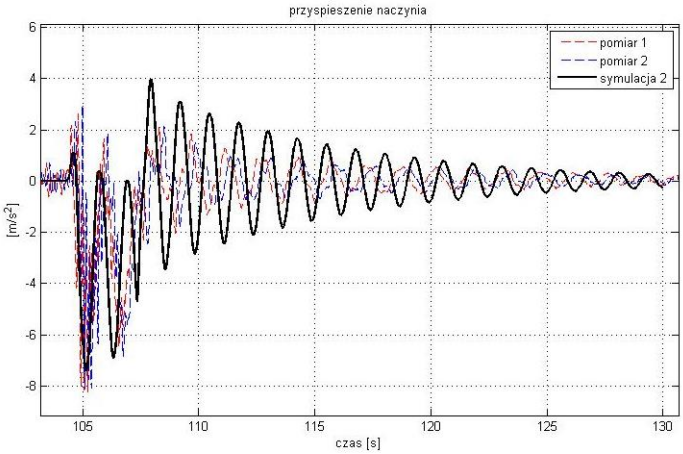




a) prędkość linopędni b) przyśpieszenie naczynia

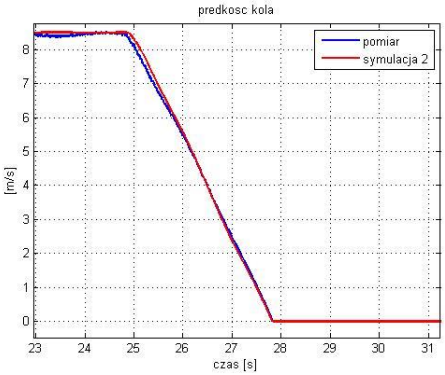
Rys. 16. Jazda pustym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]

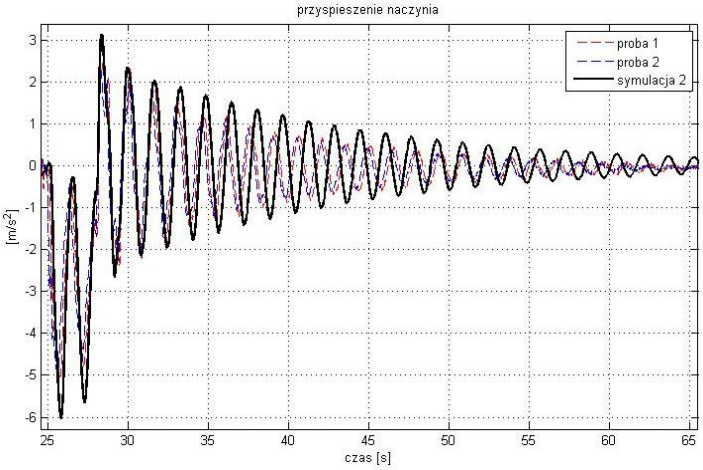




a) prędkość linopędni b) przyśpieszenie naczynia

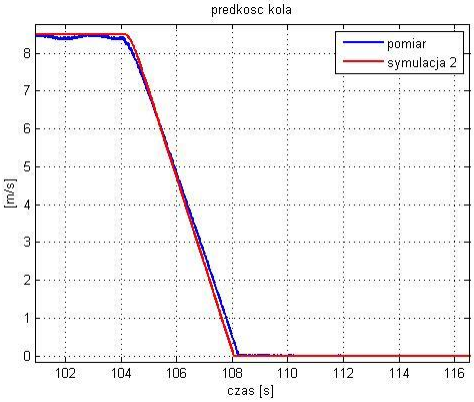
Rys. 17. Jazda pustym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]

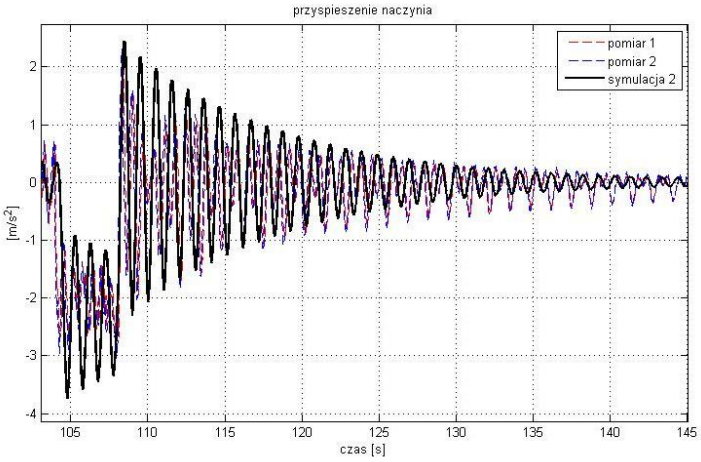




a) prędkość linopędni b) przyśpieszenie naczynia

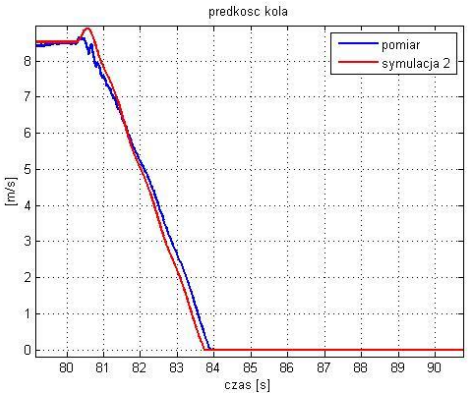
Rys. 18. Jazda pustym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]

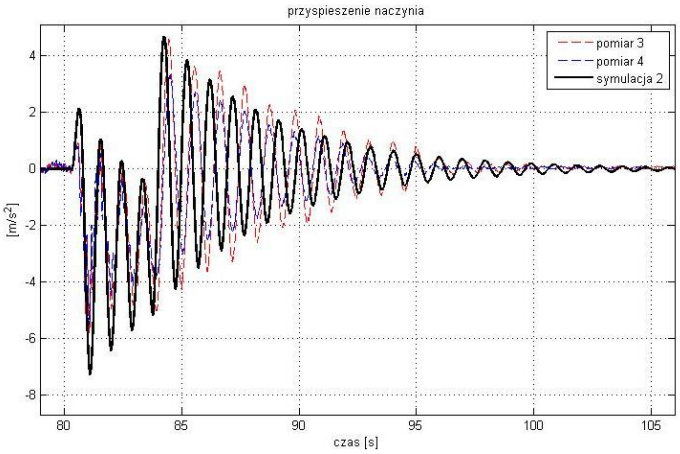




a) prędkość linopędni b) przyśpieszenie naczynia

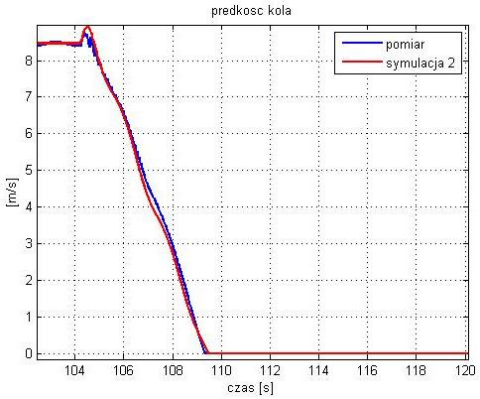
Rys. 19. Jazda pustym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]

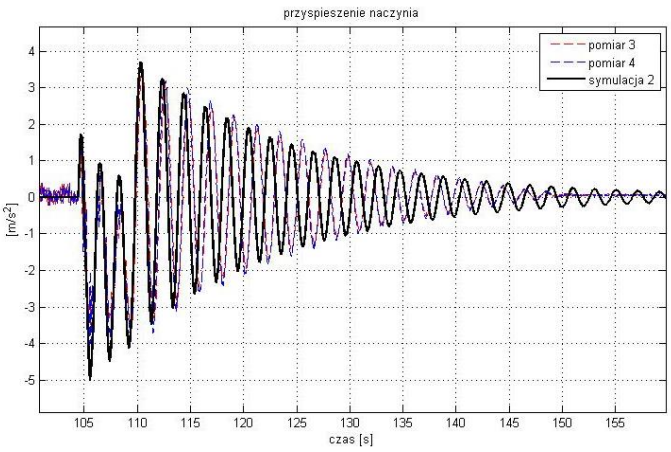




a) prędkość linopędni b) przyśpieszenie naczynia

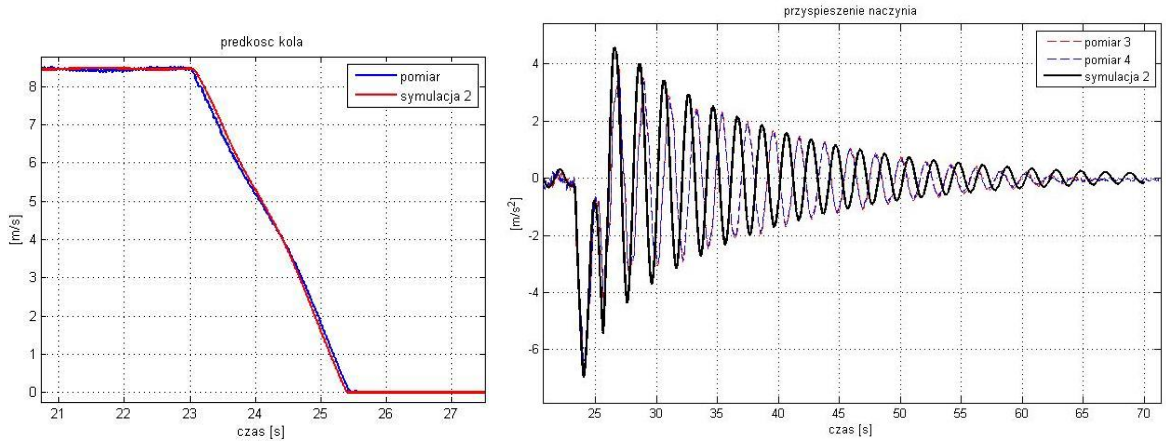
Rys. 20. Jazda pełnym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]





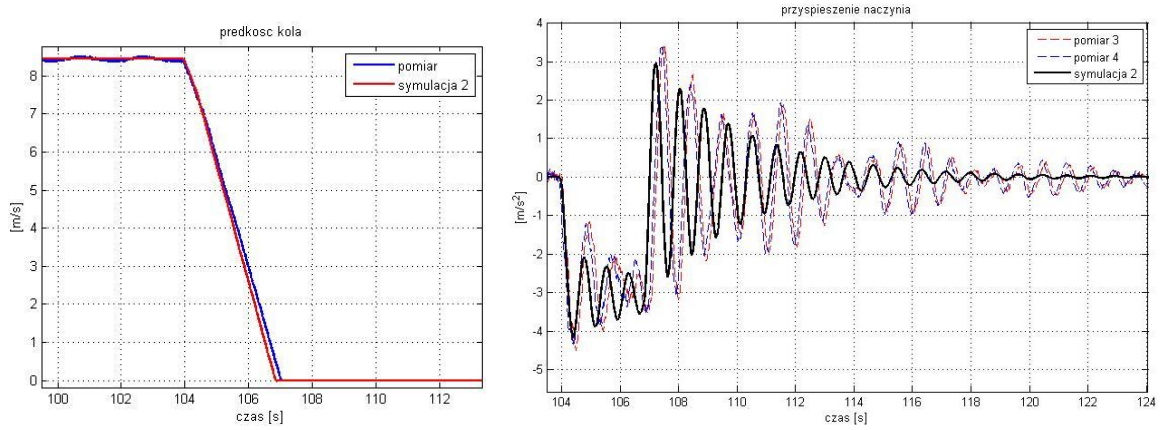
a) prędkość linopędni b) przyśpieszenie naczynia

Rys. 21. Jazda pełnym naczyniem w dół, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]



a) prędkość linopędni b) przyśpieszenie naczynia

Rys. 22. Jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 1000 m [6]



a) prędkość linopędni b) przyśpieszenie naczynia

Rys. 23. Jazda pełnym naczyniem do góry, hamowanie na poziomie ok. 200 m [6]

Porównanie wyników badań na obiekcie rzeczywistym z wynikami analiz numerycznych przedstawiono w tabeli 5. Zestawiono w niej wartości maksymalnych chwilowych przyśpieszenia naczynia, uzyskanych z badań i symulacji numerycznych oraz średnie wartości opóźnienia hamowania linopędni. Stwierdzono, że przyjęty model dynamiki górniczego wyciągu szybowego w zadowalający sposób odzwierciedla warunki rzeczywiste.

Zestawienie chwilowych wartości przyspieszenia oraz średniej wartości opóźnienia linopędni [6]

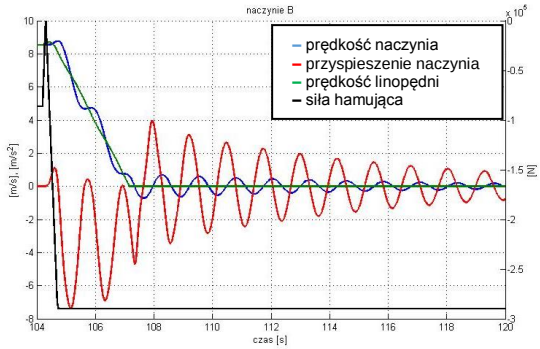
Tabela 5

	Kierunek ruchu naczynia	Położenie naczynia w szybie	Pomiar 1 puste naczynie	Pomiar 2 puste naczynie	Pomiar 3 pełne naczynie 6,4 Mg	Pomiar 4 pełne naczynie 6,4 Mg
			Opóźnienia chwilowe podczas hamowania [m/s^2]			
pomiar	Opuszczanie	Nadszybie 200 m	+1,2 do -8,6	+1,25 do -8,3	+1,15 do -5,84	+1,05 do -5,49
symulacja			+1,2 do -7,6		+2,2 do -7,2	
wartość średnia linopędni			3,84		2,62	
pomiar	Opuszczanie	Podszybie 1000 m	+2,6 do -8,2	+2,86 do -8,1	+1,14 do -3,68	+1,48 do -4,07
symulacja			+1,2 do -7,4		+1,8 do -5,0	
wartość średnia linopędni			3,01		1,87	
pomiar	Podnoszenie	Podszybie 1000 m	+5,0 do +0,5	+4,78 do+0,6	+6,4 do+0,89	+6,25 do +0,90
symulacja			+6,0 do +0,3		+5,0 do +0,8	
wartość średnia linopędni			2,82		3,44	
pomiar	Podnoszenie	Nadszybie 200 m	+2,7 do +1,1	+2,72 do+1,3	+4,29do+1,42	+4,13 do +1,46
symulacja			+3,8 do +0,9		+4,1 do +2,1	
wartość średnia linopędni			1,99		2,69	

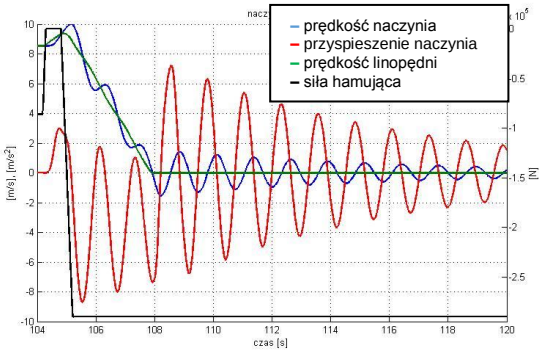
Dodatnie wartości chwilowe opóźnienia/przyspieszenia rejestrowane w naczyniu wyciągowym oznaczają odciążenie naczynia, natomiast wartości ujemne dociążenie naczynia.

3.3. Wpływ parametrów hamowania na przyśpieszenie naczynia

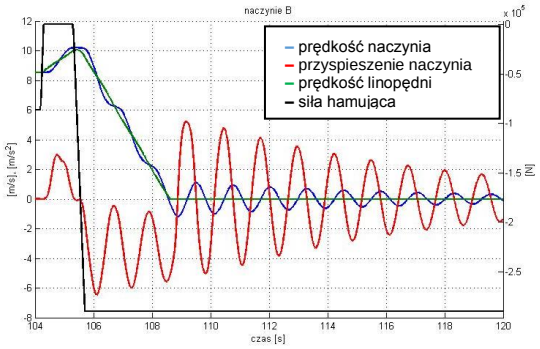
W oparciu o model matematyczny dynamiki górniczego wyciągu szybowego przeprowadzono analizę wpływu poszczególnych parametrów hamowania (rys. 15) na wartości przyśpieszenia naczynia wyciągowego w trakcie hamowania bezpieczeństwa.
Wyniki symulacji przedstawiono na rysunkach od 24 do 27 oraz w tabelach od 6 do 9. Symulacje wykonano w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa zrealizowanego na głębokości 1000 m, podczas opuszczania pustego naczynia.
Na rysunku 24 przedstawiono wyniki symulacji z uwzględnieniem różnego czasu dojścia szczęk hamulcowych do bieżni hamulca (t_{h0} – rys. 15) i jego wpływu na wartość prędkości i przyspieszenia naczynia.



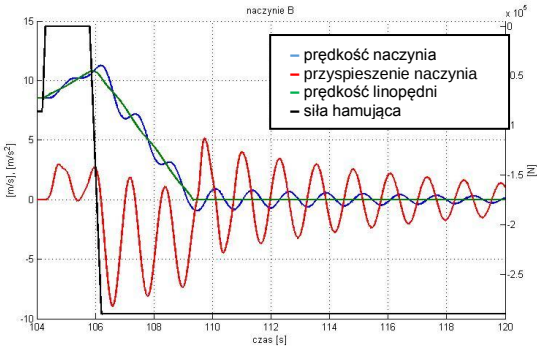
a) t_{h0} = 0,1 s



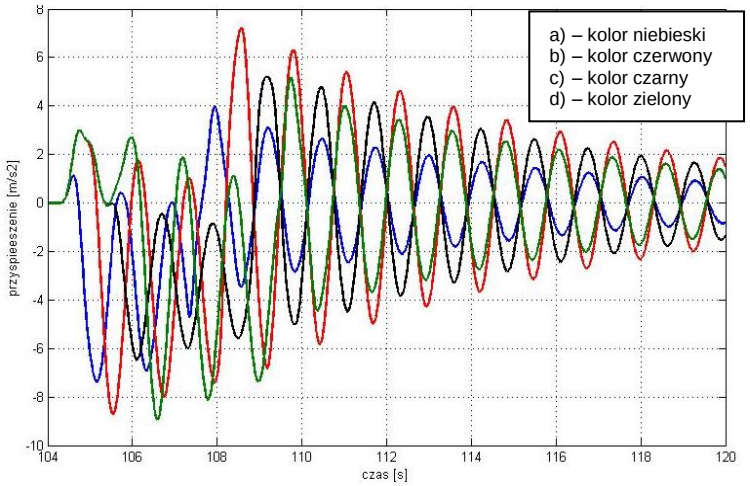
b) t_{h0} = 0,6 s



c) t_{h0} = 1,1 s



d) t_{h0} = 1,6 s



e) zbiorcze zestawienie wartości przyspieszenia naczynia

Rys. 24. Zmiany przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od czasu dojścia szczęk hamulcowych t_{h0} – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania pustego naczynia [6]

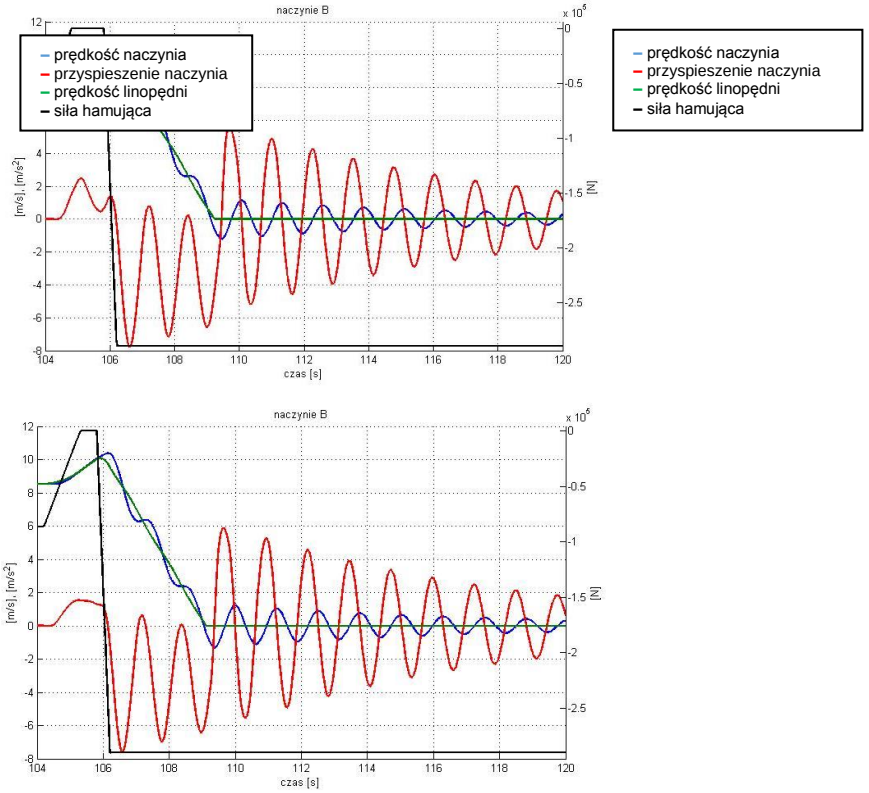
Wydłużenie czasu dojścia szczęk hamulcowych do bieżni hamulcowej, przy niezmiennym czasie narostu siły hamującej pochodzącej od działania hamulca, w przypadku hamowania bezpieczeństwa, przy opuszczaniu naczynia, wpłynęło na wzrost amplitudy przyśpieszenia naczynia. Zwłoka czasowa powodująca brak oddziaływania momentu silnika oraz momentu hamującego na silnik skutkowała rozpędzaniem maszyny, a tym samym i naczynia, w wyniku oddziaływania na nie siły grawitacji. Wartości amplitudy zmiany przyśpieszenia naczynia zmieniały się w nieznacznym zakresie, w zależności od czasu dojścia szczęk hamulcowych do bieżni i zwłocznego zadziałania hamulca. Nie można jednak jednoznacznie wskazać na pozytywny (zmniejszenie amplitudy) czy też negatywny wpływ takiego zadziałania hamulca (tabela 6).

Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany czasu dojścia szczęk do bieżni hamulcowej (t_{h0} wg rys. 15) [6]

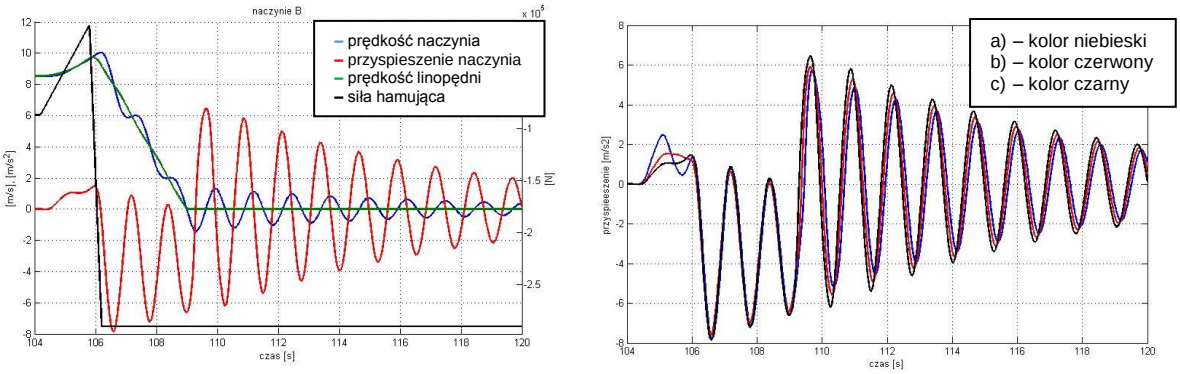
Tabela 6

Wariant obliczeń	t_s	t_{ho}	t_h	t_h-t_{ho}	F_h	Średnie opóźnienie linopędni	Maksymalna wartość przyśpieszenia naczynia	Amplituda przyśpieszenia naczynia
	[s]	[s]	[s]	[s]	[N]	[m/s^2]	[m/s^2]	[m/s^2]
a	0,1	0,1	0,5	0,4	290134	3,35	-7,83 +3,96	11,79
b	0,1	0,6	1,1	0,4		3,41	-8,71 +7,20	15,91
c	0,1	1,1	1,5	0,4		3,39	-6,47 +5,21	11,68
d	0,1	1,6	2,0	0,4		3,40	-8,95 +5,15	14,10

Kolejnym parametrem poddanym analizie był wpływ czasu zaniku momentu (siły) silnika oddziaływującego na zestaw wału głównego maszyny wyciągowej (t_s – rys. 15), na wartość prędkości i przyspieszenia naczynia. Wyniki symulacji przedstawiono na rysunku 25.



a) t_s = 0,6 s b) t_s = 1,1 s



c) t_s = 1,7 s d) zbiorcze zestawienie wartości przyspieszenia naczynia

Rys. 25. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od czasu zaniku momentu silnika t_s oddziaływującego na zestaw wału głównego maszyny – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania pustego naczynia [6]

Zmiana czasu zaniku momentu (siły) silnika oddziaływującego na zestaw wału głównego maszyny wyciągowej nie wpłynęła na zmianę wartości amplitudy przyśpieszenia naczynia (tabela 7).

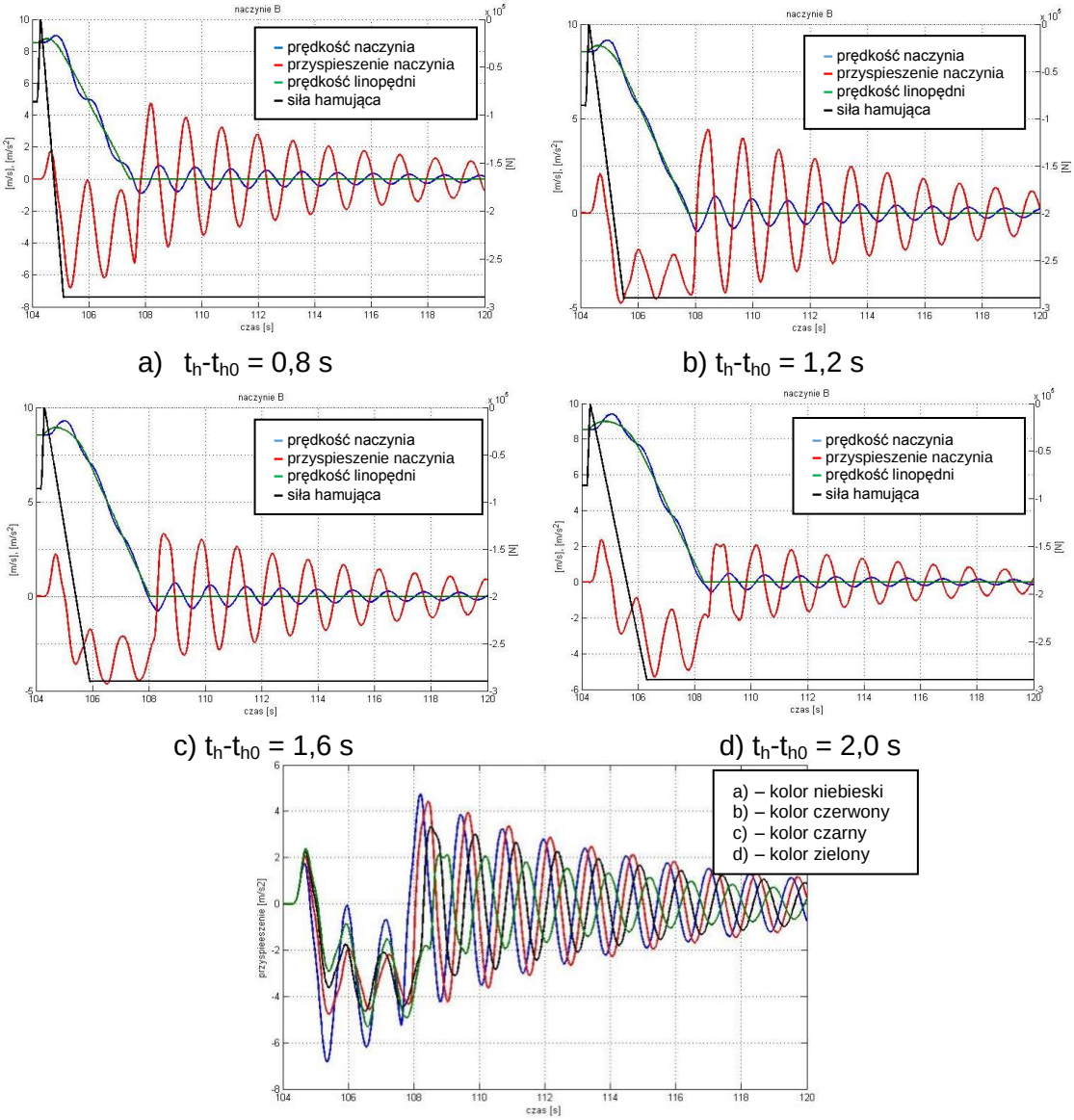
Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany czasu dojścia szczęk do bieżni hamulcowej (t_s wg rys. 15) [6]

Tabela 7

Wariant obliczeń	t_s	t_{ho}	t_h	t_h-t_{ho}	F_h	Średnie opóźnienie linopędni	Maksymalna wartość przyśpieszenia naczynia	Amplituda przyśpieszenia naczynia
	[	[	[	[	[N]	[m/s^2]	[m/s^2]	[m/s^2]

	s]	s]	s]	s]				
a	0,6	1,6	2,0	0,4	290134	3,34	-7,79 +6,45	14,24
b	1,1	1,6	2,0	0,4		3,35	-7,59 +5,89	13,48
c	1,7	1,6	2,0	0,4		3,35	-7,86 +5,71	13,57

Na rysunku 26 przedstawiono wyniki symulacji, w odniesieniu do wpływu zmiany czasu uzyskania pełnej siły hamującej (t_h – rys. 15) na wartość prędkości i przyspieszenia naczynia. Zmieniano przedział czasowy pomiędzy dojściem szczęk hamulcowych do bieżni hamulca, a czasem uzyskania pełnej siły hamującej (t_h-t_{h0} – rys. 15).



a) t_h-t_{h0} = 0,8 s

b) t_h-t_{h0} = 1,2 s

c) t_h-t_{h0} = 1,6 s

d) t_h-t_{h0} = 2,0 s

e) zbiorcze zestawienie wartości przyspieszenia naczynia

Rys. 26. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od czasu narostu siły hamującej t_h-t_{h0} – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania pustego naczynia [6]

Wydłużanie czasu narostu siły hamującej hamulca oddziaływującej na linopędnię w znaczący sposób wpływało na zmniejszanie wartości amplitudy przyspieszenia naczynia.

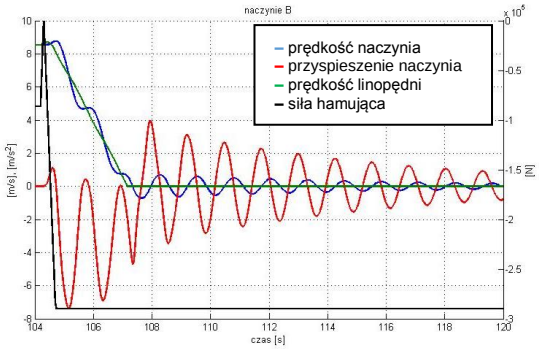
Wartość amplitudy przyśpieszenia od wartości 11,5 m/s^2, przy czasie narostu siły hamującej 0,8 s, zmalała do wartości bliskiej 5 m/s^2, przy czasie narostu siły hamującej wynoszącym 2,0 s (tabela 8).

Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany czasu dojścia szczęk do bieżni hamulcowej (t_s wg rys. 15) [6]

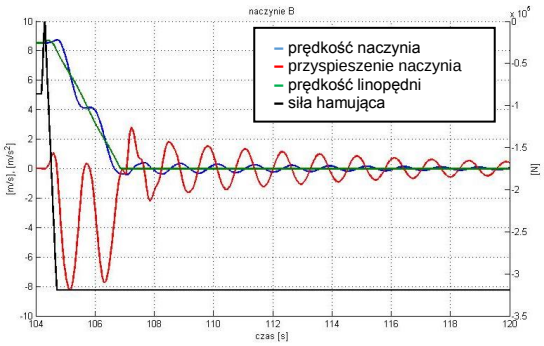
Tabela 8

Wariant obliczeń	t_s [s]	t_{ho} [s]	t_h [s]	t_h-t_{ho} [s]	F_h [N]	Średnie opóźnienie linopędni [m/s^2]	Maksymalna wartość przyśpieszenia naczynia [m/s^2]	Amplituda przyśpieszenia naczynia [m/s^2]
a	0,1	0,1	0,9	0,8	290134	3,35	-6,82 +4,73	11,55
b	0,1	0,1	1,3	1,2		3,30	-4,77 +4,43	9,20
c	0,1	0,1	1,7	1,6		3,33	-3,60 +3,32	6,92
d	0,1	0,1	2,1	2,0		3,35	-2,90 +2,12	5,02

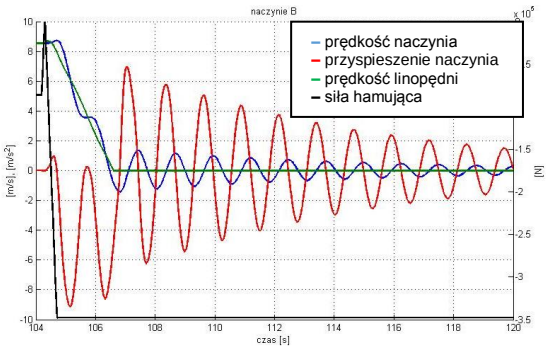
Kolejna analiza miała na celu określenie wpływu zmiany wartości siły hamującej w trakcie hamowania bezpieczeństwa na zmniejszanie wartości amplitudy drgań naczynia. Wyniki analizy, podczas której zmieniano wartość siły hamującej hamulca w trakcie hamowania przedstawiono na rys. 27. Analizę przeprowadzono dla wartości F_h = 290 kN oraz 1,1·F_h, 1,2·F_h i 1,3·F_h.



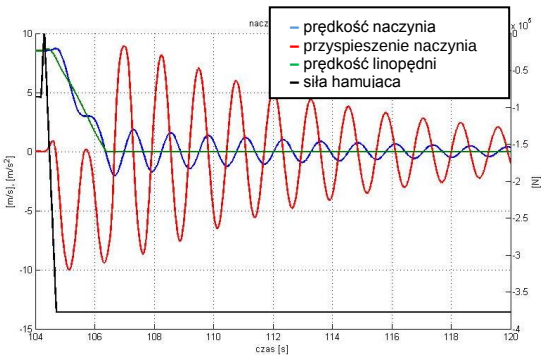
a) Siła hamowania F_h = 290 kN



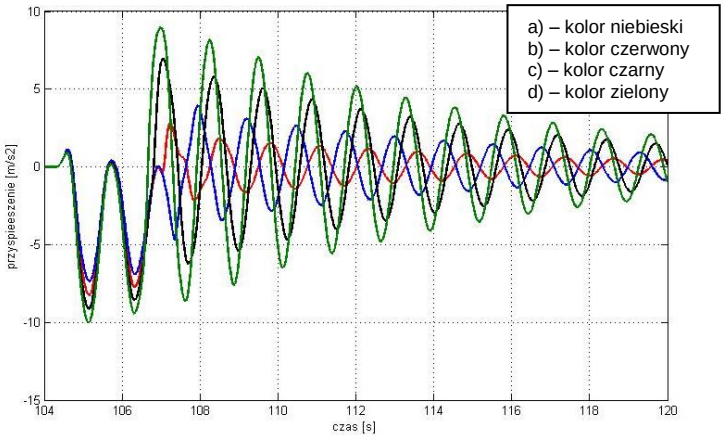
b) Siła hamowania F_h = 319 kN



c) Siła hamowania F_h = 348 kN



d) Siła hamowania F_h = 377 kN



e) zbiorcze zestawienie wartości przyspieszenia naczynia

Rys. 27. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni w zależności od wartości siły hamującej F_h – hamowanie bezpieczeństwa na głębokości 1000 m podczas opuszczania pustego naczynia [6]

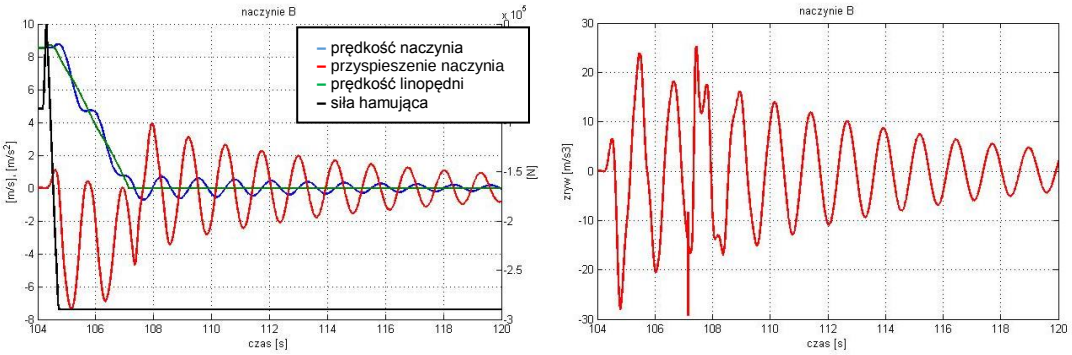
Wyniki analizy wykazały, że wraz ze zwiększaniem wartości siły hamującej wzrasta wartość amplitudy przyśpieszenia naczynia (tabela 9). Wydaje się to oczywiste, lecz wyniki analizy wskazują jak duże korzyści można uzyskać dzięki ograniczaniu wartości siły hamującej. Zmniejszanie wartości siły hamującej ma jednak swoje granice, gdyż wpływa na wydłużanie drogi hamowania (zbyt niska wartość może nie zapewnić skutecznego zatrzymania maszyny wyciągowej).

Zestawienie wyników analizy w odniesieniu do zmiany wartości siły hamującej [6]

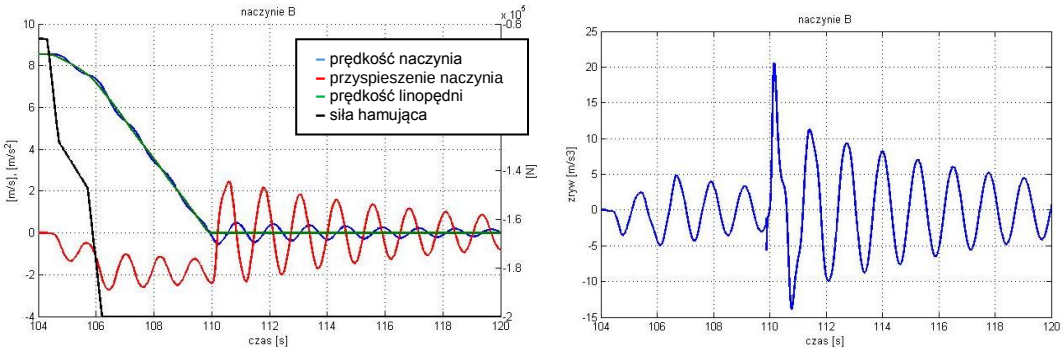
Tabela 9

Wariant obliczeń	t_s [s]	t_{ho} [s]	t_h [s]	t_h-t_{ho} [s]	F_h [N]	Średnie opóźnienie linopędni [m/s^2]	Maksymalna wartość przyśpieszenia naczynia [m/s^2]	Amplituda przyśpieszenia naczynia [m/s^2]
a	0,1	0,1	0,5	0,4	290134	3,35	-7,83 +3,96	11,79
b	0,1	0,1	0,5	0,4	319147	3,77	-8,25 +2,78	11,03
c	0,1	0,1	0,5	0,4	348160	4,28	-9,13 +6,97	16,10
d	0,1	0,1	0,5	0,4	377174	4,77	-10,02 +8,95	18,97

W oparciu o wyniki przeprowadzonych symulacji hamowania bezpieczeństwa, dla różnych charakterystyk oddziaływujących momentów (sił zewnętrznych) na linopędnię maszyny wyciągowej, można stwierdzić, że największy wpływ na zmniejszenie wartości amplitudy przyspieszenia ma ograniczenie do akceptowalnego minimum wartość siły hamującej oraz wydłużanie jej czasu narastania. Oba te czynniki wpływają na wydłużanie drogi hamowania. Efektywny sposób ograniczenia zaburzeń dynamicznych naczynia przedstawiono na rys. 28.



a) symulacja warunków rzeczywistych



b) symulacja po optymalizacji

Rys. 28. Przebieg zmian przyspieszenia, prędkości naczynia i prędkości linopędni oraz siły oddziaływującej na linopednię układu napędowego i hamulca maszyny w trakcie hamowania bezpieczeństwa na głębokości 1000 m, w odniesieniu do warunków ruchu odpowiadających opuszczaniu pustego naczynia [6]

W ramach wykonanej analizy wydłużono czas narostu siły hamującej oraz zmniejszono jej wartość. Dzięki temu uzyskano wyraźny spadek amplitudy drgań w czasie hamowania bezpieczeństwa jak i po zatrzymaniu maszyny. Zwiększył się natomiast czas hamowania, a tym samym droga hamowania.

4. Podsumowanie

Przeprowadzone badania na obiekcie rzeczywistym pozwoliły zidentyfikować zjawiska dynamiczne jakie zachodzą w naczyniu wyciągowym, w wyciągu jednokońcowym, podczas realizowania procesu „hamowania bezpieczeństwa". Zarejestrowane w maszynie wyciągowej przebiegi prędkości linopędni w trakcie hamowania bezpieczeństwa nie odzwierciedlają zachowania się naczynia wyciagowego zawieszonego na sprężystej linie oraz ukazują, na jakie przeciążenia narażony jest pracownik przewożony w naczyniu wyciągowym w sytuacji awaryjnego hamowania maszyny.

Celem przeprowadzonych na obiecie rzeczywistym badań było uzyskanie danych, stanowiących podstawę do weryfikacji modelu matematycznego górniczego wyciągu szybowego. Pozytywne wyniki weryfikacji pozwalają, na anlizowanie sposobów kształtowania charakterystyk zadawania siły hamującej oraz zaniku siły (momentu) silnika napędowego oddzaływującego na linopędnię w odniesieniu do różnych górniczych wyciągów szybowych.

Z przeprowadzonych analiz wynika, że istnieją warunki, aby wpływać na ograniczenie wartości przyśpieszenia drgań naczynia, a tym samym ograniczać niebezpieczeństwo zbyt dużych wartości przeciążenia oddziaływującego na przewożonych w naczyniach wyciągowych ludzi.

Zidentyfikowane w trakcie badań wartości przeciążenia dochodzące do wartości 2g nie są przeciążeniami zbyt dużymi z jakimi spotyka się człowiek, lecz są na tyle niebezpieczne, że mogą powodować urazy. Kierunek działania przeciążenia wzdłuż osi pionowej pracownika, dodatkowo obciażonego transportowanym przez niego materiałami czy narzędziami mogą bardzo niekorzystnie wpłynąć na układ kostny, szczególnie kręgosłup, lub też spowodować jego upadek.
Pojawia się również znaczny dyskomfort związany z występującym w trakcie drgań naczynia zrywem, który jak pokazały wyniki symulacji wynosić może nawet 30 m/s^3.
Wyniki przeprowadzonych analiz wskazują, że z punktu widzenia zjawisk dynamicznych jakie zachodzą w naczyniu w trakcie hamowania bezpieczeństwa, ograniczenia związane ze średnią wartością opóźnienia hamowania, która nie powinna przekraczać 4 m/s^2 (przy jeździe ludzi w dół) lub też 5 m/s^2 podczas opuszczania maksymalnej nadwagi, mają pośrednie znaczenie na dynamikę naczyń.
Ważne jest zatem poszukiwanie takich rozwiązań technicznych, które umożliwią doskonalenie charakterystyki sił oddziałujących na linopędnię w trakcie hamowania bezpieczeństwa.

5. Literatura

1. Kowal L.: Sterowanie przebiegiem procesów dynamicznych w układach wyciągowych przez dobór charakterystyk hydraulicznych hamulców tarczowych. Praca doktorska niepublikowana 1999 r.
2. Kowal L., Świder J.: Badania doświadczalne i symulacjia hamowania bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego z zastosowaniem programu MATLAB. Materiały XII Konferencji „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych" cz. II Zakopane 1999 r.
3. Tejszerska D.: Modelowanie sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych układu wyciągowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Sląskiej, Mechanika nr 124, Gliwice 1995 r.
4. Tejszerska D., Turewicz K. „Obliczenia wytrzymałościowe linopędni z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych", Monografia nr 30, ITG Komag 2009,
5. Hankus J. „Budowa i własności mechaniczne lin stalowych", GIG Katowice 2000,
6. Turewicz K., Kowal L. „Analiza drgań naczyń urządzeń wyciągowych. Badania i weryfikacja modelu numerycznego oraz analiza drgań naczynia wyciągowego w wyciągu jednokońcowym", ITG KOMAG 2014 r. (materiały niepublikowane),
7. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.) wraz z załącznikiem nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych Pt. „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia".

Drgania parametryczne w układach naczynie wyciągowe – obudowa szybu

Параметрические колебания в системах «подъемный сосуд – армировка» шахтных стволов

Ильин С.Р. – ИГТМ им. Н.С.Полякова НАН Украины, Днепропетровск, **Ильина И.С**., **Ильина С.С**. – Национальный горный университет, Днепропетровск, Украина

1. Влияние геометрических параметров армировки на динамические параметры взаимодействия сосудов с проводниками в режиме предохранительного торможения

Особую опасность для эксплуатации изношенного оборудования представляет предохранительное торможение подъемной машины, как наиболее динамичный режим. Такое сочетание интенсивности эксплуатации и износа оборудования подъемных установок требует обеспечения необходимого уровня его эксплуатационной безопасности путем разработки новых методов контроля технического состояния.

Для исследования взаимодействия сосудов с армированием вертикальных шахтных подъемных установок в режиме предохранительного торможения в соответствии с расчетной схемой на рис. 1 была разработана математическая модель и программный комплекс, который позволяет проводить компьютерное моделирование процесса [1]. На основании этих исследований было показано, что в вертикальных стволах каждой подъемной установки существуют участки проводников армировки, на которых во время предохранительного торможения (ТП) возникает режим динамической неустойчивости взаимодействия сосуда с армированием [2]. Неизученным остается вопрос о характере влияния искривления проводников в точке торможения на динамическое взаимодействие сосудов с армированием в зонах неустойчивости.

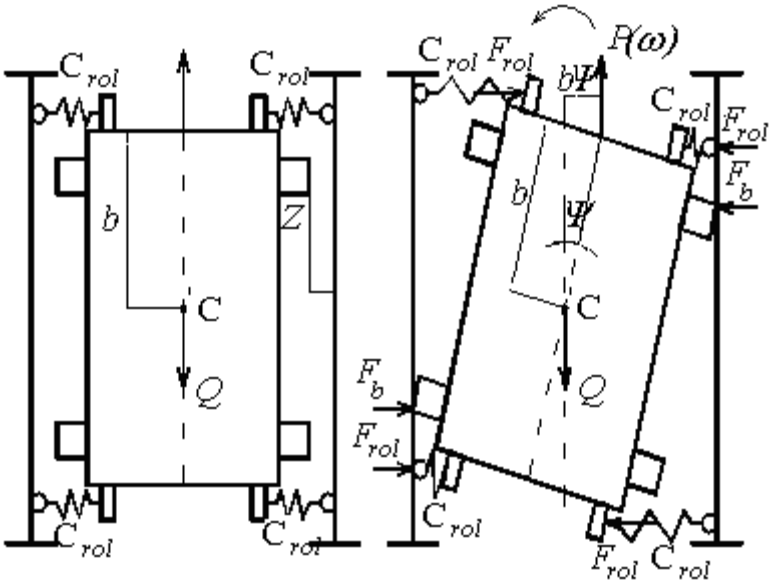


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия направляющей подъемного сосуда с проводниками жесткой армировки в режиме торможения

На основании математической модели, описывающей взаимодействие подъемных сосудов с проводниками в режиме предохранительного торможения и позволяющей учитывать влияние динамических параметров вертикальных колебаний подъемного

сосуда на их динамическое горизонтальное взаимодействие с проводниками, были проведены вычислительные и промышленные эксперименты. Вычислительные эксперименты проводились на примере двухконцевой одноканатной подъемной установки ствола рудоподъемного ствола. Эта подъемная установка имеет следующие параметры: высота подъема - 940 м (общая длина головного каната 1090 м); собственная масса сосуда - 17610 кг; высота сосуда (от верхнего до нижнего пояса) - 12.7 м; максимальная скорость при срабатывании ТП - 10 м/с; проводники коробчатого типа; направляющие - роликовые подпружиненные амортизаторы и жесткие башмаки скольжения; координата сосуда в стволе при срабатывании ТП: - 450 м (длина головного каната 600 м), которая является «центром неустойчивости» в первой зоне параметрической неустойчивости для пустого подъемного сосуда [2].

Отклонение проводников от вертикали на смежных ярусах при вертикальном движении сосуда создают горизонтальную скорость и смещение направляющих верхних и нижних поясов сосуда, и являются исходными условиями для процесса динамического взаимодействия сосуда с проводниками в горизонтальной плоскости при срабатывании предохранительного тормоза. Поэтому искривление проводников на коротком участке ствола имеет непосредственное влияние на параметрическое взаимодействие сосудов с проводниками в зоне неустойчивости при торможении.

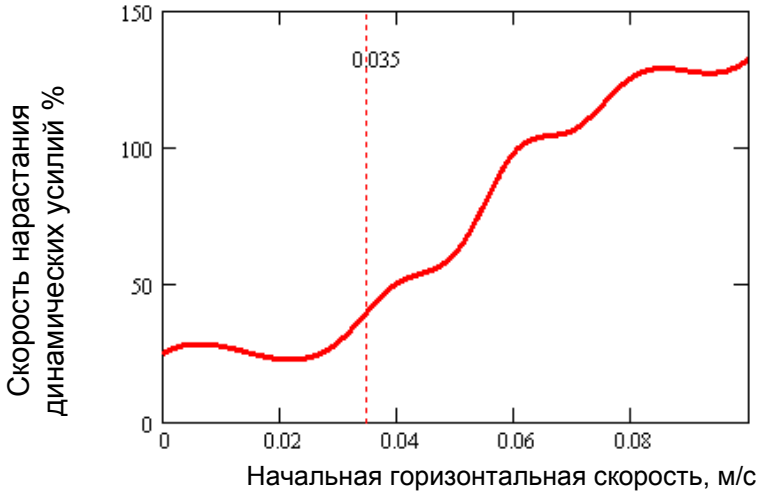


Рис. 2. Зависимость скорости роста максимальных контактных нагрузок на проводники со стороны подъемного сосуда при торможении от горизонтальной скорости направляющего верхнего пояса сосуда

При проведении численных экспериментов было установлено влияние отклонения профиля проводников от вертикали на величину горизонтальной виброскорости взаимодействия сосудов с армировкой. Анализ графика на рис.2 показывает, что для данной системы «сосуд - армировка» с вертикальной скоростью движения 10 м/с при горизонтальной скорости 0.035 м/с интенсивность динамического взаимодействия сосуда с армировкой во время торможения находится в пределах 30%-50% от начального режима движения сосуда перед включением ТП. Однако при горизонтальной скорости более 0.035 м/с начинается интенсивное увеличение максимальных контактных нагрузок на проводники, и скорость их роста за время торможения достигает 130% от начального уровня перед включением ТП.

Будем считать, что во время упругого контакта направляющей сосуды с рабочей поверхностью наклоненного к вертикали проводника направляющая скользит вдоль проводника с вертикальной составляющей скорости $V_{верт}$. В этом случае она приобретает горизонтальную составляющую $V_{гор}$, выражение для определения которой имеет вид:

$$V_{гор} = \frac{V_{верт} \cdot \Delta}{h} \quad (1)$$

где h - шаг ярусов армирования, Δ - отклонение проводников от вертикали на смежных ярусах.

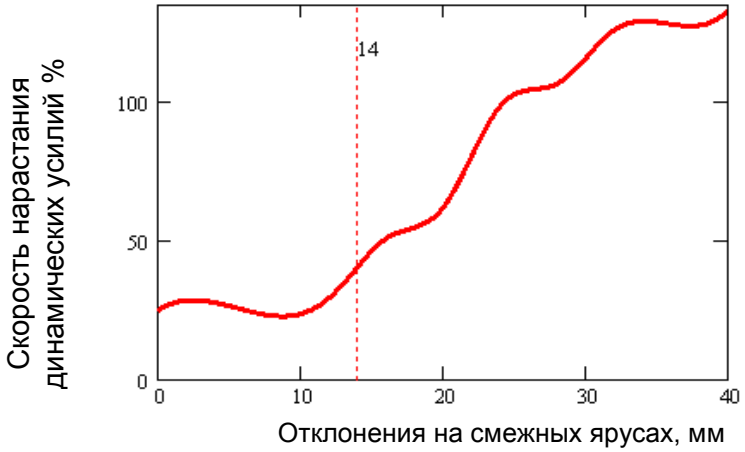


Рис. 3. Зависимость скорости роста максимальных контактных нагрузок на проводники со стороны подъемного сосуда при торможении от отклонений проводников от вертикали на смежных ярусах

В этом случае зависимость скорости роста максимальных контактных нагрузок на проводники во время торможения со стороны подъемного сосуда от отклонений проводников от вертикали на смежных ярусах имеет вид, показанный на рис. 3. Из графика видно, что предельно допустимым отклонением проводников от вертикали на смежных ярусах для этого грузоподъемного отделения является значение 14 мм.

Техническая документация по эксплуатации данного ствола позволяет эксплуатацию подъемной установки при максимальном отклонении проводников от вертикали на смежных ярусах до 20 мм. Однако проведенные исследования позволили установить, что уже отклонение проводников от вертикали на смежных ярусах более 14 мм влияют на динамическое взаимодействие сосуда с проводниками и увеличивают скорость роста динамических параметров взаимодействия сосуда с армировкой при параметрическом резонансе. Соответствующий рост динамических усилий при торможении на указанной отметке ствола был зафиксирован в шахтных экспериментах при указанном допустимом уровне отклонений проводников от вертикали [1].

Поскольку предохранительное торможение может произойти в любой момент и в любой точке ствола, то попадание участков армировки с сильно искривленным профилем в зону неустойчивого взаимодействия сосудов с армированием может привести к аварийно опасным ситуации при срабатывании предохранительного тормоза на этих ярусах.

Проведенные эксперименты позволили установить влияние геометрических параметров армировки стволов на динамическое взаимодействие сосуда с проводниками в режиме предохранительного торможения в зонах неустойчивости. Они показали, что для каждой системы «сосуд - армировка» существует определенное значение кинематического зазора, связанное с величиной вертикальной скорости сосуды перед торможением, превышение которого при срабатывании предохранительного тормоза в зонах параметрической неустойчивости системы вызывает рост горизонтальных нагрузок на армирование.

Полученные зависимости позволяют для каждого отделения ствола определить максимально допустимые значения отклонений проводников от вертикали на смежных ярусах, при которых даже в зонах неустойчивости не происходит опасного роста динамических параметров взаимодействия сосуда с проводниками во время предохранительного торможения.

2. Исследование влияние смещенного положения боковых роликов относительно проводников на динамическую устойчивость колебаний подъемных сосудов

Как показывают обследования шахтных вертикальных стволов в ряде случаев, боковые направляющие ролики с жестко закрепленной на сосуде осью вращения устанавливаются так, что часть их рабочей поверхности смещается внутрь колеи в лобовой плоскости (рис. 4). При таком размещении из-за лобовых колебаний опорная жесткость направляющей становится периодической во времени величиной вследствие чего в системе «скип – роликовые направляющие – проводники» создаются условия для возникновения параметрического возбуждения резонансного типа, которые могут представлять опасность для эксплуатации подъема. Математическая модель, описывающая динамику системы «сосуд - армировка» для этого случая представлена в работе [2]. Для получения предельных оценок выполним исследование этого явления с учетом основных, доминирующих факторов, главным образом определяющих поведение системы.

В лобовой плоскости сосуд совершает гармонические колебания по 2-м степеням свободы: поступательное синхронное перемещение верхнего и нижнего пояса между двумя противостоящими проводниками и угловое перемещение вокруг центра масс. При первом типе перемещения одновременно оба лобовых ролика, контактирующие с одним проводником по верхнему и нижнему поясам сосуда, одновременно отжимаются (прижимаются) от (к) его лобовой поверхности, а их боковые ролики в это время так же одновременно выходят (заходят) за (на) боковую рабочую поверхность проводника.

При втором типе перемещений лобовые ролики, контактирующие с одним проводником, поочередно отжимаются (прижимаются) от (к) его лобовой поверхности, а их боковые ролики в это время так же поочередно выходят (заходят) за (на) боковую рабочую поверхность проводника. В этом случае суммарная средняя жесткость пары боковых роликов, контактирующих с одним проводником, остается неизменной и пульсация амплитуды жесткости является минимальной по сравнению с первым случаем.

В силу этих соображений для проведения исследований рассмотрим влияние гармонических лобовых колебаний поступательного типа на устойчивость колебаний в боковой плоскости. Будем рассматривать одночастотный режим колебаний в лобовой плоскости на стадии безударного режима с частотой ω, исследовав условия, при которых в системе станет возможным параметрическое возбуждение боковых колебаний нарастающей амплитуды, которые неизбежно будут приводить к переходу в ударно-циклический режим взаимодействия с проводниками в боковой плоскости.



а) *б)*

Рис. 4. Направляющие скипа типа НКП с цельными катками, установленные со смещением боковых роликов относительно проводников

Рассмотрим влияние лобовых колебаний сосуда на его плоско-параллельное движение в боковой, при котором направляющие верхнего и нижнего поясов, контактирующие с одним проводником, движутся синхронно, и изучим возможность проявления параметрического резонанса на собственных частотах боковых колебаний по этим степеням свободы. При смещении сосуда в лобовой плоскости в пределах кинематического зазора жесткость ранее смещенных боковых роликов у одного проводника возрастает, а у другого уменьшается, в общем случае, на разные величины.

Функции боковой жесткости роликов, контактирующих с противостоящими проводниками, можно представить в виде

$$C1(t) = C1cp - AC1 \cdot \cos(\omega t)\,;\; C2(t) = C2cp + AC2 \cdot \cos(\omega t)\,, \quad (2)$$

где $C1cp$, $C2cp$ – средние жесткости роликов, $AC1,\ AC2$ – амплитуды колебаний жесткостей роликов.

График функции жесткости бокового ролика при неполном контакте с плоской поверхностью проводника, приведен на рис. 5.

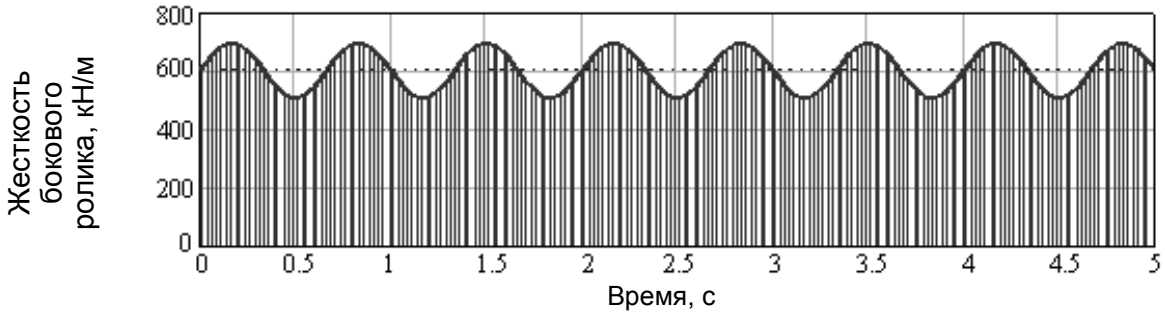


Рис. 5. Вид функции изменения опорной жесткости бокового ролика при неполном контакте с проводником

Уравнения колебаний подъемного сосуда в боковой плоскости имеют вид

$$U''(\tau) + (a_u + q_u \cdot \cos(2\tau)) \cdot U(\tau) = (D_U - P_U \cdot \cos(2\tau)) \cdot \varphi(\tau);$$
$$\varphi''(\tau) + (a_\varphi + q_\varphi \cdot \cos(2\tau)) \cdot \varphi(\tau) = (D_\varphi - P_\varphi \cdot \cos(2\tau)) \cdot U(\tau). \quad (3)$$

При реальных параметрах действующих подъемных установок уравнения (3) являются слабо взаимосвязанными. Их левые части представляют собой уравнения типа Матье, анализ которых в первом приближении дает предельные оценки границ допустимых значений конструктивных параметров системы «сосуд – армировка» по критерию устойчивости движения.

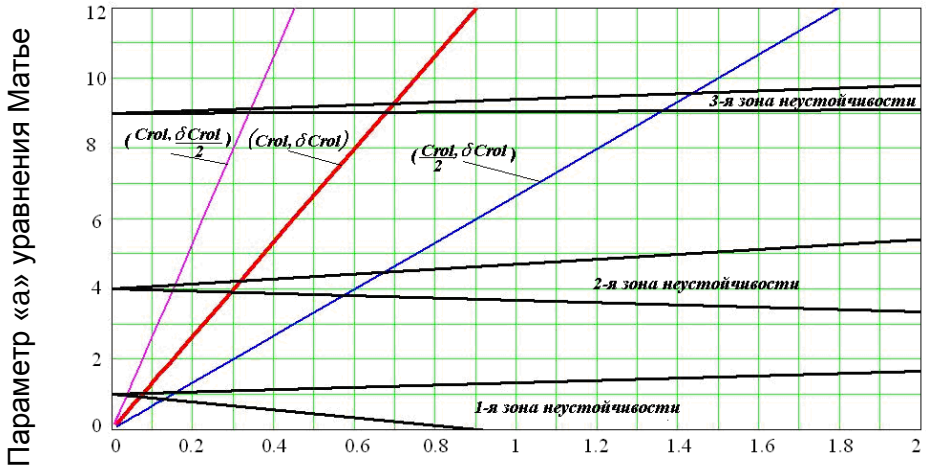


Рис. 6. Диаграмма устойчивости движения сосуда при неполном контакте боковых роликов с проводниками

Результаты анализа показаны в виде диаграммы Айнса–Стретта, где нанесены координатные прямые, соответствующие различным комбинациям параметров системы «сосуд – армировка» (рис.6). Видно, что уменьшение жесткости ролика ($\frac{Crol}{2}$) приводит к увеличению области недопустимых параметров (суммарная длина участков кривой в зонах неустойчивости растет), а уменьшение амплитуды модуляции жесткости ($\frac{\delta Crol}{2}$) за счет выхода за плоскость проводника приводит к ее снижению.

Как известно, наличие диссипации в условиях параметрического возбуждения приводит к тому, что резонансное нарастание амплитуд колебаний реализуется, только начиная с некоторого определенного значения амплитуды возбуждения (параметр «*q*»), которое тем больше, чем больше коэффициент вязкого сопротивления системы. В нашем случае это означает, что безопасная эксплуатация систем «сосуд – армировка» при неполном контакте роликов с прямоугольными проводниками или при скругленных гранях проводников может оказаться невозможной при определенных сочетаниях параметров системы без применения специальных средств дополнительного рассеивания энергии.

На рис. 7 приведены результаты численных исследований зависимости суммарной ширины зон неустойчивости, которые пересекает координатная прямая на диаграмме при варьировании параметрами $Ccp, \delta Ccp, AC, \delta AC$ при изменении частоты лобовых колебаний ($\Omega = 0.1..10$ Гц, $\omega = 2\pi \cdot (0.1..10)$ рад/с при параметрах скипа, представленных в выше. Результаты расчетов подвергались регрессионному анализу.

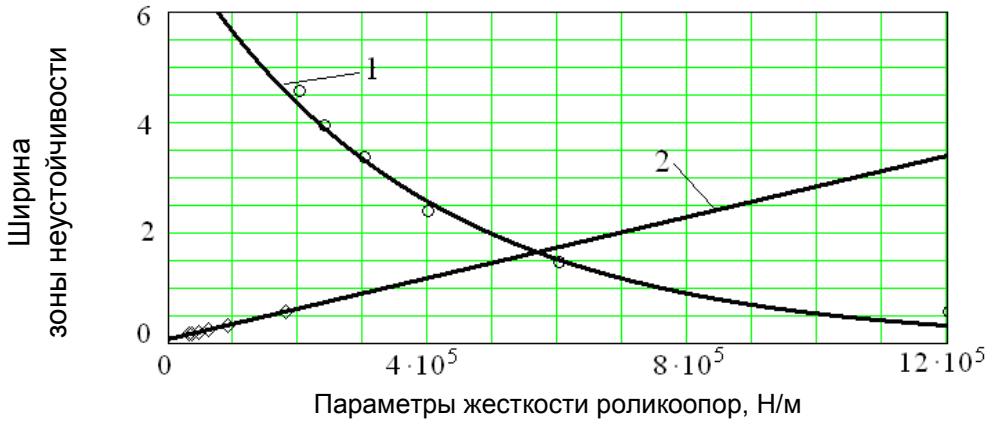


Рис. 7. Зависимость размера зон неустойчивости от параметров жесткости роликов

Результаты показали, что при неполном контакте боковых роликов с массивным резиновым катком и неподвижно закрепленной на скипе осью вращения с рабочими поверхностями коробчатых проводников зависимость ширины зоны аварийно-опасных сочетаний инерционно-геометрических параметров системы «сосуд – армировка» от жесткости роликоопор имеет обратно-экспоненциальный характер (кривая 1, рис. 7), и линейный – от разницы между амплитудами жесткости роликовых направляющих, которые контактируют с противоположными проводниками (кривая 2, рис. 7).

Это значит, что для гарантированной безопасности эксплуатации систем «сосуд – армировка» необходимо ролики указанного типа, для которых периодическое изменение жесткости наиболее характерно, устанавливать без возможности выхода за пределы плоской поверхности проводников. Если такая установка невозможна по техническим причинам, то необходимо определить фактические жесткости роликов, максимально возможные амплитуды их колебаний, определить спектр лобовых колебаний подъемного сосуда и, построив координатную прямую на диаграмме Айнса –Стретта с вариацией частоты в пределах полученного спектра, определить в какой зоне находится координатная точка, соответствующая выбранным параметрам.

Если точка находится вблизи или попадает в какую-либо зону неустойчивости, то необходимо за счет регулировки лобовых роликов добиться того, чтобы смещения роликов на противостоящих проводниках были как можно более близкими по значению (в этом случае параметр “*q*” стремится к нулю и ширина зон неустойчивости резко сокращается). Это позволит эксплуатировать систему в более устойчивом режиме при выбранных технических параметрах.

Наиболее целесообразно в этом случае применить рычажные роликовые направляющие, снабженные дополнительными амортизаторами для поглощения энергии колебаний. Это позволит значительно увеличить ширину зон устойчивости колебаний системы и повысить ее безопасность.

Полученные результаты позволяют обосновать рациональные параметры усовершенствованной конструкции роликовых направляющих скипов для стволов с нарушенной геометрией, обосновать допустимые параметры взаимного расположения роликов и проводников, повысив тем самым надежность и безопасность эксплуатации существующих подъемных комплексов.

3. Влияние отклонений радиусов желобов шкива на взаимодействие подъемного сосуда с армировкой при многоканатном подъеме

Характерным физическим явлением в работе многоканатного подъема является постоянно присутствующий разбаланс натяжений головных канатов. По проекту все канаты должны быть одинаково натянуты. Этим обеспечивается то, что линия действия равнодействующей силы их натяжений будет находиться на одной вертикали с силой веса подъемного сосуда и центрировать направляющие башмаки в колее проводников армировки.

На практике, в силу неравномерного износа футеровки желобов ведущего шкива трения и неодинаковой вытяжки канатов в навеске происходит разбалансировка натяжений канатов. Согласно действующим нормативам допускается максимальная относительная перегрузка головных канатов на 25% при верхнем положении сосуда и на 15% при нижнем.

При этом в Правилах эксплуатации указывается, что если «относительная перегрузка одного из канатов превысила указанные пределы, то установка должна быть остановлена для регулировки распределения нагрузок». Говорится о предельной относительной перегрузке одного из канатов безотносительно к уровням отклонений натяжений остальных канатов. Таким образом, данная формулировка допускает эксплуатацию многоканатной ШПУ с относительными перегрузками нескольких канатов, находящихся по одну сторону от вертикальной оси сосуда, незначительно меньших указанных предельных значений, и с такими же ослаблениями с противоположной.

Данные положения направлены на обеспечение непроскальзывания отдельных канатов по шкиву трения во всех возможных режимах работы установки. Каких-либо ограничений на распределение перегрузок между канатами, расположенными по разные стороны от вертикальной оси симметрии сосуда не устанавливается и не учитывается, что разбаланс натяжений создает опрокидывающий момент, действующий на верхний пояс сосуда, и вызывает его перекос в колее проводников. При перекосе сосуда значительно уменьшаются кинематические зазоры в диагональных парах «башмак – проводник» (рис. 9а) и меняется картина динамического взаимодействия сосуда с армировкой.

В нормативных документах влияние разбаланса натяжений канатов на динамическое поведение подъемного сосуда не учитывается, хотя известно, что снижение зазоров способствует возбуждению ударного взаимодействия поджатых рабочих граней башмаков с жесткими проводниками значительной интенсивности. Качественно этот эффект аналогичен влиянию смещения центра масс груза в сосуде, исследованном в работе [3], но из-за изменения разбаланса в процессе движения сосуда по стволу имеет свои количественные особенности, не исследованные до настоящего времени.

Плоскость канатов может быть параллельна или перпендикулярна плоскости проводников (рис. 9б). Необходимо определить влияние разбаланса натяжений головных канатов на изменение кинематических зазоров в парах «башмак – проводник» и величину динамических контактных нагрузок, обосновать предельно допустимые значения на взаимные соотношения относительной перегрузки между отдельными канатами с учетом их расположения и совместного воздействия на сосуд по динамическим критериям работы системы «сосуд – армировка». Кинематическая схема многоканатной ШПУ представлена на рис. 9.в. Расчетная схема системы «канаты – сосуд – армировка» представлена на рис. 10.

На рис. 9 и рис. 10 приняты обозначения: $T_i^{\hat{a}}$, $T_i^{\acute{i}}$ – натяжения головных канатов соответственно в точках набегания на шкив и в точках крепления к сосуду; Q – сила веса сосуда; $R^{(í)}$ – равнодействующая сил натяжений канатов в точках крепления

к сосуду; δ – смещение равнодействующей сил натяжений канатов от оси сосуда (расстояние от оси сосуда до «центра подвеса»); $\tilde{\delta}$ – смещение центра масс сосуда С, $\tilde{\Delta}$ – смещение направляющих нижнего пояса сосуда от вертикали; *Fp* – сила упругости роликовой направляющей; *Px* – суммарное натяжение уравновешивающих канатов; *Hc* – высота сосуда; *h* – расстояние от центра масс сосуда до точек крепления канатов.

Наибольшее влияние разбаланса натяжений канатов на подъемный сосуд будет в том случае, когда канаты с одной стороны от оси подвеса будут перегружены до предельно допустимого уровня, а с противоположной – недогружены на эту же величину (что не ограничено нормативными требованиями).

Допустимый разбаланс натяжений канатов (относительная перегрузка) устанавливается по отношению к среднему натяжению ветви в точках схода/набегания на шкиве $Tcp^{â}$, которое рассчитывается по формуле

$$Tcp^{â} = \frac{Q + n \cdot q \cdot L}{n}, \tag{9}$$

где *Q* – вес сосуда, *n* – число канатов, *q* – вес единицы длины головного или уравновешивающего каната, *L* – длина каната в отвесе от шкива до петли в зумпфе.

При движении подъемного сосуда по стволу из-за неизбежной разности радиусов канатоведущих канавок на шкиве трения разбаланс натяжений постоянно изменяется и зависит от расстояния *l*, пройденного сосудом от начала цикла подъема/спуска. Будем считать, что при нижнем положении груженого сосуда все канаты справа/слева от оси сосуда соответственно перегружены/недогружены на 15%. Это значит, что при *l=0 (l* –путь, пройденный сосудом при подъеме)

$$\Delta Q_i(0) = 0{,}15 \cdot Tcp^{â}. \tag{11}$$

Полное натяжение *i*-го каната $T_i^{â}$, $T_i^{í}$ с перегруженной стороны будет для верхних и нижних концов канатов соответственно

$$T_k^{(â)} = Tcp^{â} + \Delta Q_i; \tag{10}$$

$$T_k^{(í)} = Tcp^{í} + \Delta Q_i, \tag{11}$$

Здесь ΔQ_i – разность натяжений между *i*-м канатом и средним натяжением ветви, одинаковая для верхних и нижних концов канатов.
При верхнем положении сосуда *l=L* (*L* – высота подъема), разбаланс достигает предельно допустимой величины 25%

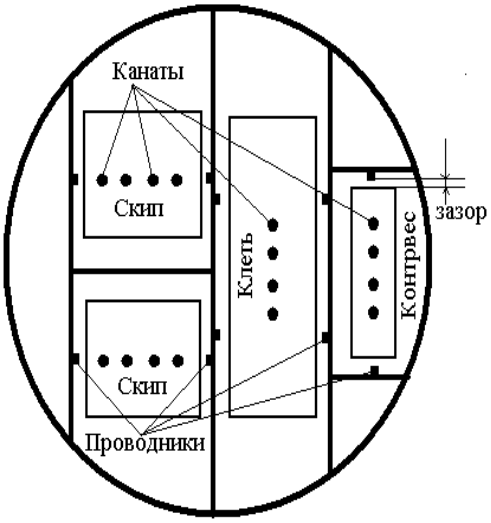
$$\Delta Q_i(L) = 0{,}25 \cdot Tcp^{â}. \tag{12}$$

При подъеме груженого сосуда из-за отклонений радиусов желобов шкива разбаланс натяжений будет непрерывно увеличиваться до предельно допустимой величины (12). Следовательно, по мере подъема на сосуд будет действовать все больший опрокидывающий момент со стороны головных канатов, прижимающий нижние башмаки к проводникам, преодолевая сопротивление роликовых амортизаторов.

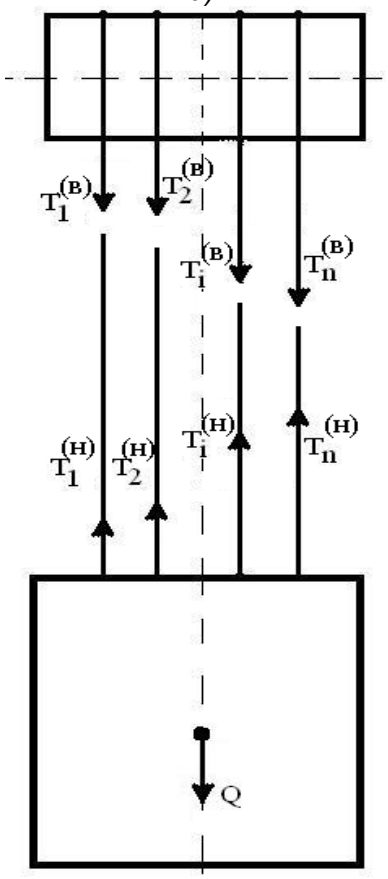
Как известно, при постоянной разности радиусов канатоведущих канавок разбаланс натяжений растет по мере подъема сосуда. Для расчетов воспользуемся формулой (128) работы [4].

$$\Delta Q_i^{ïä}(l) = EF \cdot \frac{\Delta R_i \cdot 2}{D} \cdot \ln(\frac{lo}{lo-l}) + 0{,}15 \cdot \frac{Q + n \cdot q \cdot L}{n}; \qquad (13)$$

где ΔR_i – отклонения радиусов желобов от среднего значения радиуса шкива; $\Delta Q_i^{ïä}$ – отклонения натяжений канатов при подъеме груза.



а)



б)

Рис. 9. Сечение ствола *(а)*, расчетная схема ветви многоканатной ШПУ *(б)*,

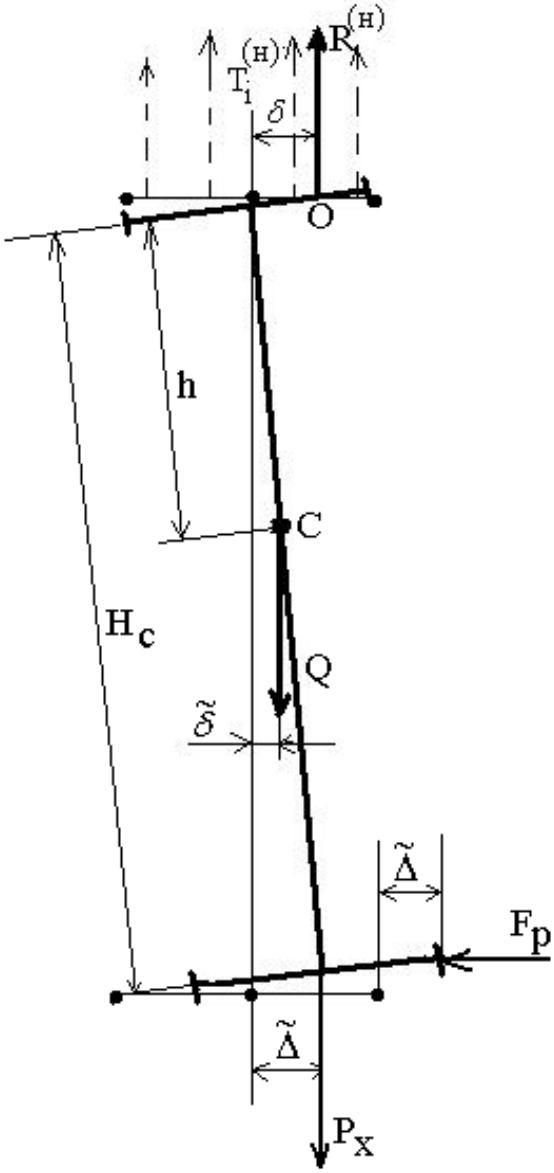


Рис. 10. Расчетная схема системы «канаты – сосуд – армировка»

Действие системы параллельных сил натяжений канатов на сосуд можно заменить одной равнодействующей силой $R^{(н)}$, приложенной в точке *О*, которая называется «центр подвеса» (рис. 10), смещенной от оси сосуда на расстояние δ. Из физических соображений понятно, что при отсутствии упругих роликов на нижних направляющих и уравновешивающего каната в состоянии равновесия сосуда точка *О* должна лежать на одной вертикали с его центром масс *С*. Наличие этих факторов уменьшает перекос сосуда от разбаланса сил натяжений головных канатов.

Равнодействующая и ее момент относительно центра подвеса при равных натяжениях канатов (опрокидывающий момент) вычисляются по формулам

$$R^{(\acute{\imath})}(l) = \sum_{k=1}^{n} T_k^{(\acute{\imath})}(l) = Q + n \cdot q \cdot l\,; \quad M^{(\acute{\imath})}(l) = \sum_{1}^{n} b_k \cdot T_k^{(\acute{\imath})}(l)\,, \tag{14}$$

где b_k – координаты точек крепления канатов относительно оси сосуда.

Смещение равнодействующей от оси сосуда рассчитывается по формуле

$$\delta(l) = \frac{M^{(\acute{\imath})}(l)}{R^{(\acute{\imath})}(l)}\,, \tag{15}$$

Если упругий ролик направляющей сосуда взаимодействует с проводником в пределах кинематического зазора, то отклонение центра масс $\tilde{\delta}$ будет меньше δ, и определится из условий равновесия системы с учетом сил упругости роликоопоры F_p и действия силы веса уравновешивающего каната P_x.

$$F_p = C_p \cdot \tilde{\Delta}\,; \quad P_x = n \cdot q \cdot l\,, \tag{16}$$

где C_p – жесткость роликоопоры; $\tilde{\Delta}$ – горизонтальное смещение нижнего пояса сосуда. При смещении нижнего пояса сосуда по горизонтали лобовой или в боковой плоскостях происходит уменьшение кинематического зазора между редохранительным башмаком

и соответствующим проводником на величину $\tilde{\Delta}$. В лобовой плоскости проводников рабочая грань башмака отнесена от вертикали на половину ширины сосуда. В боковой плоскости рабочие поверхности башмаков находятся по обе стороны своего проводника. В обоих случаях расположения плоскости канатов относительно плоскости проводников (лобовом или боковом) рабочая грань нижнего башмака поджимается к своему проводнику из-за смещения центра подвеса сосуда.

Решая уравнения равновесия для расчетной схемы на рис. 10 получим выражения для смещения центра масс и башмака нижнего пояса сосуда

$$\tilde{\delta}(l) = \frac{(Q + n \cdot q \cdot l)}{Q + n \cdot q \cdot l + C_p \dfrac{H_c^2}{h} + P_x \cdot (\dfrac{H_c}{h} - 1)} \cdot \delta(l)\,; \tag{17}$$

$$\tilde{\Delta}(l) = \frac{H_c}{h} \cdot \frac{(Q + n \cdot q \cdot l)}{Q + n \cdot q \cdot l + C_p \dfrac{H_c^2}{h} + P_x \cdot (\dfrac{H_c}{h} - 1)} \cdot \delta(l)\,. \tag{18}$$

Из формул видно, что при отсутствии упругих роликов ($C_p=0$) и уравновешивающего каната ($P_x=0$) смещенный центр масс сосуда будет находиться на одной вертикали с центром подвеса.

Рассмотрим четырехканатную подъемную установку со следующими параметрами: число головных канатов $n=4$; число уравновешивающих канатов $n_x=4$; вес подъемного сосуда $Qc=220$ *кН*; вес груза $Qгр= 240$ *кН*; длина каната от зумпфа до канатоведущего

шкива *lo = 1550 м*; высота подъема *L=1520 м;* диаметр ведущего шкива *D=5 м*; высота сосуда *H=11 м*; шаг армировки *h=4 м;* вес одного метра головного каната *q=71 Н*; вес одного метра уравновешивающего каната *q=71 Н*; жесткость одного каната на растяжение *EF=12 МН.* Футеровка желобов шкива радиально жесткая.

Используя формулы (13), подберем для указанной подъемной установки такие отклонения радиусов желобов ΔR_i, при которых сосуд, стартовавший вверх с допустимым разбалансом натяжений верхних концов 15%, придет в разгрузку с разбалансом 25%.

Определенные путем численных экспериментов отклонения радиусов желобов, а так же координаты точек крепления канатов к сосуду b_k приведены в таблице 1.

Отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов

Таблица 1

ΔR_1, мм	ΔR_2, мм	ΔR_3, мм	ΔR_4, мм
-1,2	-1,2	1,2	1,2
b_1, *мм*	b_2, *мм*	b_3, *мм*	b_4, *мм*
-450	-150	150	450

На рис. 11 и рис. 12 приведены графики относительных и абсолютных перегрузок канатов с приведенными в таблице 1 значениями отклонений радиусов желобов канатов при начальном разбалансе натяжений 15% и конечном 25%. Видно, что скорость нарастания разбаланса увеличивается по мере приближения сосуда к верхней приемной площадке в зоне копра.

Из рис. 13 видно, что в рассматриваемом случае предельно допустимого разбаланса сил натяжений канатов, суммарный опрокидывающий момент не остается постоянным и непрерывно нарастает при подъеме сосуда. Опрокидывающие моменты со стороны правых и левых канатов суммируются по своему воздействию на сосуд. Максимальный суммарный момент изменяется от 40 кН*м, до 66 кН*м.

При нарушенной работе роликов (*Ср=0*) благодаря центрирующему влиянию уравновешивающего каната сосуд будет подниматься по стволу с уменьшающимся перекосом и снижением силы поджатия нижних башмаков к проводникам.

Отличие от эффекта влияния смещения груза в сосуде заключается в переменности остаточного зазора по глубине ствола. Отрицательные значения остаточного зазора на рис. 15 показывают, что при таких значениях жесткости роликов сосуд будет двигаться по стволу в режиме расклинивания с постоянным скольжением нижнего башмака по проводнику.

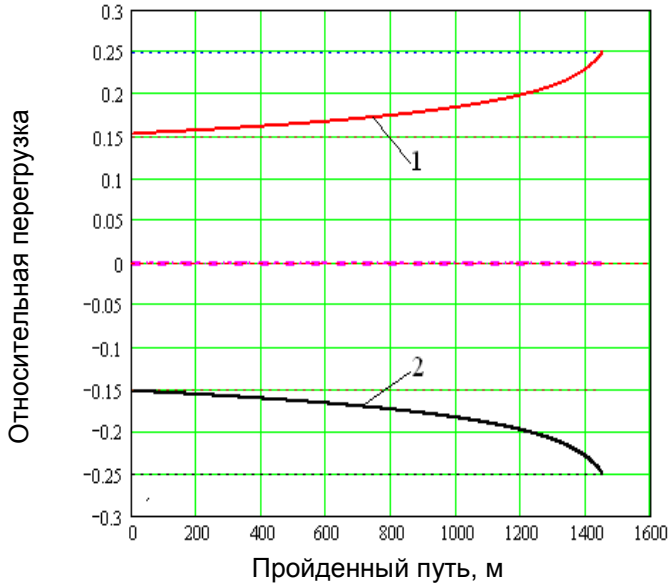


Рис. 11. Относительные перегрузки канатов при $\Delta R = 1.2$ ìì :
1 – перегруженные канаты №3/4; 2 – ослабленные канаты № 1/2

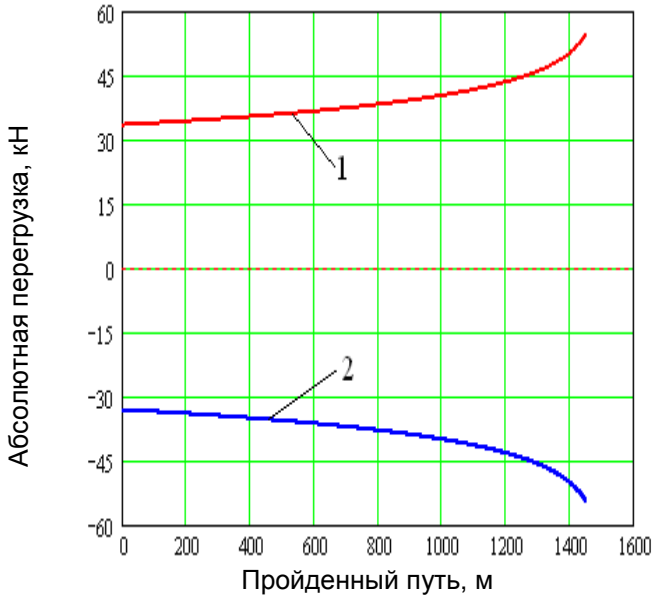


Рис. 12. Абсолютные перегрузки канатов при $\Delta R = 1.2$ ìì :
1 – перегруженные канаты №3/4; 2 – ослабленные канаты № 1/2

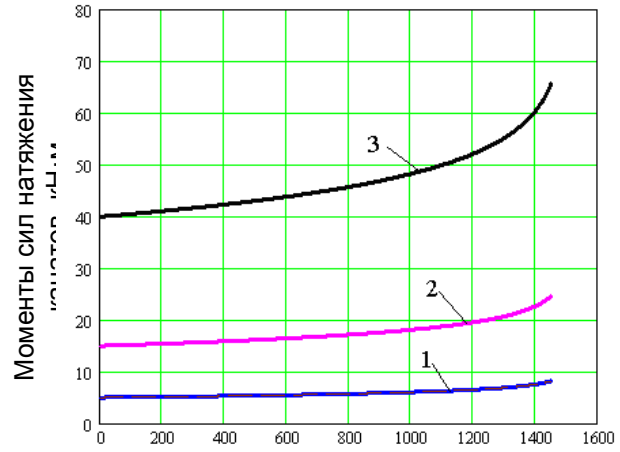


Рис. 13. Моменты сил натяжений канатов:
1 – момент от канатов №1/4; 2 – момент от канатов №2/3; 3 – суммарный опрокидывающий момент от всех канатов

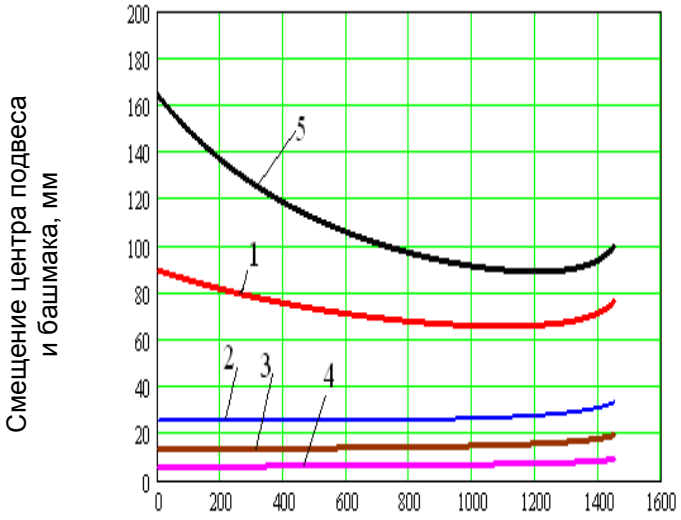


Рис.14. Графики смещения центра подвеса и смещения предохранительного башмака, мм:
1 – смещение центра подвеса; 2 – смещение башмака при Ср=120 кН/м;
3 – смещение башмака при Ср=250 кН/м;
4 – смещение башмака при Ср=600 кН/м;
5 – смещение башмака при отсутствии ролика

На сосуды с канатными проводниками армировки данный эффект будет иметь еще большее влияние, так как горизонтальная жесткость канатных проводников намного меньше жесткости даже самых мягких роликовых направляющих.

Если сосуд движется по стволу так, что его башмак скользит по проводнику, то ударные нагрузки взаимодействия могут достигать значительных величин и превышать допустимые по критерию прочности изношенной армировки. Поэтому для реализации

безударного режима башмак должен быть на некотором расстоянии от проводника и удерживаться в этом положении упругой роликовой направляющей.

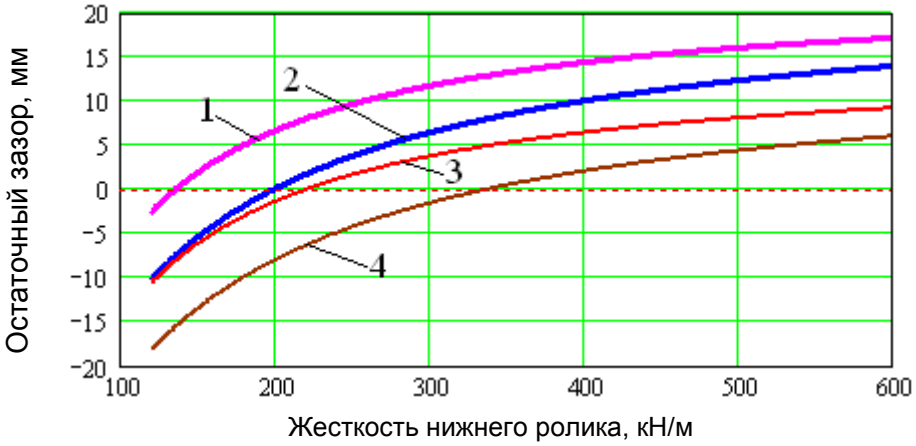


Рис. 15. Графики зависимости остаточного кинематического зазора от жесткости нижних роликовых направляющих в крайних положениях сосуда в стволе: 1 – сосуд в нижнем положении, начальный зазор 23 мм; 2 – сосуд в верхнем положении, начальный зазор 23 мм; 3 – сосуд в нижнем положении, начальный зазор 15 мм; 4 – сосуд в верхнем положении, начальный зазор 15 мм

На практике часто происходит, что ролики эксплуатируются с некоторым зазором от проводника и в пределах этого зазора сосуд может свободно колебаться в колее, отражаясь при малых колебаниях от упругой поверхности роликов. Учитывая, что при установке новых башмаков кинематический зазор должен быть равен $\Delta pr = 15мм$ примем это значение, как предельно допустимое для смещения башмака в зазоре из-за разбаланса натяжений головных канатов и рассчитаем максимально допустимый опрокидывающий момент *Mpr(l)* от головных канатов, который вызовет смещение башмака в зазоре, в пределах этого значения. Определим этот момент для системы без роликовых направляющих (или с нарушенными роликоопорами), для системы с реальными роликовыми направляющими и сравним полученные значения, с максимальным моментом, вызванным предельно допустимыми отклонениями натяжений канатов.

$$Mpr(l) = \frac{\Delta pr \cdot h}{Hc} \cdot (Q + n \cdot q \cdot l) + \frac{Cp \cdot H_c^2}{h} + Px \cdot (\frac{Hc}{h} - 1)) \qquad (19)$$

На рис.16 приведены графики предельно допустимого опрокидывающего момента от разбаланса натяжений головных канатов для сосуда без роликов, с роликоопорой жесткостью 120 кН/м по критерию нерасклинивания сосуда в проводниках и фактический момент, действующий на сосуд при предельно допустимом по Правилам эксплуатации (ПЭ) разбалансе натяжений канатов (кривая 3 на рис. 13).

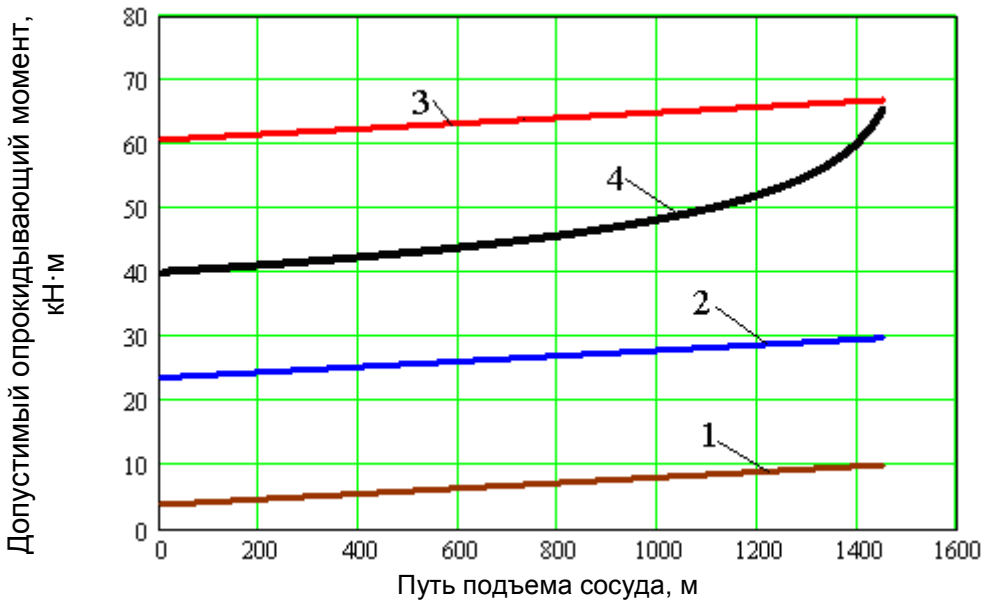


Рис. 16. Графики опрокидывающих моментов в зависимости от пути подъема сосуда 1 – предельно допустимый момент для системы без роликов; 2 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 120 кН/м; 3 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 345 кН/м; 4 – фактический опрокидывающий момент

Результаты расчетов показывают, что в системе без нижних роликов или с нарушенными параметрами их установки предельно допустимый опрокидывающий момент от разбаланса в 5 – 7 раз меньше, чем момент, который реально может создастся в пакете канатов, если половина из них с одной стороны оси сосуда будет перегружена до предельно допустимого значения, а вторая половина с противоположной стороны на столько же ослаблена. Данная ситуация не нарушает требования ПЭ, но показывает, что сосуд будет двигаться по стволу в непроектном перекошенном положении.

Для сосуда с рычажными роликовыми направляющими традиционной жесткости *Ср=120* кН/м, фактический момент также в 3 раза превышает допустимый. Только в случае применения на нижнем поясе сосуда роликовых направляющими жесткостью *Ср=345* кН/м достигается условие предельного касания башмаком проводника, что не исключает возбуждения ударного динамического взаимодействия при взаимодействии с искривлениями профилей проводников. Для создания запаса по безударному взаимодействия жесткость нижних направляющих должна быть еще больше. Это возможно только в случае применения конструкций типа НКП и установки их с гарантированным поджатием к рабочим поверхностям проводников.

Необходимо определить допуски на сочетания между ослаблением/перегрузкой канатов с учетом координат их точек крепления к сосуду. В качестве минимально возможного, но допустимого согласно ЕПБ, разбаланса натяжений рассмотрим случай предельной перегрузки одного крайнего каната при одинаковых нагрузках (радиусах желобов) в остальных канатах.

Средний расчетный радиус перемотки для *n* канатов равен

$$Rcp = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} R_i \qquad (20)$$

Пусть *n-1* канатов имеют одинаковые радиусы R_i=*Rnom (i=1..n-1)*, а *n*-й канат имеет больший/меньший радиус R_n=*Rnom+DR*. Тогда расчетный средний радиус шкива равен

$$Rcp = Rnom + \frac{DR}{n}, \tag{21}$$

а расчетные отклонения радиусов будут равны

$$\Delta R_i = -\frac{DR}{n}, (i = 1...n-1); \quad \Delta R_n = \frac{n-1}{n} \cdot DR, \tag{22}$$

где *DR* – абсолютное превышение радиуса *n-го* каната над остальными.

Методом математического эксперимента для параметров выбранной подъемной установки найдем, что величина абсолютного превышения радиуса *n-го* каната над остальными, при которой *n*-й канат сосуда, стартовавшего с относительной перегрузкой 15% и пришедшего в разгрузочные устройства с перегрузкой 25%, равна $DR = 1.6мм$.

Картина расчетных отклонений радиусов желобов и координат точек крепления канатов приведена в таблице 3.2.

Расчетные отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов

Таблица 2

ΔR_1, мм	ΔR_2, мм	ΔR_3, мм	ΔR_4, мм
-0,4	-0,4	-0,4	1,2
b_1, мм	*b_2, мм*	*b_3, мм*	*b_4, мм*
-450	-150	150	450

График абсолютных перегрузок канатов для этого случая приведен на рис. 17. Из него видно, что перегруженный канат ведет себя так же как и в предыдущем случае симметричного разбаланса натяжений, а остальные три каната ослабляются на гораздо меньшую величину (отклонения усилий не превышают 41 кН, на фоне 55 кН в предыдущем случае).

На рис.18 приведены графики опрокидывающих моментов, действующих на сосуд. Из рис.18 видно, что в случае, когда предельно перегружен только один крайний канат, суммарный опрокидывающий момент к концу подъема нарастает несколько меньше, чем случает 2-х канатов и достигает 57 кН (против 67 кН при перегрузке 2-х канатов), хотя сам канат уже находится в состоянии предельно допустимой относительной перегрузки 25%.

Сравнивая значения фактического суммарного опрокидывающего момента для перегрузки случая одного крайнего каната со случаем перегрузки 2-х правых канатов (рис. 16) мы видим, что в обоих вариантах распределения разбалансов натяжений канатов фактические опрокидывающие моменты намного превышают предельно допустимые по критерию нерасклинивания сосуда в колее проводников для рычажных направляющих.

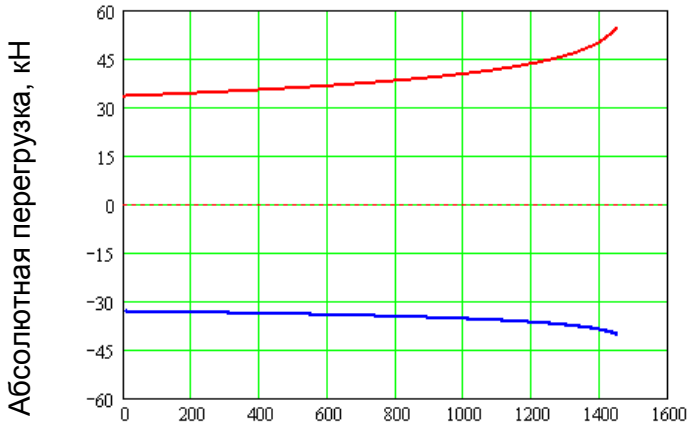


Рис. 17. Абсолютные перегрузки канатов при $DR = 1.6$ìì

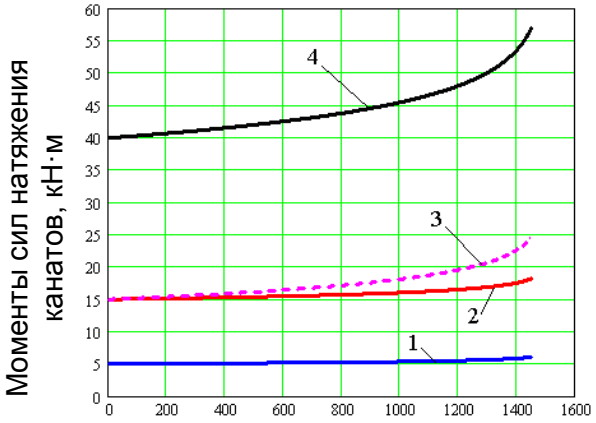


Рис. 18. Опрокидывающие моменты сил натяжений канатов:
1 – момент от средних канатов №2/3;
2 – момент от крайнего каната №1;
3 – момент от крайнего каната №4;
4 – суммарный опрокидывающий момент от всех канатов

На рис. 19 приведены графики фактического и допустимых опрокидывающих моментов при предельной перегрузке одного крайнего каната. Из рисунка видно, что аналогично случаю перегрузки 2-х канатов (рис. 18) удержать сосуд от расклинивания в колее можно только применяя на нижнем поясе роликовые направляющие с жесткость свыше 290 кН/м, что несколько меньше значения в предыдущем случае.

Для сравнения рассмотрим подъемную установку с восьмиканатной машиной типа ЦШ 5х8. Вес скипа 450 кН, вес полезного груза 500 кН, высота сосуда 18 м; расстояние от центра масс сосуда до верхнего пояса 9 м; число канатов *n=8.* Остальные параметры подъема идентичны параметрам рассмотренной выше установки. Отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов приведены в таблице 3.

Графики допустимых опрокидывающих моментов для данной установки приведены на рис. 20. Данные на рисунке показывают, что с увеличением снаряженной массы сосуда в 2 раза и пропорционального увеличения числа канатов происходит трехкратное возрастание фактического опрокидывающего момента. Это происходит потому, что поперечные габариты большегрузных скипов больше габаритов скипов среднего веса и 8 канатов крепятся к сосуду на более широком участке его верхнего пояса. Соответственно опрокидывающие моменты от разбаланса их натяжений будут гораздо выше.

Приведенные расчеты показывают, что в этом случае удержать нижний пояс скипа колее без прижатия башмаков к проводникам можно только применяя роликовые направляющие на нижнем поясе с жесткостью от 1000 кН/м. Направляющие с такой жесткостью на практике не применяются. Это говорит о том, что при эксплуатации необходимо максимально уменьшать разбаланс натяжений головных канатов, не допуская их одностороннюю перегрузку. В противном случае при работе скипов реализуется ударный режим нагружения армировки преимущественно нижним поясом скипа. Такое явление многократно фиксировалось авторами при проведении аппаратурных динамических испытаний систем «сосуд – армировка» в промышленных условиях.

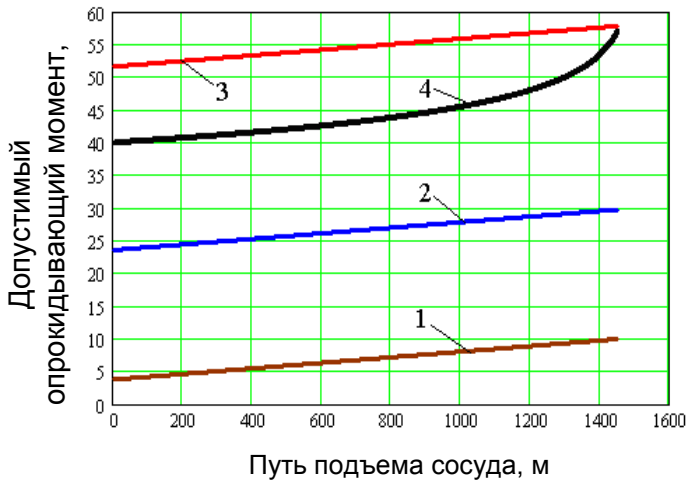


Рис. 19. Графики опрокидывающих моментов в зависимости от пути подъема сосуда:
1 – предельно допустимый момент для системы без роликов; 2 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 120 кН/м;
3 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 290 кН/м;
4 – фактический опрокидывающий момент

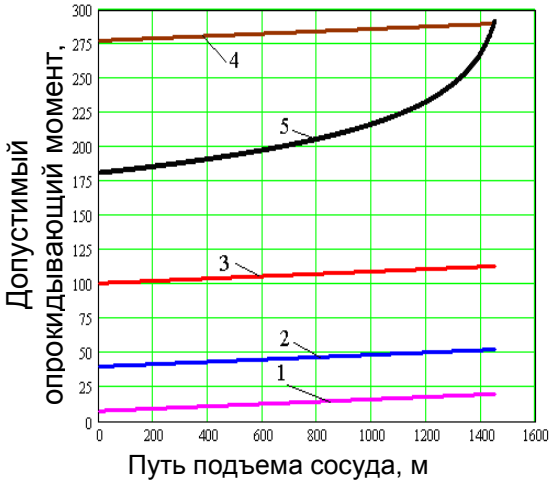


Рис. 20. Графики допустимых опрокидывающих моментов:
1 – предельно допустимый момент для системы без роликов; 2 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 120 кН/м;
3 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 345 кН/м;
4 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 1000 кН/м;
5 – фактический опрокидывающий момент.

Отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов

Таблица 3

ΔR_1, мм	ΔR_2, мм	ΔR_3, мм	ΔR_4, мм
-1,2	-1,2	-1,2	-1,2
b_1, мм	*b_2, мм*	*b_3, мм*	*b_4, мм*
-1250	-750	-450	-150
ΔR_5, мм	ΔR_6, мм	ΔR_7, мм	ΔR_8, мм
-1,2	-1,2	1,2	1,2
b_5, мм	*b_6, мм*	*b_7, мм*	*b_8, мм*
150	-450	750	1250

Так как на практике износ футеровки желобов шкива происходит неуправляемо, то обеспечение центрированного движения сосуда в проводниках во время эксплуатации может быть достигнуто либо путем ужесточения требований к допускаемому разбалансу натяжений канатов с учетом величины некомпенсированного опрокидывающего момента, действующего на сосуд, либо применением роликовых направляющих на нижнем поясе сосуда, параметры статической жесткости которых определены с учетом изложенных результатов, а их установка гарантирует поджатие катков к рабочим поверхностям проводников.

Из вышеизложенного следует, что при длительной эксплуатации ШПУ в состоянии накапливающегося повышенного износа оборудования, влияния сдвижения горных пород, многочисленных ремонтных работ динамическое взаимодействие звеньев приобретает свойство интенсивной суперпозиции с опасностью спонтанного разрушения основных несущих конструкций, утрачивая проектный безопасный характер. Существующий перечень нормированных параметров и критериев технического состояния не отражает полной картины причинно-следственных связей

между параметрами работы ШПУ и уровнем безопасности систем «сосуд – армировка» при длительной эксплуатации.
В условиях длительной эксплуатации и повышенного износа для обеспечения адекватности представления картины причинно-следственных связей между параметрами оборудования и уровнем безопасности систем «сосуд – армировка» необходимо расширение нормируемых параметров и критериев их классификации по уровням аварийной опасности.

Разбаланс натяжений головных канатов многоканатных ШПУ в пределах, допустимых действующими ПЭ, оказывает значительное дестабилизирующее влияние на центровку подъемного сосуда в проводниках жесткой и гибкой армировок стволов (одностороннее уменьшение кинематических зазоров преимущественно по направляющим нижнего пояса). Для снижения негативного перекоса подъемного сосуда необходимо в нормативной документации ограничивать не только абсолютные значения допустимых перегрузок для всего пакета канатов, но и учитывать сочетания их знаков, не допуская одновременной перегрузки канатов с одной стороны от оси сосуда и ослабления с другой.

Литература

1. В.И. Самуся, С.Р. Ильин, В.Е. Кириченко, И.С. Ильина: Динамика канатных и гидротранспортных подъемных комплексов горных предприятий. М-во образования и науки Украины, Национальный горный университет. Днепропетровск НГУ. 2015 – 286 с.

2. Ильин С.Р., Ильина С.С., Самуся В.И.: Механика шахтного подъема. М-во образования и науки Украины, Национальный горный университет. Днепропетровск НГУ. 2014 247 с. ISBN 978-966-350-476-6. Режим доступа: http://gm.nmu.org.ua/ru/Naukovi%20publikazii/naukovi_publikazii.php

3. Ильин С.Р. Анализ развития, результаты и перспективы работ по динамической диагностике и мониторингу эксплуатационного состояния армировки шахтных стволов. Transport szybowy. Monografia. Instytut Techniki Gorniczej, pp. 175-199, 2013.

4. Нестеров П.П. и др. Безуравнительный многоканатный подъем. Гостехиздат, 475 с. Киев. 1963.

Wpływ parametrów prowadnic obudowy pionowego szybu na procesy dynamiczne w układzie naczynie wyciągowe – obudowa szybu

Влияние параметров сечения проводников армировки вертикальных стволов на динамические процессы в системе «сосуд-армировка»

Ильин С.Р. – ИГТМ им. Н.С.Полякова НАН Украины; **Радченко В.К**. – ООО АГАТ, **Соломенцев К.А**. – Филиал ПАО «Научно исследовательский институт горной механики им. М..М. Федорова» в г. Киев, **Василькевич В.И.** – ПАО «НИИГМ им. М..М. Федорова», **Дубинин М.В**. – ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова», **Ильина С.С**., **Ильина И.С**. – Национальный горный университет

1. Общие положения

В настоящее время большинство вертикальных стволов угольных и 65% стволов горнорудных предприятий, прослужили по 40 - 50 лет. Подземная часть подъемных комплексов эксплуатируется в тяжелых условиях сильного износа и деградации под действием агрессивной шахтной среды, сдвижения горных пород, подвергается значительным динамическим нагрузкам. Такая ситуация привела к тому, что по критериям аварийной опасности технического состояния оборудования интенсивность работы шахтных подъемов повсеместно снизилась в 2-3 раза, скорости подъема с проектных 14 м/с снизились до 5-8 м/с.

Шахтные стволы являются непрерывно эволюционирующими системами, в разный период времени находящимися в разных видах технического состояния - от исправного до аварийно опасного. С увеличением срока их эксплуатации скорость возможного локального перехода из исправного в аварийно опасное состояние растет из-за параллельного накопления сопутствующих деградационных явлений во все большем числе элементов стволового оборудования. Это является главным источником аварий в шахтных стволах с тяжелыми материальными последствиями и угрозой для жизни людей, что вызывает необходимость технической реконструкции с полной или частичной заменой армировки, изменения схемы и шага ярусов, перехода с одного типа проводников на другой и пр.

Самое большое распространение на шахтах горнорудной промышленности Украины в настоящее время имеют металлические коробчатые проводники из сварных равносторонних уголков. Преимущества этих проводников – простота изготовления и малая стоимость.

Аппаратурные динамические испытания систем «сосуд – армировка», проводимые авторами, показали, что динамические нагрузки во многих стволах на участках нарушения вертикальности достигают 40-50-75 кН и более. В то же время на участках с малыми отклонениями проводников от вертикали, не превышающими 10-15 мм, распределенными по длине 20-30 длин сосуда, сосуды движутся в безударном режиме. Высокий уровень эксплуатационных нагрузок, высокая агрессивная водно-воздушная среда в стволе, приводит к ускоренному износу проводников, и снижает ниже допустимого уровня динамические запасы прочности проводников и расстрелов, узлов их крепления. Поэтому высокие, часто повторяющиеся при работе динамические нагрузки приводят к ускоренному образованию усталостных трещин и разрыву сварочных швов проводников.

Средняя интенсивность коррозии расстрелов на шахтах Криворожского бассейна составляет 0,1-0,3 мм в год. Выполненными авторами исследованиями установлено, что в настоящее время для армировок стволов со сроком эксплуатации более 30-40 лет

без эффективных средств антикоррозийной защиты, годовая скорость коррозии достигает величины 0,4 - 0,85мм/год.

На одной шахте широко проходят проверку безсварные, холоднотянутые коробчатые проводники, с толщиной стенки 12мм, 14мм, 16мм. Преимущества этих проводников – отсутствие сварных швов и более высокая статическая прочность по сравнению с традиционными шахтными проводниками, заложенными по первоначальному проекту при строительстве ствола. Недостаток – высокая стоимость проводников и наличие закруглений на углах проводников (R=13-30мм), что критично снижает перекрытие проводника боковыми гранями П-образных жестких башмаков скольжения.

Норматив в действующей редакции Правил безопасности предписывает замену проводника при износе свыше половины толщины стенки. При этом ничего не сказано о том, по отношению к какой толщине действует это ограничение в случае применения при ремонтах в процессе длительной эксплуатации профилей проводников с толщиной стенок, отличной от первоначальной, заложенной в проекте при строительстве.

Применение усиленных проводников на первый взгляд представляется достаточно перспективным в связи большей стойкостью к коррозионному и механическому износу. Однако динамические характеристики армировки при этом могут существенно измениться по сравнению с проектными. Кроме того, процесс совместной потери толщины стенки и внешних габаритных размеров при длительной эксплуатации утолщенных проводников в результате суммарного воздействия коррозионного и механического износов имеет отличия от более тонких проводников. В этих случаях необходима серьезная предпроектная аналитическая проработка схемных и параметрических решений при реконструкции и исследование изменения динамических свойств армировки с такими проводниками при длительной эксплуатации.

2. Исследование жесткостных характеристик армировки

Исследуем изменение основных характеристик жесткости – моментов сопротивления, от остаточной толщины стенок для различных типоразмеров проводников, имеющих одинаковые начальные внешние габаритные размеры. В качестве базового примера выберем один из вертикальных стволов, в котором уже несколько лет ведется выборочная замена наиболее изношенных балок сварных проводников сечением 180х180х12(14) мм на цельнотянутые проводники сечением 180х180х14(16) мм. Срок эксплуатации ствола более 40 лет. В отделении эксплуатируются скипы со снаряженной массой до 42 т с роликовыми двухрычажными направляющими и П–образными предохранительными башмаками скольжения. Сечение ствола показано на рис. 1. Рабочая скорость подъема 11 м/с.

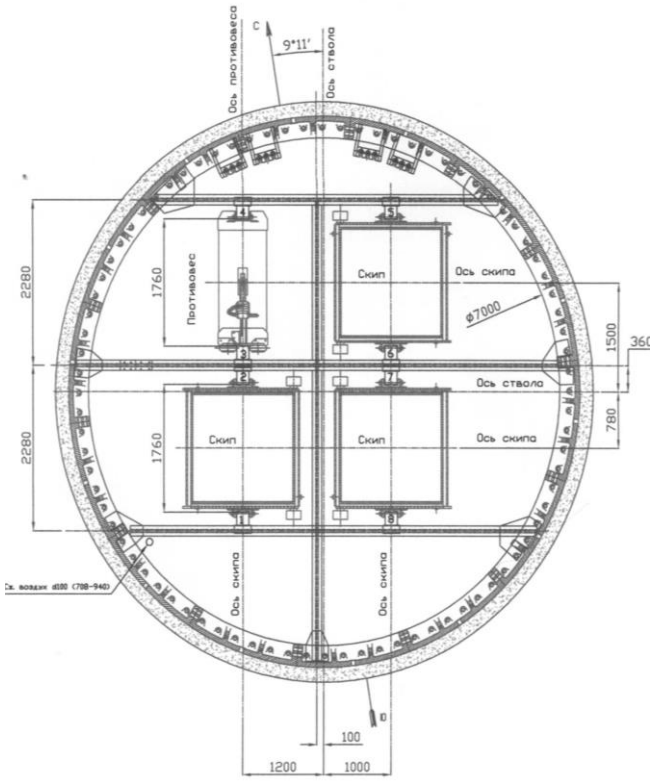
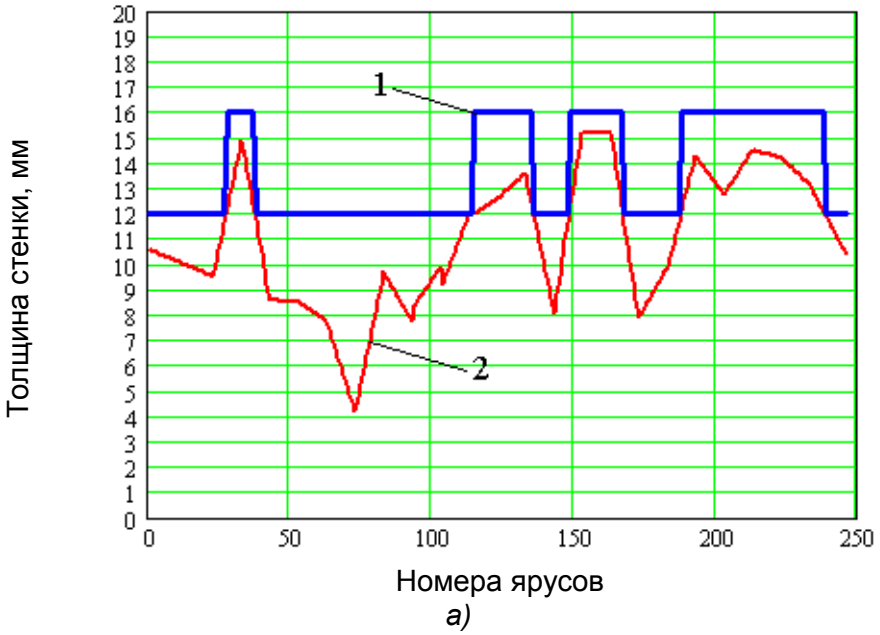
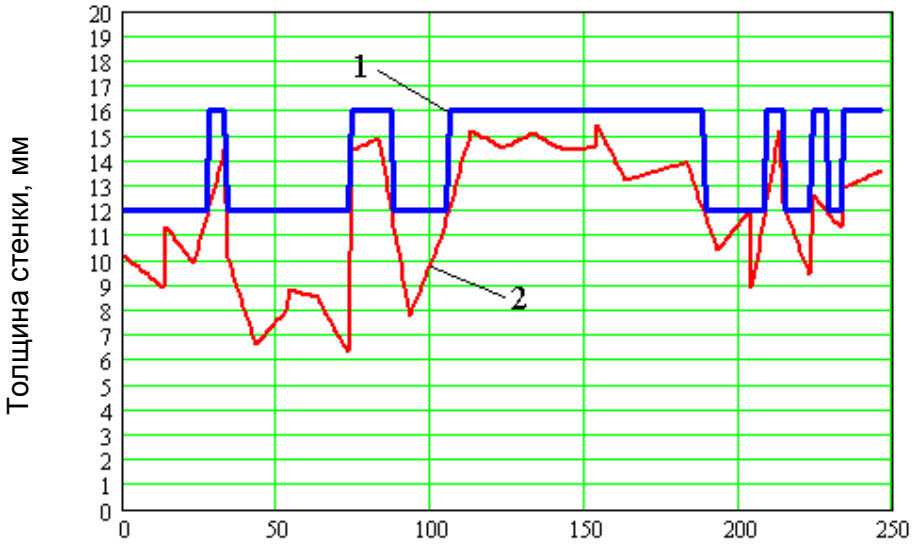


Рис.1. Сечение вертикального ствола

На рис. 2 приведены графики распределения начальных и остаточных толщин стенок 2-х проводников отделения по номерам ярусов ствола. Кривые 1 соответствуют первоначальным толщинам стенок проводников (12 мм и 16 мм), кривые 2 – фактическим остаточным толщинам. Из графиков видно, что износ на некоторых участках первоначально более толстых проводников составил от 2,5 мм до 3,5 мм. На участках с первоначально более тонкими проводниками он достигает 6…8 мм.



а)

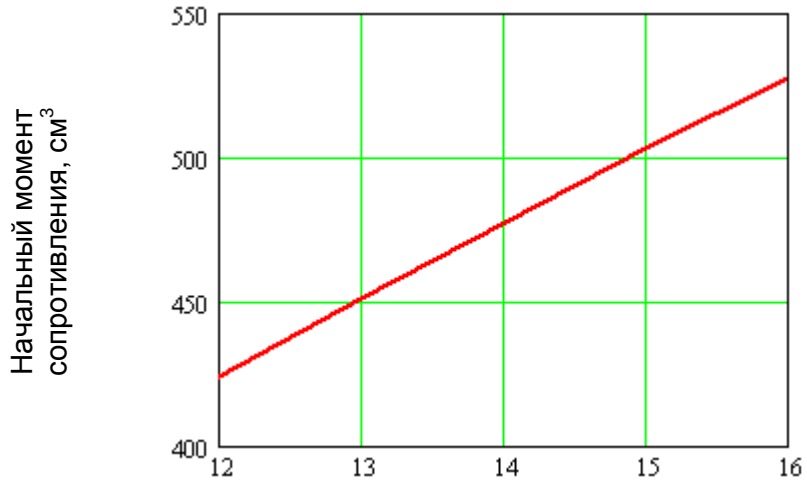


б)

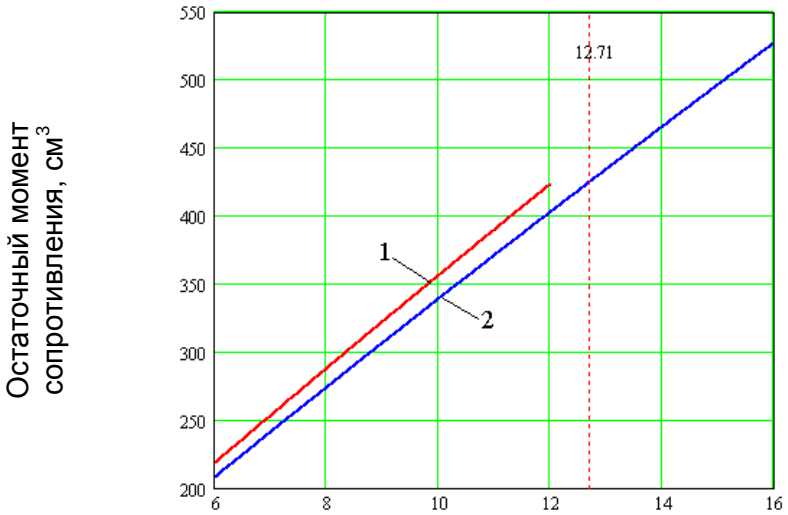
Рис. 2. Графики распределения по глубине ствола начальных и остаточных толщин стенок проводников: *(а)* – проводник №1, *(б)* – проводник №2.

На рис. 3 приведены графики зависимости момента сопротивления проводника от остаточной толщины стенки. Как следует из результатов замеров в качестве базовой, в данных условиях, можно принять модель потери сечения симметричной снаружи и изнутри проводников. Понятно, что наличие еще механического износа снаружи добавляет истирание внешних рабочих граней проводников, делает картину износа несимметричной и еще более уменьшает внешний габаритный размер проводника в лоб и в бок при одной и той же толщине стенки [1].

Из рис. 3а видно, что установленный по первоначальному проекту новый проводник сечением 180x180x12 мм имеет момент сопротивления 423 см^3, а утолщенный проводник сечением 180x180x16 мм имеет момент сопротивления 528 см^3, что на 20% больше. Соответственно у проводника с промежуточным значением толщины стенки 14 мм начальный момент сопротивления будет равен 478 см^3.



а)



б)

Рис. 3. Графики зависимости моментов сопротивления проводника от остаточной толщины стенки: *(а)* – для новых проводников; *(б)* – для проводников в процессе равномерного износа, 1 – проводник сечением 180х180х12 мм; 2 – проводник сечением 180х180х16 мм

Из рис. 3б видно, что при равномерном изнутри и снаружи износе стенок проводников первоначально более толстый проводник со стенкой 16 мм будет интенсивно терять свой первоначально больший на 20% момент сопротивления и уже начиная с остаточной толщины стенки 12,7 мм его остаточный момент сопротивления становится меньше, чем у первоначально более тонкого проводника с одинаковыми начальными внешними размерами.

Это значит, что если сравнивать несущую способность проводников только по параметру «остаточная толщина стенки» (единственному параметру, измерение которого регламентируется нормативными документами) и при этом в расчет закладывать внешний размер проводника, равный первоначальному, то такие проводники покажутся равнозначными.

В то же время, в процессе износа до остаточной толщины стенки 12 мм, проводник с первоначальной толщиной стенки 16 мм будет терять так же еще и внешнюю ширину и (в модели равномерного изнутри и снаружи износа) его момент сопротивления при остаточной толщине 12 мм уже станет на 5% меньше, чем у такого же нового с толщиной 12 мм. Учитывая, что в реальности снаружи будет действовать еще механический износ, то потеря момента сопротивления из-за несимметричности потери сечения будет еще большей.

На рис. 4 приведены графики зависимости остаточной ширины проводника от остаточной толщины стенки в модели равномерного износа.

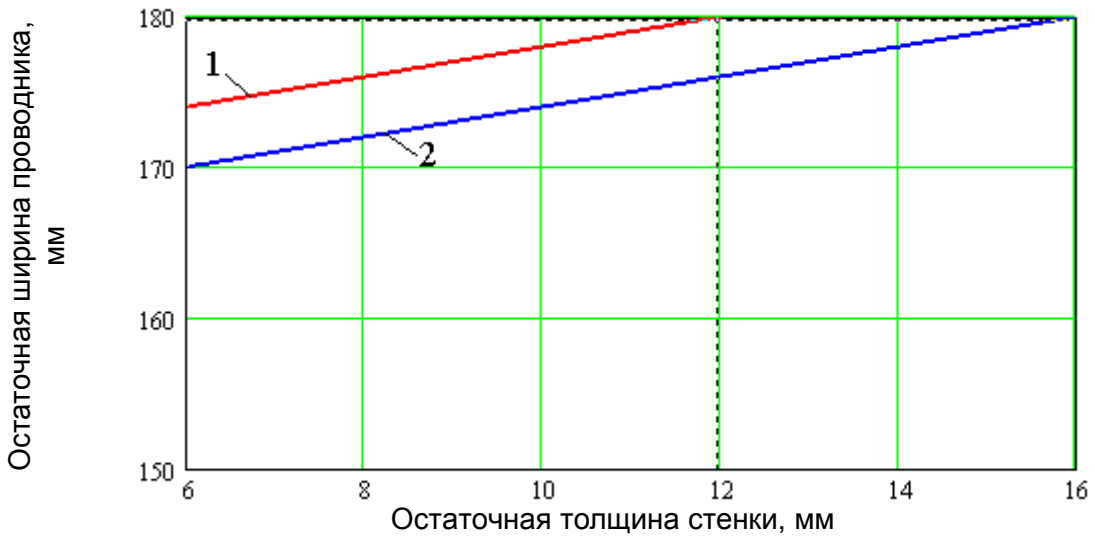


Рис. 4. Графики зависимости остаточной ширины проводника от остаточной толщины стенки: 1 – проводник сечением 180х180х12 мм; 2 – проводник сечением 180х180х16 мм

Рис. 4 показывает, что у первоначально более толстого проводника при одинаковых на момент обследования толщинах стенок остаточные внешние размеры будут меньше, чем у первоначально более тонкого. Это происходит из-за того, что пока толстый проводник износится до такой же толщины стенки, как и первоначально тонкий, его внешний размер, существенно влияющий на его прочностные параметры, значительно уменьшится. Поэтому даже при одинаковых толщинах стенок эти проводники будут неравнозначны по своим механическим характеристикам. Выполним исследования фактических кинематических зазоров на действующих подъемах в промышленных условиях.

3. Исследование допустимой скорости подъема

Исследуем, как будет меняться допустимая скорость подъема по критериям прочности, устойчивости и кинематического зацепления, считая, что сечения расстрелов (двутавр 36С) остаются неизношенными, а проводники теряют свою толщину стенок от первоначальных значений: а) – 12 мм, б) – 16 мм. Расчет выполним по Методике НИИГМ им. М.М.Федорова для глубины зева башмака 70 мм и 110 мм при номинальном значении плеча боковой силы равном сумме половины ширины расстрельной балки и 2/3 высоты нового проводника. В качестве критериев допустимой скорости подъема заложено: по прочности – предельно допустимое напряжение для коробчатых проводников 230 МПа; по критерию кинематического зацепления – предельно допустимый прогиб в пролете между ярусами 45 мм; по критерию устойчивости от демультипликационного резонанса – запас по устойчивости не менее 3,6 (Рис. 5 – 7).

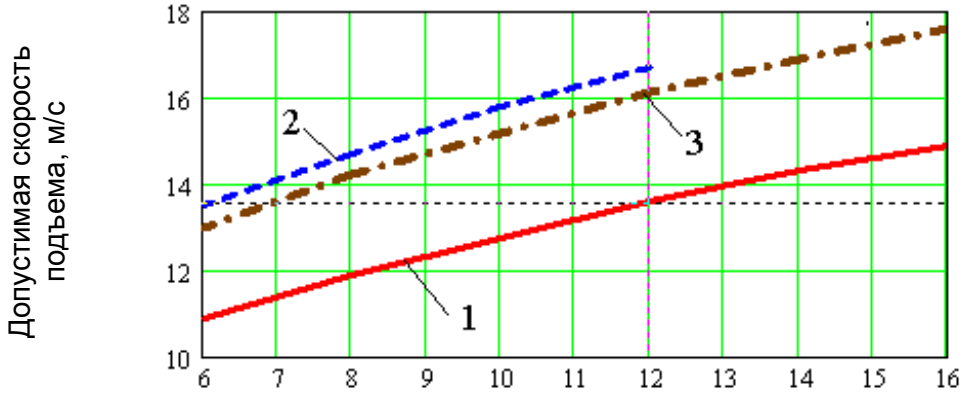
На рис. 5 приведены графики допустимой скорости подъема груженого скипа для 2-х типоразмеров проводников по критерию прочности. Кривая 1 – зев 70 мм, проводник 180х180х16 мм; кривая 2 – зев 70 мм, проводник 180х180х12 мм; кривая 3 – зев 110 мм, проводник 180х180х16 мм.

На рис. 6 показаны аналогичные графики допустимой скорости подъема по критерию устойчивости. Кривая 1 – зев 70 мм, проводник 180х180х16 мм; кривая 2 – зев 70 мм, проводник 180х180х12 мм; кривая 3 – зев 110 мм, проводник 180х180х16 мм.

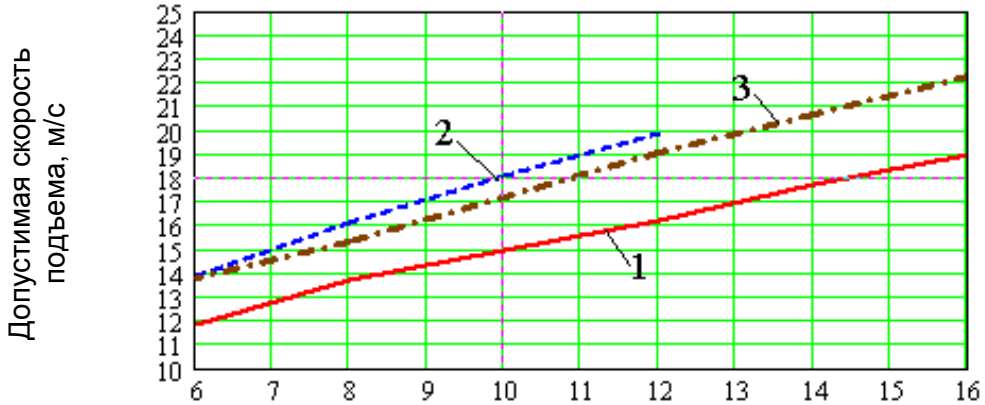
Графики показывают, что в начальный момент эксплуатации система «сосуд – армировка» с первоначально более толстыми проводниками имеет допустимую скорость подъема большую на 11,5 – 12,5%, чем система с тонкими проводниками только при зеве башмака 110 мм. При зеве башмака 70 мм допустимые скорости по всем критериям меньше, чем с зевом башмака 70 мм и проводником 180x180x12 мм. Однако, по мере утонения стенок, когда толщина стенки первоначально более толстого проводника сравнивается с толщиной нового тонкого проводника, из-за уменьшения внешних габаритов сечения допустимые скорости по всем критериям становятся на 5% – 10% меньше, чем для нового тонкого проводника (при учете в расчете геометрических параметров сечения дополнительного механического износа разница будет еще больше).

Эта пропорция для параметров данной конструкции яруса совпадает с соответствующей пропорцией для моментов сопротивления исследуемых проводников. Такая же пропорция сохраняется и при износе обоих типов проводников до остаточной толщины стенок 6 мм.

На рис. 7 показан график допустимой скорости подъема по критерию обеспечения кинематического зацепления между предохранительными башмаками и проводниками. Кривая 1 – зев 70 мм, проводник 180x180x16 мм; кривая 2 – зев 70 мм, проводник 180x180x12 мм; кривая 3 – зев 110 мм, проводник 180x180x16 мм.

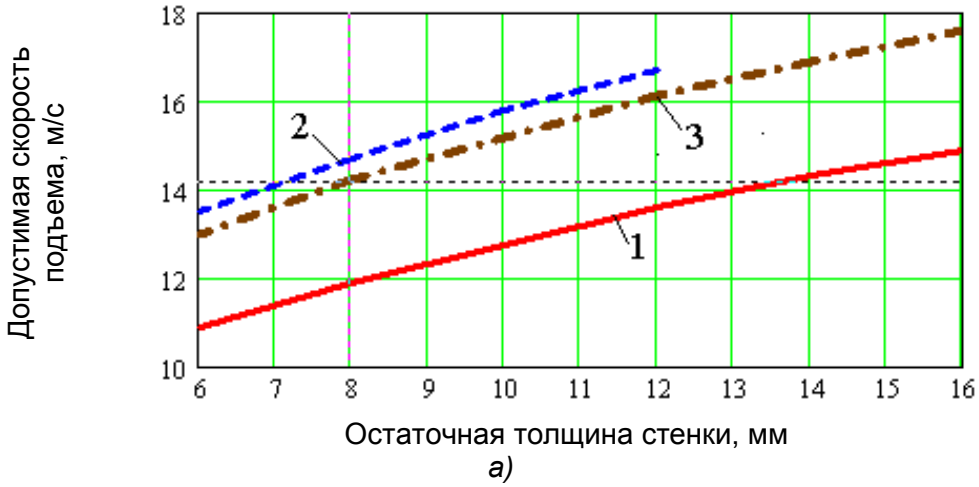


а)

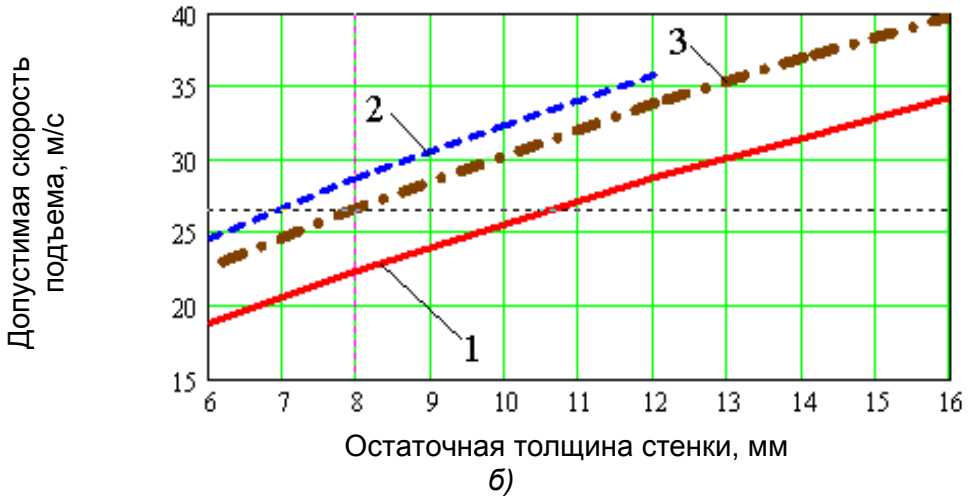


б)

Рис. 5. Допустимая скорость подъема по критерию прочности:
(а) – допустимая скорость по критерию прочности в лобовой плоскости,
(б) – допустимая скорость по критерию прочности в боковой плоскости



а)



б)

Рис.6. Допустимая скорость подъема по критерию устойчивости:
(а) – допустимая скорость по критерию устойчивости в лобовой плоскости, *(б)* – допустимая скорость по критерию устойчивости в боковой плоскости

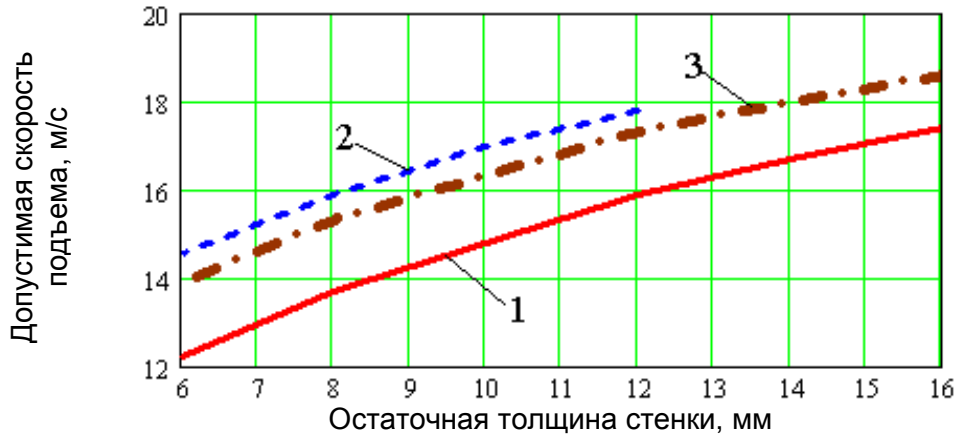


Рис. 7. График допустимой скорости подъема по критерию обеспечения кинематического зацепления между предохранительными башмаками и проводниками

Эта пропорция для параметров данной конструкции яруса совпадает с соответствующей пропорцией для моментов сопротивления исследуемых проводников. Такая же пропорция сохраняется и при износе обоих типов проводников до остаточной толщины стенок 6 мм.

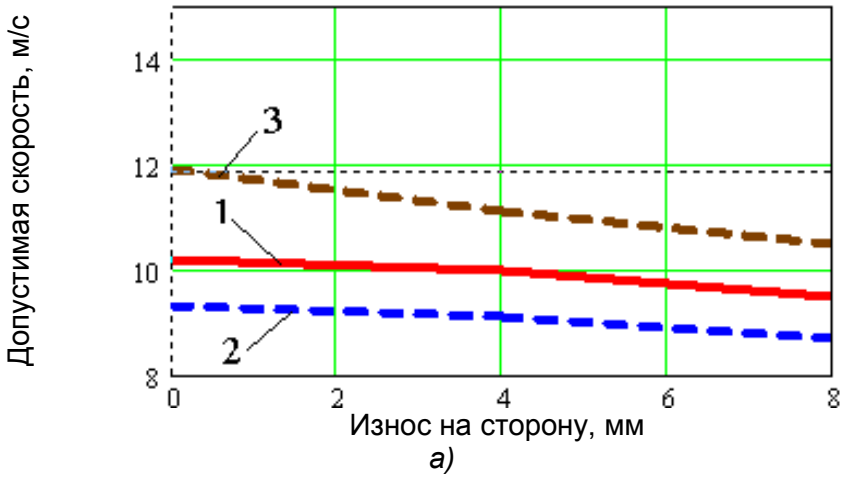
Таким образом, расчет допустимой скорости подъема без учета этого явления даст завышенные до 12% результаты (для параметров выбранной подъемно установки), что пропорционально снижает реальный запас по устойчивости и прочности по сравнению с требуемым.

Естественно, что для обеспечения безопасной работы подъема в качестве максимально допустимого выбирается наименьшее из значений скорости по всем трем критериям.
В данном случае это 10,8 м/с для проводника 180х180х12 мм при зеве башмака 110 мм или 10,1 м/с для проводника 180х180х16 мм при зеве башмака 70 мм. Видно, что эксплуатировать систему с проводником 180х180х16 мм при зеве башмака 70 мм до остаточной толщины проводника 6 мм не рационально, так как минимальная допустимая скорость подъема снижается до величины 8,8 м/с за счет уменьшения внешних габаритов проводника.

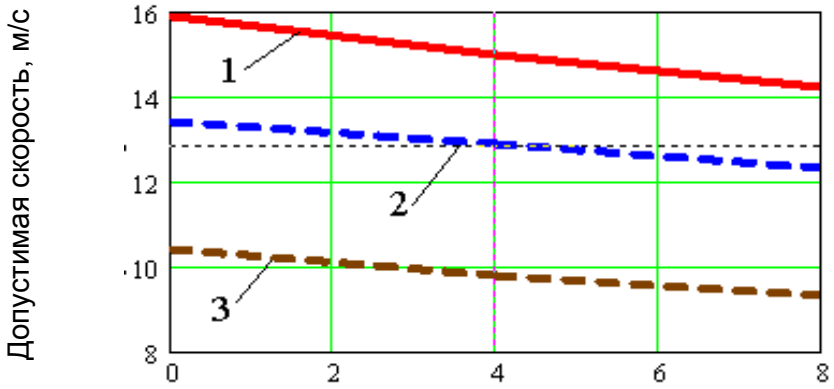
В том случае, когда полученные значения допустимых скоростей подъема лежат близко к тем, которые требуются по экономическим критериям предприятия и находятся в пределах проектного диапазона для новой подъемной установки, для уточнения фактических динамических параметров взаимодействия сосудов с армировкой необходимо проведение специальных аппаратурных испытаний, которые позволят получить качественную (есть или нет параметрического резонанса) и количественную (уровень максимальных нагрузок по ярусам) картину динамического взаимодействия и сделать вывод о допустимости того или иного динамического режима работы подъема.

Исследуем зависимость допустимой скорости подъема от шага армировки. В качестве примера рассмотрим ствол для скипового угольного подъема с двумя противостоящими рельсовыми проводниками Р43.

На рис. 8 приведены графики зависимости допустимых скоростей подъема от бокового износа головки рельсового проводника на сторону по указанным критериям, рабочими башмаками скольжения открытого типа и двутавровыми расстрелами №18 при изменении шага армировки от 3.125 м до 6.250 м. Из графиков видно, что с увеличением бокового износа на сторону проводника Р43 допустимые скорости по всем критериям уменьшаются от 7% до 13% при любом шаге армировки. При этом абсолютные значения допустимой скорости подъема для шага армировки 6.25 м на 12% больше, чем для шага 3.125 м. Причем, допустимая скорость по прочности в бок для шага 6 м выше, чем для шага 3.125 на 57%, по устойчивости в лоб на 44%, а по устойчивости в бок меньше на 13%.



а)



б)

Рис. 8. Графики допустимых скоростей подъема:
(а) – для шага армировки 3,125 м; *(б)* – для шага армировки 6 м.

Кривая 1 на рис. 8 – допустимая скорость по критерию прочности в бок, кривая 2 – допустимая скорость по критерию устойчивости в лоб, кривая 3 – допустимая скорость по критерию устойчивости в бок.

На рис. 9 приведены зависимости допустимых скоростей подъема по всем критериям от шага армировки.

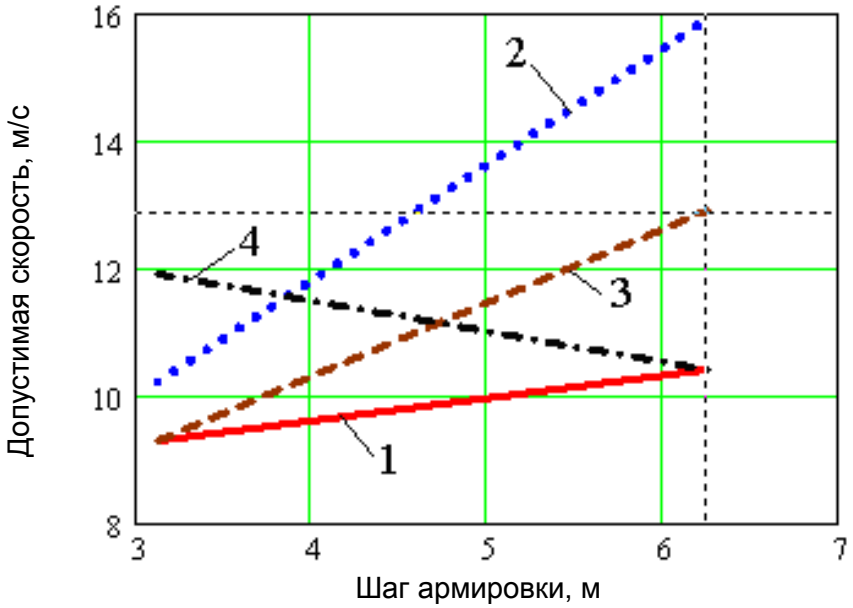
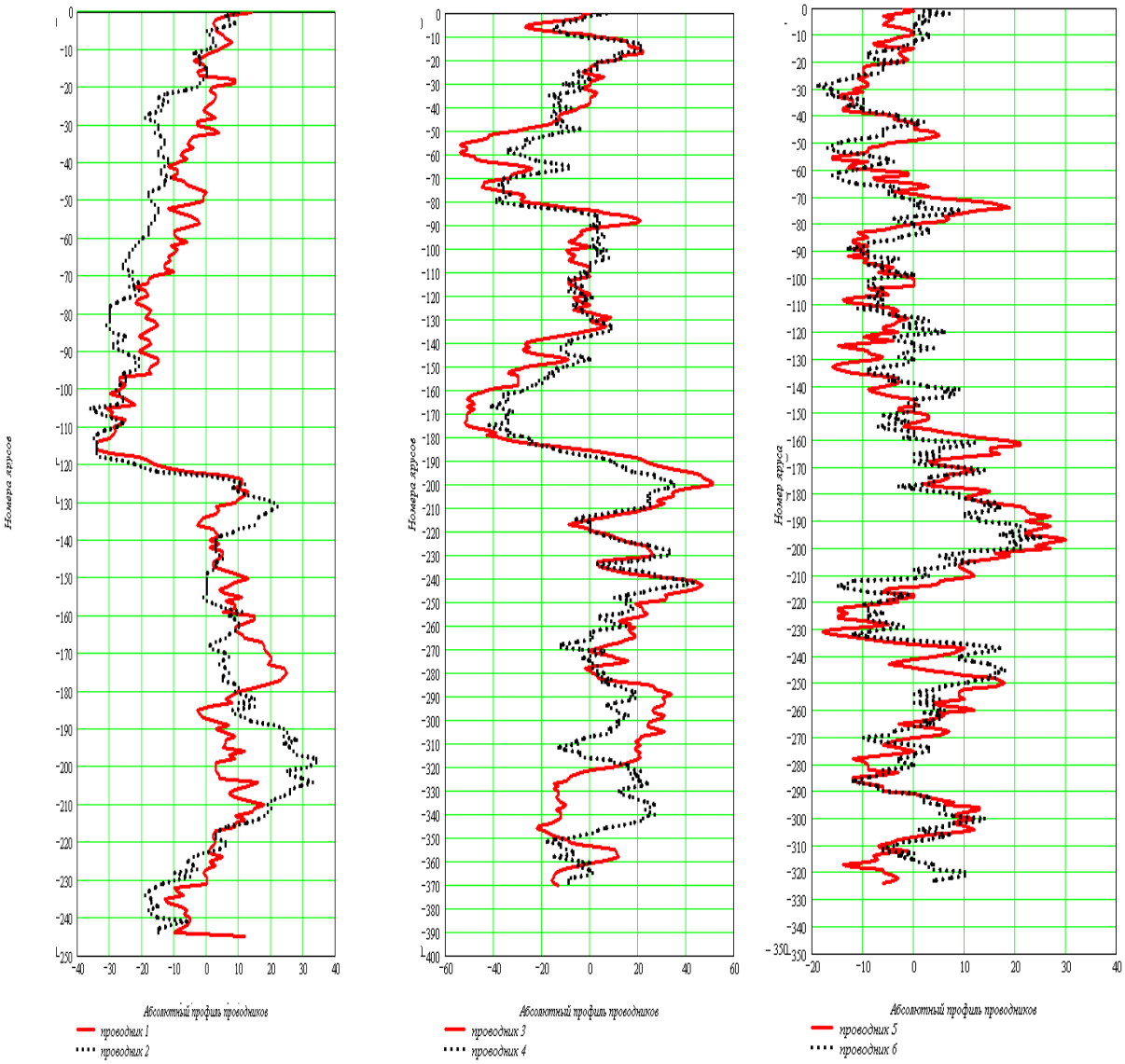


Рис. 9. Графики допустимых скоростей подъема в зависимости от шага армировки:
1 – минимально допустимая скорость по всем критериям; 2 – минимально допустимая скорость по критерию прочности от боковых нагрузок; 3 – минимально допустимая скорость по критерию динамической устойчивости в лобовой плоскости проводников; 4 – минимально допустимая скорость по критерию динамической устойчивости в боковой плоскости проводников

Из рис. 9 видно, что допустимые скорости по критериям боковой прочности, лобовой устойчивости и минимально допустимая скорость из всех критериев увеличиваются с увеличением шага армировки. Только по критерию боковой устойчивости допустимая скорость уменьшается на 15% при удвоении шага армировки. Так как по критерию безопасности для системы «подъемный сосуд – армировка» выбирается минимальное из всех критериев значение допустимой скорости, то оказывается, что при шаге

3,125 м минимизирующим критерием оказывается критерий лобовой устойчивости, а для шага 6,25 м (то есть более податливой армировки) критерий боковой устойчивости (кривая №1 начинается от минимума кривой №3, а заканчивается на минимуме кривой №4).

Приведенные результаты были получены согласно положениям Методики расчета армировок НИИГМ им. М.М.Федорова при условии, что кинематические зазоры в парах башмак – проводник и величина захода боковых граней предохранительных башмаков лежит в нормативных пределах и при расчетах могут считаться постоянными, равными максимальному нормированному значению. При длительной эксплуатации происходит неизбежное искривление осей грузоподъемных отделений стволов. Это приводит к появлению участков уширения и сужения колеи, изменяет кинематические зазоры в парах башмак – проводник.



ЗАО «ЗЖРК», ГС-1, породное скиповое отделение

Сухая Балка, «Юбилейный», скиповое отделение

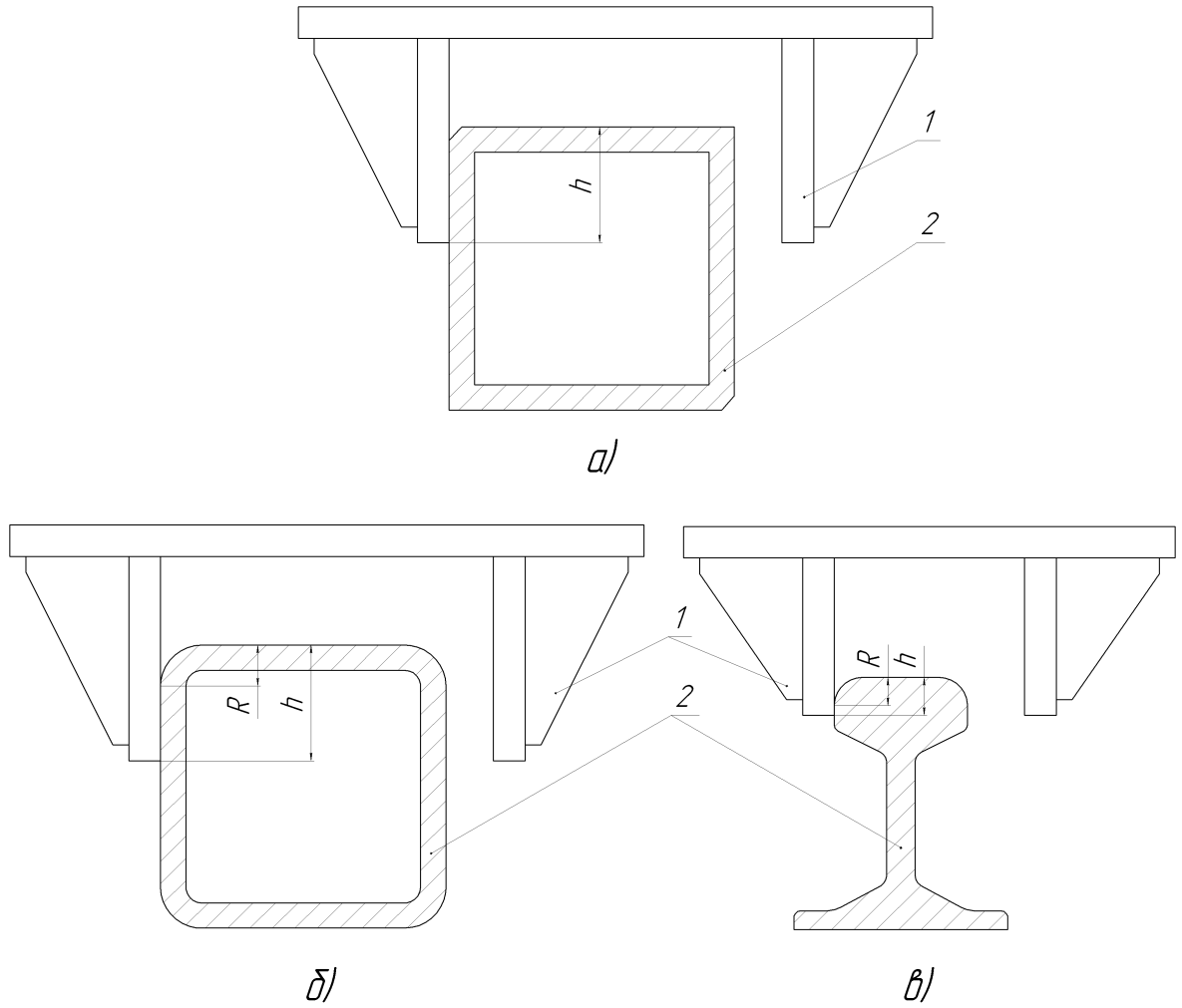
КЖРК, Заря, восточное скиповое отделение

Рис. 10. Профили проводников рудоподъемных стволов

Как показывают специализированные обследования армировок вертикальных стволов, проводимые авторами, в некоторых случаях, не смотря на то, что зазоры можно

регулировать за счет толщины сменных вкладышей и поддерживать их на нормированном уровне (15 – 23 мм на сторону, или 30 – 46 мм суммарного зазора), значительные искривления проводников приводят к тому, что с целью предотвращения затирания сосуда на участках сужения служба эксплуатации допускает работу с лобовым зазорами в 1,5 – 2 раза превышающими нормированные значения. В этом случае значительно (причем по гармоническому закону с частотой лобовых колебаний) изменяется величина захода боковых граней башмаков скольжения на рабочие поверхности проводников, меняется площадь бокового контакта и мгновенная координата точки приложения распределенной контактной нагрузки. Это приводит к синхронному циклическому изменению динамических напряжений в проводниках и расстрелах армировки, условий динамической устойчивости движения подъемных сосудов.

На рис. 11. приведены схемы взаимодействия башмаков скольжения с проводниками, имеющими скругленные ребра

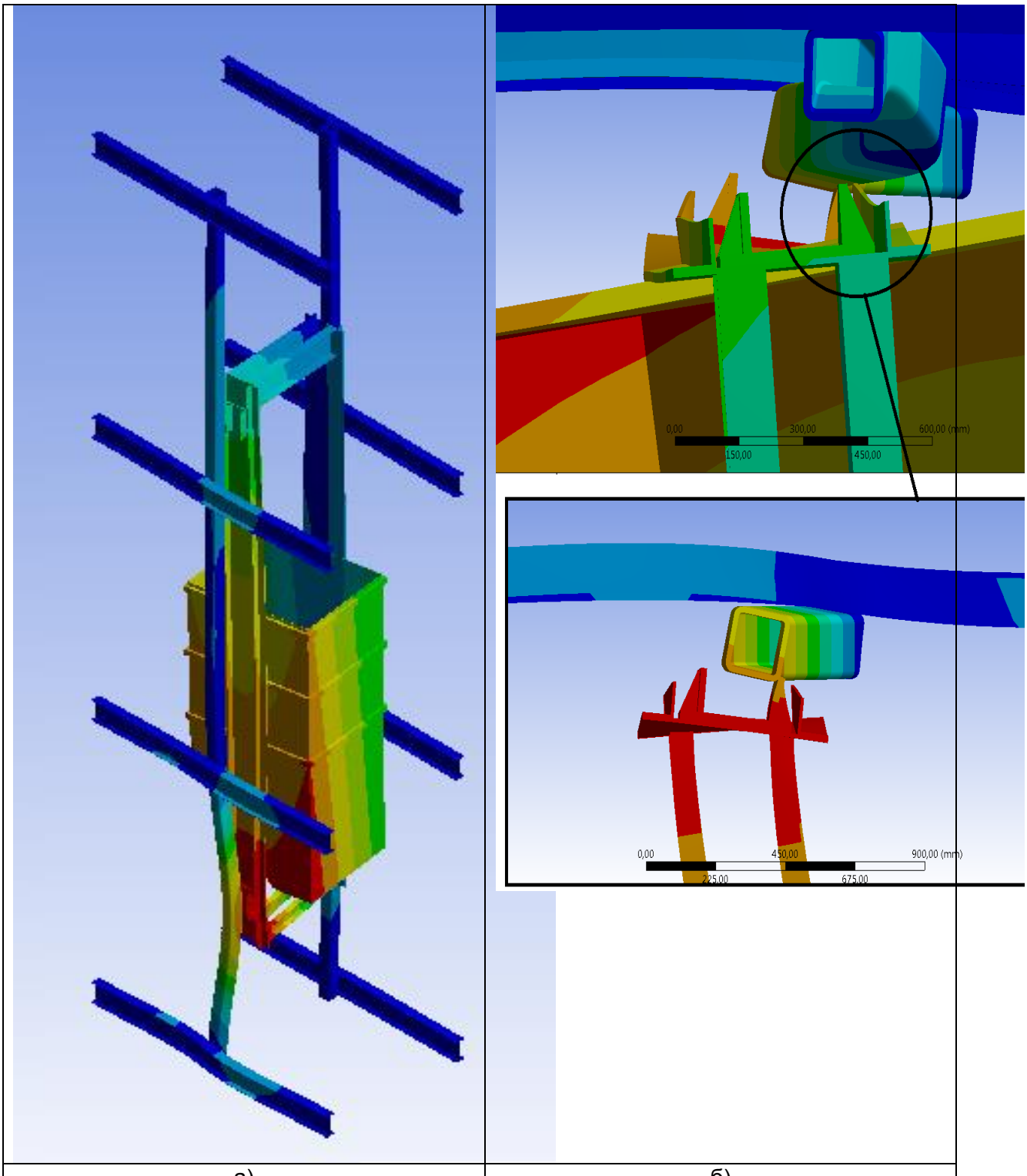


1 – Направляющее устройство сосуда (башмак);
2 – Проводник;
R – радиус закругления ребер проводника;
h – перекрытие проводника башмаком;

Рис. 11 Схема взаимодействия башмаков открытого типа с проводниками, имеющими скругленные ребра

Исследуем поведения системы «сосуд-армировка» в состоянии предельного зацепления башмаков с проводниками при значительных статических и динамических уширениях колеи [2, 3, 4].

На рис. 12 приведены: схема деформирования скипа и армировки (а); схемы деформирования башмака и проводника в состоянии предельного зацепления (б).



а) б)

Рис. 12. Схемы деформирования системы «скип – башмаки - проводники»

На рис. 13 и 14 приведены результаты расчета предельных значений параметров системы «башмак-проводник» при выходе башмака из зацепления.

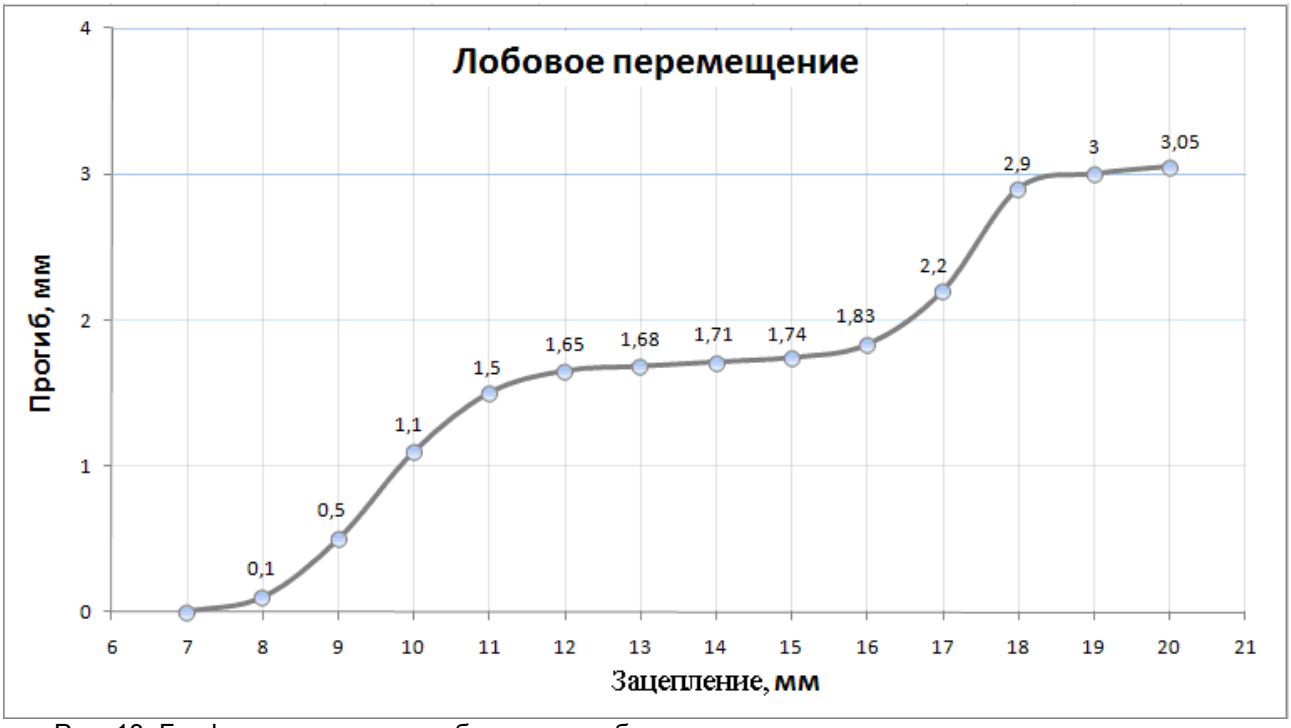


Рис. 13. График зависимости лобового прогиба проводника в состоянии соскальзывания от первоначального перекрытия при силе из графика рис. 14 для каждой величины зацепления

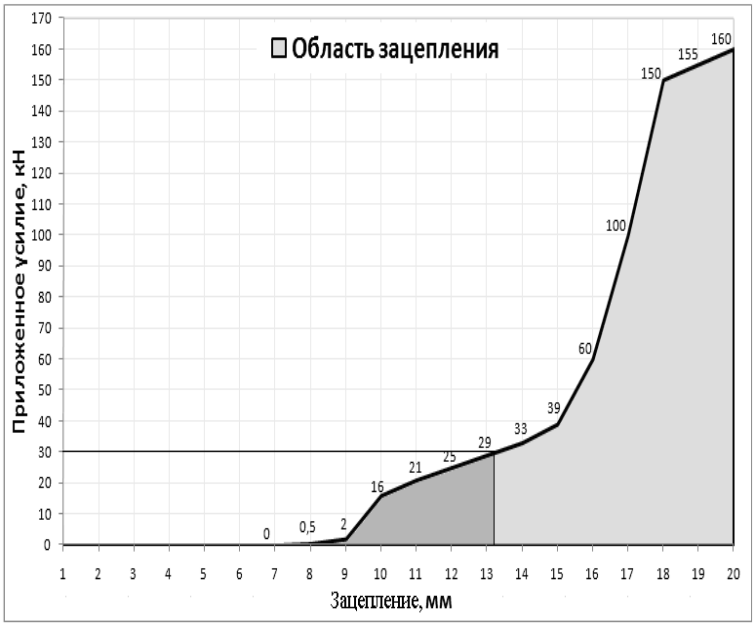


Рис. 14. Зависимость предельно допустимого бокового усилия на башмак по критерию выхода из зацепления от первоначального перекрытия проводника боковой гранью П-образного башмака скольжения

Расчеты показали, что для выбранного примера опасность выхода сосуда из зацепления с проводниками, имеющими скругленные ребра, в зависимости от геометрической формы поперечного сечения проводника (радиуса скругления) и действующей горизонтальной нагрузки, может наступить при динамических нагрузках более 30кН (на всех рудных стволах это составляет от 10% 20% горизонтальных

нагрузок, которые находятся в пределах 35-107 кН), даже когда динамические прогибы, гораздо меньших, чем значение 45 мм, нормированное в ПБ (ЕПБ) для угольных и рудоподъемных стволов. Поэтому параметры безопасной эксплуатации систем «подъемный сосуд - армировка» с проводниками, имеющими скругленные ребра, необходимо определять путем индивидуального расчета допустимых значений деформаций армировки в зависимости от фактических контактных нагрузок, параметров формы сечения и профилей проводников, глубины зева башмаков, определенных с применение аппаратурных методов контроля при проведении специализированных обследований.

Более жесткая армировка предъявляет более строгие требования к ограничениям на искривления пути проводников, чем более податливая, на которую был рассчитан ствол при строительстве, а по критерию динамической устойчивости по отношению к параметрическому резонансу, рост амплитуды динамических нагрузок, не смотря на увеличение прочности проводников, приводит к некоторому снижению допустимой скорости подъема. По критерию зацепления утолщенные проводники снижают допустимую скорость подъема только в том случае, если они имеют закругленные ребра. Это происходит из-за того, что на величину радиуса закругления уменьшается область эффективного перекрытия проводника боковыми гранями П-образных жестких башмаков скольжения. Это приводит к тому, что значительно снижается допустимая суммарная величина динамического прогиба проводников вместе с уширением колеи и величиной износа башмаков. Расчеты показывают, что в этих случаях безопасное допустимое уширение колеи может оказаться намного меньше нормативного значения +24 мм, особенно в условиях значительного истирания лобовых вкладышей башмаков и увеличения кинематических зазоров.

Минимально допустимое перекрытие проводника боковыми гранями П-образных жестких башмаков скольжения определяется суммарным одновременным воздействием лобовых и боковых контактных нагрузок на различные (противостоящие) проводники и фактическим уширением колеи на ярусе, которое суммируется с динамическим лобовым прогибом противостоящего проводника.

Все вышеизложенное показывает, что при замене коробчатых проводников на более утолщенные на стадии эксплуатации ствола необходимо выполнить индивидуальное обследование каждого ремонтируемого отделения, и на основании результатов этих исследований и расчетов устанавливается индивидуальный для каждого подъемного отделения технический регламент перехода на новый тип проводников, устанавливаются сроки и порядок новых обследований, параметры, подлежащие измерению при обследовании (в частности, измерения остаточной высоты и ширины проводников).

4. Выводы

1. Использование в качестве шахтных проводников квадратного проката с толщинами стенок, превышающими проектные, в процессе эксплуатации вносит существенные изменения в динамические деформационно-прочностные характеристики армировки и требует проведения специальной динамической оценки работоспособности систем «сосуд – армировка».

2. При равных остаточных толщинах стенок проводники, имевшие бо'льшую начальную толщину и установленные взамен более тонких, проектных, в силу большего износа внешних рабочих поверхностей при длительной эксплуатации приобретают меньшие прочностные характеристики, чем те, которые имели более тонкие стенки при установке.

3. Возможность применения проводников из холоднотянутых квадратных труб для ствола шахты необходимо определять на основании результатов технического осмотра армировки ствола специализированной организацией, разрабатывая индивидуальный для каждого подъемного отделения технический регламент перехода на новый тип проводников.

Литература

1. Ильин С.Р., Соломенцев К.А., Василькевич В.И. Анализ влияния формы сечения коробчатых проводников жесткой армировки шахтных стволов на допустимую скорость движения подъемных сосудов. ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. Сб-к. науч. тр. Вып. 120, Днепропетровск. 2014, с.265-275.

2. Дубинин М.В., Дворников В.И. Конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния жесткой армировки стволов под действием эксплуатационных нагрузок со стороны подъемных сосудов. Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного и нефтепромыслового оборудования: Материалы I Международной науч.-практ. конф. «Горная электромеханика – 2014», Пермь. 2014 г. под ред. д-ра техн. наук Г.Д. Трифанова и д-ра техн. наук, проф. Г.З. Файнбурга. Изд-во Перм. нац. иссл. политех. ун-та. Пермь, 2014. С.55-60.

3. Ильин С.Р. Соломенцев К.А. Дубинин М.В. Определение допустимых параметров зацепления в системах «сосуд – жесткая армировка» вертикальных стволов с проводниками, имеющими скругленные ребра. Материалы XIV Международной научно-технической конференции «Производство и эксплуатация стальных канатов – проблемы и решения», Одесса 2015.

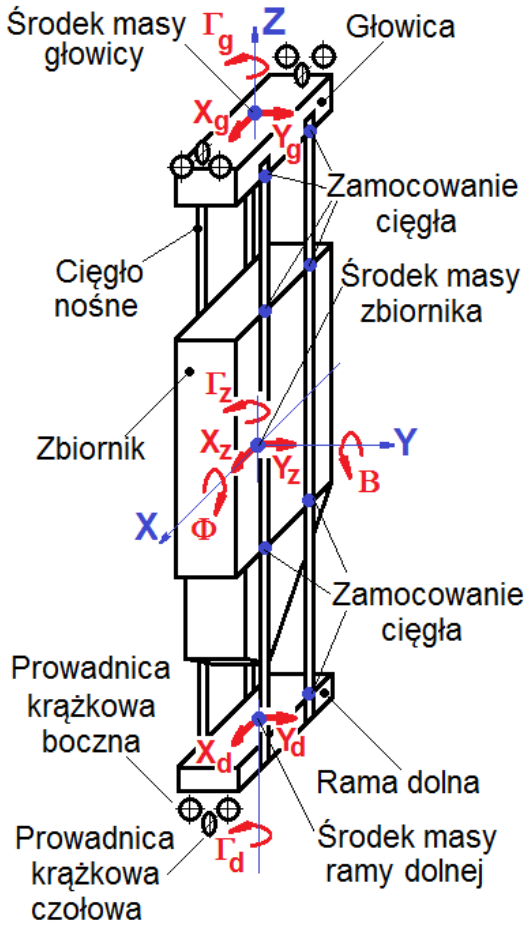
4. Ильина С.С. Моделирование динамики системы «сосуд - армировка» в программном комплексе SolidWorks-SolidMotion-CosmosWorks. Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. Сб. наук. Праць, НДІГМ ім. М.М. Федорова, Донецьк. 2010-2011. №104-105. С. 56-78.

Założenia dla metody obliczania i oceny zmienności naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów wyciągów szybowych

Marek Płachno – Akademia Górniczo-Hutnicza, **Marek Szczygieł** – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

1. Wprowadzenie

Problem przydatności obliczeniowej przedmiotowych modeli matematycznych dotychczas opublikowanych



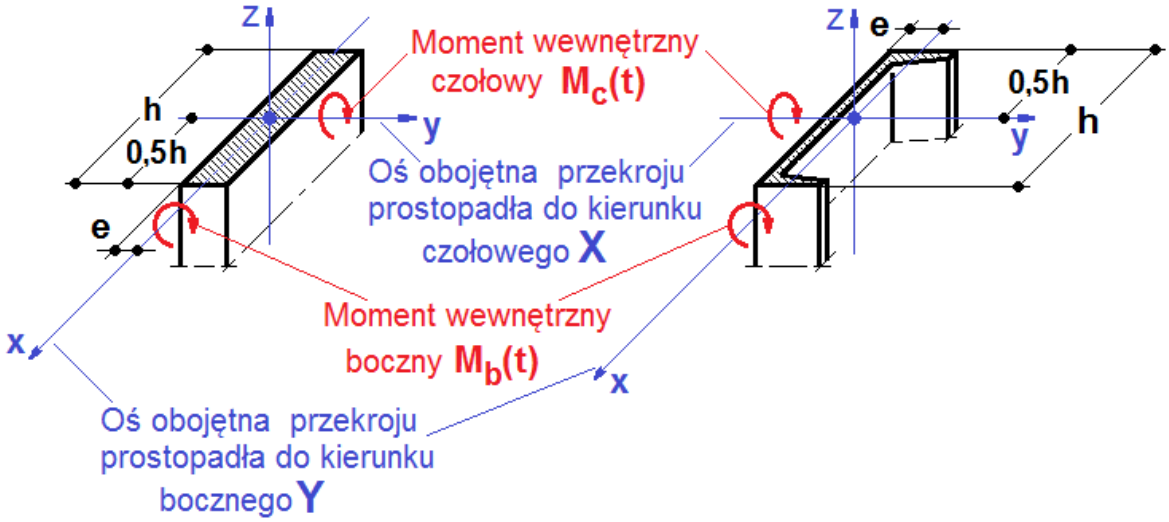
Rys.1. Model fizyczny skipu z tzw. sztywną skrzynią

Nierówności torów prowadzenia skipu w szybie, oddziaływujące na prowadnice krążkowe czołowe oraz boczne skipu podczas jego jazdy w szybie, są kinematycznym wymuszeniem dynamicznego ruchu poprzecznego głównych mas skipu, tj. głowicy, zbiornika oraz ramy dolnej. W typowej dla polskich wyciągów konstrukcji skipów z tzw. sztywną skrzynią (rys.1), główne masy skipu są trwale połączone ze sobą za pomocą pionowych prętów – cięgieł nośnych – których sztywność konstrukcyjna jest znacznie mniejsza od sztywności głowicy, zbiornika i ramy dolnej skipu.

Z tego powodu, skip jest w sensie fizycznym układem sprężysto-masowym [5], w którym nierówności torów prowadzenia – oddziaływujące na prowadnice krążkowe skipu podczas jazdy w szybie – wymuszają poprzeczny ruch dynamiczny głównych mas skipu. Ten ruch dotyczy aż jedenastu stopni swobody, jakie ma układ sprężysto-masowy skipu (rys.1), wskutek czego zawiera przemieszczenia postępowe X_g, Y_g środka masy głowicy, przemieszczenia postępowe X_z, Y_z środka masy zbiornika, przemieszczenia postępowe X_d, Y_d środka masy ramy dolnej oraz przemieszczenia kątowe Γ_g głowicy względem jej środka masy, przemieszczenia kątowe B, Φ, Γ_z zbiornika względem jego środka masy i przemieszczenia kątowe Γ_d ramy dolnej względem środka masy tej ramy [3, 5, 7, 9].

W opublikowanych dotychczas pracach dotyczących modelowania drgań poprzecznych naczynia wyciągowego w szybie – np. [3, 5, 7, 9] – przyjmowano założenie, że obciążenia wewnętrzne cięgieł nośnych tego naczynia powodowane przez jego drgania, to dwa, niezależne względem siebie, zmienne momenty wewnętrzne, którymi są (rys. 2):

- zmienny moment wewnętrzny boczny $M_b(t)$, zginający cięgło względem osi obojętnej **x** poprzecznego przekroju cięgła, równoległej do kierunku **X** modelu skipu, jak na rys. 1,
- zmienny moment wewnętrzny czołowy $M_c(t)$, zginający cięgło względem osi obojętnej **y** poprzecznego przekroju cięgła, równoległej do kierunku **Y** modelu skipu, jak na rys. 1.



Rys. 2. Dynamiczne obciążenia wewnętrzne cięgieł nośnych skipu odpowiadające założeniom przyjmowanym w dotychczasowych próbach obliczania naprężeń zmiennych w tych cięgłach

Wyniki diagnostycznych badań przedmiotowych naprężeń, przedstawione w publikacji [6], wykazały potrzebę weryfikacji tego założenia. Wyniki [6] dowiodły bowiem, że oprócz zmiennych momentów wewnętrznych zginających – uważanych w modelach obliczeniowych dotychczas opublikowanych za jedyne determinanty tych naprężeń – występuje też w cięgłach nośnych skipu zmienny moment wewnętrzny skręcający oraz zmienna siła wewnętrzna rozciągająca – których to obciążeń wewnętrznych dotychczas nie brano pod uwagę.

Potrzebę takiej weryfikacji wykazano m.in. porównując współczynniki sztywności poprzecznej czołowej i bocznej cięgieł nośnych skipu o ładowności 33 Mg, obliczone za pomocą wzorów [3, 5, 7, 9], ze współczynnikami zmierzonymi, tj. wyznaczonymi przez przeliczenie wyników pomiaru omówionych w [6]. Współczynniki obliczone, które dotyczyły zginania cięgieł w kierunku czołowym, miały wartości nieprzekraczające 45% współczynników zmierzonych. Z kolei współczynniki obliczone, odnoszące się do zginania cięgieł w kierunku bocznym, były mniejsze od współczynników zmierzonych aż 40 razy.

2. Założenia wynikające z probabilistycznej istoty zmiennych naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipu

Te założenia dotyczą przypisania zmiennych losowych obliczeniowym wartościom kwadratów amplitud naprężenia normalnego i naprężenia stycznego w cięgle nośnym skipu, tj. wartościom kwadratów amplitud każdego z obu naprężeń obliczonych dla tzw. punktów krytycznych obliczeniowego przekroju cięgła. Dla takich zmiennych losowych przyjmuje się w omawianej metodzie rozkłady prawdopodobieństwa wg dystrybuanty *Weibulla*:

$$P(z_\sigma) = 1 - \exp\left\{-\left[\frac{z_\sigma}{(\sigma^2)_o}\right]\beta_\sigma\right\} \qquad (1)$$

$$P(z_\tau) = 1 - \exp\left\{-\left[\frac{z_\tau}{(\tau^2)_o}\right]\beta_\tau\right\}$$

gdzie:

$\mathbf{z_\sigma}$, $\mathbf{z_\tau}$ – kolejno: zmienna losowa przypisana obliczeniowym wartościom kwadratów amplitud naprężenia normalnego w cięgle skipu oraz zmienna losowa przypisana obliczeniowym wartościom średniokwadratowym amplitud naprężenia stycznego w tym cięgle,
$\mathbf{\beta_\sigma}$, $\mathbf{(\sigma^2)_o}$, $\mathbf{\beta_\tau}$, $\mathbf{(\tau^2)_o}$ – wartości obliczane w omawianej metodzie jako tzw. probabilistyczne parametry naprężenia w cięgle, odpowiednio normalnego i stycznego.

W przedstawionej metodzie założono, że wartości losowe kwadratów rzeczywistych amplitud naprężenia normalnego w cięgle nośnym skipu oraz wartości losowe kwadratów rzeczywistych amplitud naprężenia stycznego w tym cięgle, powtarzają się w każdym cyklu transportowym skipu w szybie. Na tej podstawie przyjęto, że obliczeniowa wartość kwadratu maksymalnej amplitudy każdego z tych naprężeń jest kwantylem rozkładu prawdopodobieństwa zmiennej losowej, odpowiednio $\mathbf{z_\sigma}$, $\mathbf{z_\tau}$, mającym rząd obliczany ze wzorów, (2) jako $\mathbf{S_\sigma}$ w przypadku naprężenia normalnego, oraz jako $\mathbf{S_\tau}$ w przypadku naprężenia stycznego:

$$S_\sigma = 1 - \frac{1}{T_v \cdot f_\sigma} \quad , \quad S_\tau = 1 - \frac{1}{T_v \cdot f_\tau} \tag{2}$$

We wzorach (2) oznaczono:

$\mathbf{T_v}$ - czas jazdy skipu w szybie pomiędzy stacjami końcowymi,
$\mathbf{f_\sigma}$, $\mathbf{f_\tau}$ - kolejno: częstotliwość dominująca dla widma naprężenia normalnego w cięgle nośnym skipu oraz częstotliwość dominująca dla widma naprężenia stycznego w tym cięgle, obliczana dla każdego z obu naprężeń jako jego parametr widmowy.

Parametry probabilistyczne tj. liczby $\mathbf{\beta_\sigma}$, $\mathbf{(\sigma^2)_o}$, $\mathbf{\beta_\tau}$, $\mathbf{(\tau^2)_o}$, wyznacza się w omawianej metodzie za pomocą zależności:

$$\frac{\Gamma\left(\frac{2}{\beta_\sigma}+1\right)}{\Gamma^2\left(\frac{1}{\beta_\sigma}+1\right)} = 1 + \frac{\sum_{j=1}^{K}(D\sigma^2)_j}{\left[\sum_{j=1}^{K}(E\sigma^2)_j\right]^2} \quad , \quad (\sigma^2)_o = \frac{\sum_{j=1}^{K}(E\sigma^2)_j}{\Gamma\left(\frac{1}{\beta_\sigma}+1\right)} \tag{3}$$

$$\frac{\Gamma\left(\frac{2}{\beta_\tau}+1\right)}{\Gamma^2\left(\frac{1}{\beta_\tau}+1\right)} + 1 = \frac{\sum_{j=1}^{K}(D\tau^2)_j}{\left[\sum_{j=1}^{K}(E\tau^2)_j\right]^2} \quad , \quad (\tau^2)_o = \frac{\sum_{j=1}^{K}(E\tau^2)_j}{\Gamma\left(\frac{1}{\beta_\tau}+1\right)}$$

w których:

Γ - symbol funkcji gamma,
j - numer pasma rezonansowego w układzie sprężysto-masowym skipu,
K - liczba pasm rezonansowych w układzie jw.,
$\mathbf{(E\sigma^2)_j}$, $\mathbf{(E\tau^2)_j}$ - kolejno: średnia obliczeniowych wartości kwadratów amplitud w j-tym składniku widmowym naprężenia normalnego w cięgle skipu oraz średnia obliczeniowych wartości

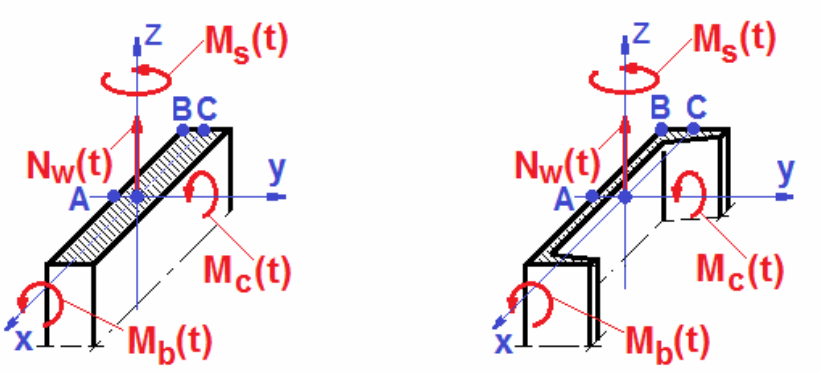
kwadratów amplitud w j-tym składniku widmowym naprężenia stycznego w tym cięgle, obliczana dla każdego z obu naprężeń jako jego parametr widmowy,

$(D\sigma^2)_j$, $(D\tau^2)_j$ - kolejno: wariancja obliczeniowych wartości kwadratów amplitud w j-tym składniku widmowym naprężenia normalnego w cięgle skipu oraz wariancja obliczeniowych wartości kwadratów amplitud w j-tym składniku widmowym naprężenia stycznego w tym cięgle, obliczana dla każdego z obu naprężeń jako jego parametr widmowy.

3. Założenia wynikające z widmowej istoty zmiennych naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipu

Parametry widmowe naprężeń w cięgle nośnym skipu, tj. średnie $(E\sigma^2)_j$ i wariancje $(D\sigma^2)_j$ obliczeniowych wartości kwadratów amplitud kolejnych składników widmowych naprężenia normalnego oraz średnie $(E\tau^2)_j$ i wariancje $(D\tau^2)_j$ obliczeniowych wartości kwadratów amplitud kolejnych składników widmowych naprężenia stycznego, oblicza się w omawianej metodzie dla tzw. punktów krytycznych obliczeniowego przekroju cięgła, które określa się ze względu na cztery zmienne obciążenia wewnętrzne tego przekroju, tj. dwa zmienne momenty zginające $M_b(t)$, $M_c(t)$, zmienny moment skręcający $M_s(t)$ oraz zmienną siłę wzdłużną $N_w(t)$. Na rys. 3, gdzie pokazano schemat przekroju obliczeniowego dla cięgła z płaskownika oraz schemat przekroju obliczeniowego dla cięgła z ceownika – oznaczono punkty krytyczne tych przekrojów jako **A**, **B** i **C**.

.



Rys. 3. Punkty krytyczne **A**, **B**, **C** przekroju cięgła

W zakresie omawianej metody założono, że średnie $(E\sigma^2_A)_j$, $(E\sigma^2_B)_j$, $(E\sigma^2_C)_j$ dotyczące obliczeniowych wartości kwadratów amplitud naprężenia normalnego – jakie ma j-ty składnik widmowy tego naprężenia w każdym z punktów **A**, **B** i **C** obliczeniowego przekroju cięgła skipu – spełniają zależności:

$$(E\sigma^2_A)_j = \frac{(EM_b^2)_j}{(W_b)^2} + \frac{(EN_w^2)_j}{(A)^2}$$

$$(E\sigma^2_B)_j = \frac{(EM_b^2)_j}{(W_b)^2} + \frac{(EM_c^2)_j}{(W_c)^2} + \frac{(EN_w^2)_j}{(A)^2} \qquad (4)$$

$$(E\sigma^2_C)_j = \frac{(EM_c^2)_j}{(W_c)^2} + \frac{(EN_w^2)_j}{(A)^2}$$

w których:

$(EM_b^2)_j$, $(EM_c^2)_j$, $(EN_w^2)_j$ – kolejno: średnia obliczeniowych wartości kwadratów amplitud momentu wewnętrznego $M_b(t)$ w j-tym składniku widmowym tego momentu, średnia obliczeniowych wartości kwadratów amplitud momentu wewnętrznego $M_c(t)$ w j-tym składniku widmowym tego momentu oraz średnia obliczeniowych wartości kwadratów amplitud siły wewnętrznej $N_w(t)$, w j-tym składniku widmowym tej siły,

W_b, W_c, A – kolejno: wskaźnik wytrzymałości obliczeniowego przekroju cięgła na zginanie momentem $M_b(t)$, wskaźnik wytrzymałości obliczeniowego przekroju cięgła, na zginanie momentem $M_c(t)$ oraz powierzchnia tego przekroju.

Z kolei dla amplitud obliczeniowego naprężenia stycznego w punktach krytycznych **A**, **B**, **C** przekrojów cięgieł przyjęto założenie, że średnie $(E\tau^2_A)_j$, $(E\tau^2_B)_j$, $(E\tau^2_C)_j$ obliczeniowych wartości kwadratów amplitud tego naprężenia w j-tym składniku jego widma odpowiadają wzorom, które w przypadku cięgła wykonanego z płaskownika mają postać:

$$(E\tau^2_A)_j = \frac{(EM_s^2)_j}{(W_{sp})^2} \;,\; (E\tau^2_B)_j = 0 \;,\; (E\tau^2_C)_j = \frac{(EM_s^2)_j}{(\gamma \cdot W_{sp})^2} \tag{5}$$

a w przypadku cięgła wykonanego z ceownika są następujące:

$$(E\tau^2_A)_j = \frac{(EM_s^2)_j}{(W_{sc})^2} \;,\; E\tau^2_B)_j = 0 \;,\; (E\tau^2_C)_j = \frac{(EM_s^2)_j}{(\eta \cdot W_{sc})^2} \tag{6}$$

We wzorach (5) i (6) oznaczono:

$(EM_s^2)_j$ - średnia obliczeniowych wartości kwadratów amplitud momentu wewnętrznego

$M_s(t)$ w j-tym składniku widmowym tego momentu,

W_{sp}, γ - kolejno: zastępczy wskaźnik wytrzymałości przekroju płaskownika na skręcanie oraz współczynnik dotyczący takiego przekroju, obliczane za pomocą wzorów zestawionych np. w [10],

W_{sc}, η - kolejno: zastępczy wskaźnik wytrzymałości przekroju ceownika na skręcanie oraz współczynnik dotyczący takiego przekroju, obliczane w sposób podany np. w [4].

Natomiast w przypadku wariancji $(D\sigma^2_A)_j$, $(D\sigma^2_B)_j$, $(D\sigma^2_C)_j$ charakteryzujących obliczeniowe wartości kwadratów amplitud j-tych składników widmowych w naprężeniach normalnych dla punktów **A**, **B**, **C** przekroju cięgła, a także w przypadku wariancji $(D\tau^2_A)_j$, $(D\tau^2_B)_j$, $(D\tau^2_C)_j$, charakteryzujących obliczeniowe wartości kwadratów amplitud j-tych składników widmowych w naprężeniach stycznych tych punktów, wykorzystano prawidłowość [1], [8], że losowe amplitudy j-tego składnika widmowego każdego z obciążeń wewnętrznych cięgła skipu mają rozkład prawdopodobieństwa wg dystrybuanty *Rayleigha*.

Na tej podstawie założono, że przedmiotowe wariancje są zależne od średnich określonych przez wzory (6), (7), (8) następująco:

$$(D\sigma^2_A)_j = 0{,}671 \cdot \left[(E\sigma^2_A)_j\right]^2 \;,\; (D\sigma^2_B)_j = 0{,}671 \cdot \left[(E\sigma^2_B)_j\right]^2$$

$$(D\sigma^2_C)_j = 0{,}671 \cdot \left[(E\sigma^2_C)_j\right]^2 \tag{7}$$

$$(D\tau^2_A)_j = 0{,}671 \cdot \left[(E\tau^2_A)_j\right]^2 \;,\; (D\tau^2_B)_j = 0 \;,\; (D\tau^2_A)_j = 0{,}671 \cdot \left[(E\tau^2_A)_j\right]^2 \tag{8}$$

Aby w omawianej metodzie wykorzystać zależności (6) ÷(10), wyposażono tę metodę w stosowny model matematyczny do obliczeń zmiennych obciążeń wewnętrznych doznawanych przez cięgła nośne skipu, w szczególności omówionych już widmowych parametrów $(EM_b^2)_j$, $(EM_c^2)_j$, $(EM_s^2)_j$, $(EN_w^2)_j$ tych obciążeń. Ten model matematyczny odpowiada następującym założeniom:

- Każde z obciążeń wewnętrznych $M_b(t)$, $M_c(t)$, $M_s(t)$, $N_w(t)$ doznawanych przez cięgła nośne skipu, jest obliczane jako odpowiedź sprężysto-masowego układu skipu na zewnętrzne wymuszenie kinematyczne, jakim jest oddziaływanie nierówności torów prowadzenia tego skipu na jego prowadnice krążkowe.
- Układ sprężysto-masowy skipu jest liniowy oraz ma stałe parametry, a oddziaływanie nierówności torów prowadzenia tego skipu na jego prowadnice krążkowe jest przejmowane równocześnie przez sześć z tych prowadnic, tj. przez dwie prowadnice boczne górne, dwie prowadnice boczne dolne, jedną prowadnicę czołową górną oraz jedną prowadnicę czołową dolną.
- Dla określonego skipu użytkowanego lub projektowanego oblicza się obciążenia wewnętrzne jego cięgieł nośnych dla danych, którymi, obok parametrów konstrukcyjnych i parametrów użytkowania skipu, są także operaty pomiarowe prostoliniowości torów prowadzenia tego skipu w szybie, sporządzane okresowo – wg wymagań przepisów górniczych – dla każdego czynnego szybu z prowadnikami sztywnymi.

4. Założenia wynikające z parametrycznej istoty wytrzymałości zmęczeniowej cięgieł nośnych skipu

Źródłem inspiracji do sformułowania przedmiotowych założeń było podejście obliczeniowe stosowane od wielu lat przy projektowaniu dźwignic – opublikowane w normie PN-79/M-06515. *Dźwignice. Ogólne zasady projektowania stalowych ustrojów*.

Na tej podstawie sformułowano założenia do obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej R_z cięgieł nośnych skipu, zgodnie z którymi tę wytrzymałość oblicza się ze wzoru:

$$R_z = R_w \cdot \mu \tag{9}$$

w którym:

R_w – trwała wytrzymałość zmęczeniowa cięgieł skipu odpowiadająca bazie $N_o = 2 \cdot 10^6$ cykli zmian wahadłowych naprężenia normalnego o stałej amplitudzie, określana za pomocą tablicy 1 w zależności od rodzaju karbu charakteryzującego połączenia cięgieł z masami głównymi skipu:

Określanie trwałej wytrzymałości zmęczeniowej Rw cięgieł nośnych skipu

Tabela 1

Rodzaje karbu charakteryzujące połączenia cięgieł z głównymi masani skipu*	**W1**	**W2**	**K0**	**K1**	**K2**	**K3**	**K4**
R_w, MPa	**96**	**84**	**84**	**75**	**63**	**45**	**27**
* Przyjęto oznaczenia rodzajów karbu zastosowane w normie PN-79/M-06515 *Dźwignice. Ogólne zasady projektowania stalowych ustrojów*.							

μ - wskaźnik odporności cięgła skipu na uszkodzenia zmęczeniowe, obliczany dla cięgieł z karbem rodzaju **W** ze wzoru (10):

$$\mu_W = 0{,}046 \cdot (R)^{0{,}75} \cdot \exp\left[-\frac{(R)^{0{,}66}}{215} \cdot w_u\right] \tag{10}$$

a dla cięgieł z karbem rodzaju **K** za pomocą zależności (11):

$$\mu_K = 7{,}98 \cdot \exp(-0{,}346 \cdot w_u) \tag{11}$$

gdzie:

R - wytrzymałość cięgieł skipu odpowiadająca granicy plastyczności materiału cięgła (Tab. 2).

Określanie wytrzymałości R konstrukcji cięgieł skipu

Tabela 2

Granica plastyczności R_e, materiału cięgła, MPa	$R_e \le 240$	$240 < R_e \le 340$	$R_e > 340$
R, MPa	**240**	R_e	**340**

w_u **-** wskaźnik warunków użytkowania skipu obliczany ze wzorów:

$$\begin{aligned} w_u &= 1, \text{ gdy } w_N + w_D \le 1, \\ w_u &= w_N + w_D, \text{ gdy } 1 < w_N + w_D < 6, \\ w_u &= 6, \text{ gdy } w_N + w_D \ge 6, \end{aligned} \tag{12}$$

w których:

w_N **–** wskaźnik oczekiwanej trwałości zmęczeniowej cięgieł skipu, obliczany jako:

$$w_N = 2{,}9 \cdot N^{0{,}24} \tag{13}$$

gdzie:

N - liczba milionów cykli wydobywczych, które zgodnie z oczekiwaniami użytkownika szybu powinien wykonać wyciąg górniczy bez zmęczeniowych uszkodzeń cięgieł w konstrukcji skipów tego wyciągu,

w_D - wskaźnik spodziewanej zmienności naprężeń w cięgłach nośnych skipu, obliczany dla cięgieł z karbem rodzaju **W** - ze wzoru (14):

$$w_D = 0{,}15 \cdot K_p^{\,2} - 7{,}17 \cdot K_p^{\,1{,}5} + 10{,}95 \cdot K_p - 0{,}95 \cdot K_p^{\,0{,}5} \tag{14}$$

a dla cięgieł z karbem rodzaju **K** - za pomocą zależności (15)

$$w_{DK} = 3{,}5 \cdot K_p^{\,2} - 12{,}0 \cdot K_p^{\,1{,}5} + 11{,}6 \cdot K_p \tag{15}$$

We wzorach (14) i (15) oznaczono:

K_P - współczynnik zmienności naprężeń cięgła skipu, który, w oparciu o hipotezę liniowej kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych [1], jest obliczany jako:

$$K_p = \left[\sqrt[m]{\frac{N}{N_o} \cdot \int_{q_{\sigma w}}^{1} (q_\sigma)^m \cdot p(q_\sigma) \cdot dq_\sigma} \right]^2 + 3 \cdot \left[\sqrt[m]{\frac{N}{N_o} \cdot \int_{q_{\tau w}}^{1} (q_\tau)^m \cdot p(q_\tau) \cdot dq_\tau} \right]^2 \qquad (16)$$

gdzie:

m – wykładnik krzywej zmęczenia równy **7** dla cięgieł z karbem rodzaju **W** oraz równy **3,5** dla cięgieł karbem rodzaju **K**,

q_σ, **q_τ** – zmienne losowe przypisane zmiennym losowym **z_σ, z_τ** za pomocą wzorów:

$$q_\sigma = \sqrt{\frac{z_\sigma}{(z_\sigma)_{max}}} \quad , \quad q_\tau = \sqrt{\frac{z_\tau}{(z_\tau)_{max}}} \qquad (17)$$

$q_{\sigma w}$, **$q_{\tau w}$** – granice całkowania funkcji podcałkowych we worze (14)obliczane jako :

$$q_{\sigma w} = \frac{R_w}{\sqrt{(z_\sigma)_{max}}} \quad , \quad q_{\tau w} = \frac{0{,}58 \cdot R_w}{\sqrt{(z_\tau)_{max}}} \qquad (18)$$

$p(q_\sigma)$, $p(q_\tau)$, – funkcje gęstości prawdopodobieństwa zmiennych losowych **q_σ**, **q_τ**.

5. Podsumowanie

Nierówności torów prowadzenia skipu w szybie górniczym, oddziaływujące na prowadnice krążkowe czołowe oraz boczne skipu podczas jego jazdy w szybie, wymuszają poprzeczny ruch dynamiczny głównych mas skipu, wykorzystujący aż jedenaście stopni swobody, jakie ma układ sprężysto-masowy konstrukcji skipu typowej dla polskich wyciągów górniczych. Naturalną konsekwencją tego ruchu są cztery zmienne obciążenia wewnętrzne doznawane przez przekroje poprzeczne każdego z cięgieł nośnych skipu, w tym: zmienny moment wewnętrzny zginający cięgło bocznie, zmienny moment wewnętrzny zginający cięgło czołowo, zmienny moment skręcający oraz zmienna siła wzdłużna. Te obciążenia powodują w tzw. punktach krytycznych przekrojów cięgieł złożone stany naprężeń zmiennych, skutkujące uszkodzeniami zmęczeniowymi cięgieł wykrywanymi nierzadko po wykonaniu przez skipy relatywnie niewielkiej liczby cykli transportowych w szybie. Obecnie takie naprężenia w cięgłach nośnych skipu potrafimy już diagnostycznie badać, jednak nie potrafimy jeszcze ich obliczać. W niniejszym opracowaniu podjęto próbę rozwiązania tego problemu.

Literatura

1. Dietrych M.: Wstęp do stochastycznej teorii maszyn. PWN, Warszawa 1972.
2. Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. PWN, Warszawa 1997.
3. Matachowski F.: Opracowanie kryteriów projektowania wybranych elementów nośnych naczynia wyciągowego. Praca doktorska wykonana w AGH Kraków (WIMiR-KWZMiK) w 2011 r. Promotor S. Wolny.
4. Niezgodziński M.E, Niezgodziński T.: Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe. PWN, Warszawa 1984.
5. Płachno M.: Zagadnienie drgań poprzecznych naczyń wyciągowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo z. 180, Gliwice 1989.
6. Płachno M., Szczygieł M.: Badania diagnostyczne zmiennych naprężeń występujących w cięgłach nośnych górniczego naczynia wyciągowego. Rozdz. 10 w monografii "Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie". Wyd. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Lędziny 2013.
7. Tejszerska D.: Modelowanie drgań poprzecznych naczynia wydobywczego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 113, Gliwice 1993.
8. Warszyński M.: Niezawodność w obliczeniach konstrukcyjnych. PWN, Warszawa 1988.
9. Wolny S., Matachowski F.: Operating loads of the shaft steelwork-conveyance system due tu random irregularities of the guiding strings. Archives of Mining Sciences (Archiwum Górnictwa) vol.55, no 3, Kraków 2010.
10. Wolny S., A. Siemieniec.: Wytrzymałość materiałów. Część I. Teoria. Zastosowanie. AGH-UWND, Kraków 2008.

Problem wytrzymałości cięgien nośnych górniczego naczynia wyciągowego w świetle obliczeń zmęczeniowych

Stanisław Wolny, Sławomir Badura – Akademia Górniczo-Hutnicza

1. Wprowadzenie

Z informacji uzyskanych z okresowych badań skipów i klatek eksploatowanych w szybach jednej z polskich kopalń wynika że większość zarejestrowanych uszkodzeń elementów nośnych naczyń, to pęknięcia o charakterze zmęczeniowym. Pęknięcia te rozwijają się głównie w cięgnach nośnych lub spoinach, w obszarach łączenia cięgien z konstrukcją naczynia. Pęknięcia o charakterze zmęczeniowym cięgien oraz spoin lub nitów łączących je z pozostałymi elementami konstrukcji, są najczęściej występującymi tego typu uszkodzeniami naczyń wydobywczych, zarówno w górnictwie miedziowym jak i węglowym. Celem wyeliminowania przyczyn powstawania uszkodzeń oraz zwiększenia trwałości naczynia, niezbędne będzie prawdopodobnie wykonanie rekonstrukcji tych fragmentów naczyń wyciągowych, w których uszkodzenia te występują. Aby rekonstrukcja przyniosła oczekiwane rezultaty niezbędne jest poznanie przyczyn, będących źródłem powstających pęknięć.
Koniecznym stało się zatem wykonanie stosownych pomiarów i analiz które dałyby wiedzę odnośnie do obciążeń cięgien i stanie naprężeń jaki w nich panuje.

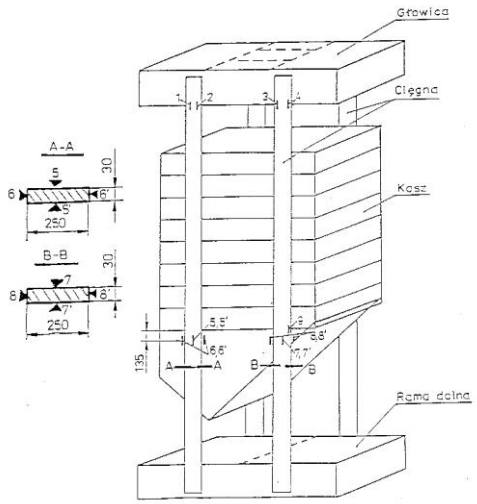
2. Opis wykonanych pomiarów na obiekcie rzeczywistym

W celu poznania rzeczywistego stanu naprężenia w najbardziej wytężonych przekrojach poprzecznych cięgien, w których powstają pęknięcia zmęczeniowe [1], przeprowadzono w tych obszarach tensometryczne pomiary odkształceń w warunkach ruchowych w jednej z polskich kopalń [1].
W tym celu skompletowano aparaturę pomiarową przedstawioną na rysunku 1, w skład której wchodziły mostki tensometryczne i komputery pomiarowe, umożliwiające rejestrację i obróbkę wyników pomiarów.



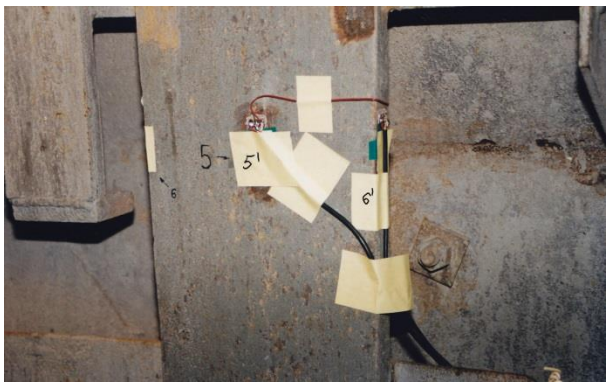
Rys. 1. Aparatura wykorzystana podczas pomiarów tensometrycznych

Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych na konstrukcji naczynia wydobywczego pokazano na rysunku 2.



Rys. 2. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na konstrukcji naczynia wydobywczego.

Czujniki pomiarowe o numerach 1,2,3,4 zostały naklejone na cięgna u nasady głowicy, pozostałe czujniki naklejono poniżej pierwszej ramy kosza – rysunek 2. Przykładowo na zdjęciu nr 1 pokazano rozmieszczenie czujników 5,5' i 6,6' naklejonych poniżej pierwszej ramy kosza skipu [1]. Czujniki 5 i 5' oraz 6 i 6'; 7 i 7'; 8 i 8' leżące odpowiednio naprzeciw ległych powierzchniach cięgna połączono w układzie półmostka do odpowiednich kanałów pomiarowych. Pozwoliło to na pomiar tylko tej części naprężenia która jest wywołana momentem zginającym w płaszczyźnie prostopadłej do płaszczyzny naklejenia czujników.



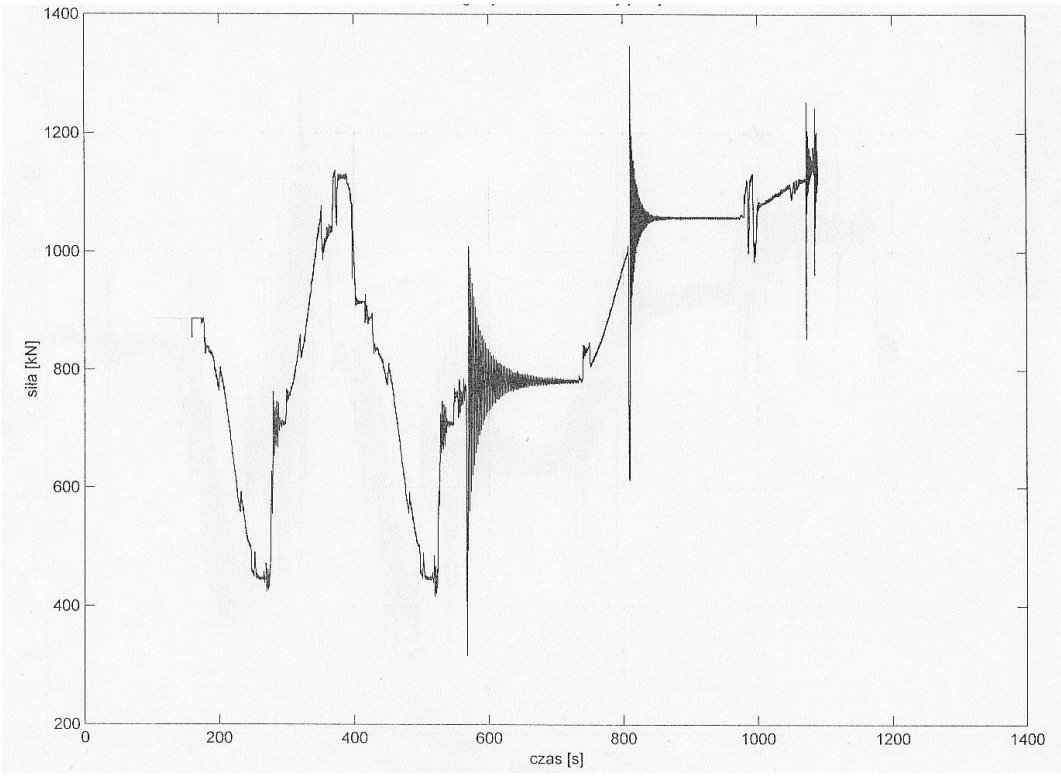
Rys. 3. Czujniki 5,5' i 6,6' naklejone powyżej pierwszej ramy kosza skipu po stronie lewej

Po wyzerowaniu aparatury pomiarowej, uruchomiono maszynę wyciągową i rozpoczęto pomiar (przejazd), który obejmował pełny cykl pracy maszyny wyciągowej. W czasie pomiarów, jazda skipów odbywała się z prędkością V_0=20 m/s, a wszystkie manewry odbywały się w taki sposób, jak w czasie normalnej pracy urządzenia wyciągowego. W trakcie przejazdów włączono dodatkowo – znajdującą się na standardowym wyposażeniu wyciągu - aparaturę do pomiaru sił w linach.
Wyniki pomiarów, po ich odpowiednim opracowaniu, przedstawiono w formie przebiegów zmian wartości naprężeń rejestrowanych w czasie i zamieszczono w monografii [1]. W niniejszym opracowaniu ograniczono się do zacytowania wyników pomiarów dotyczących stanu naprężenia w przekroju poprzeczny cięgien, łączących głowicę z koszem skipu.

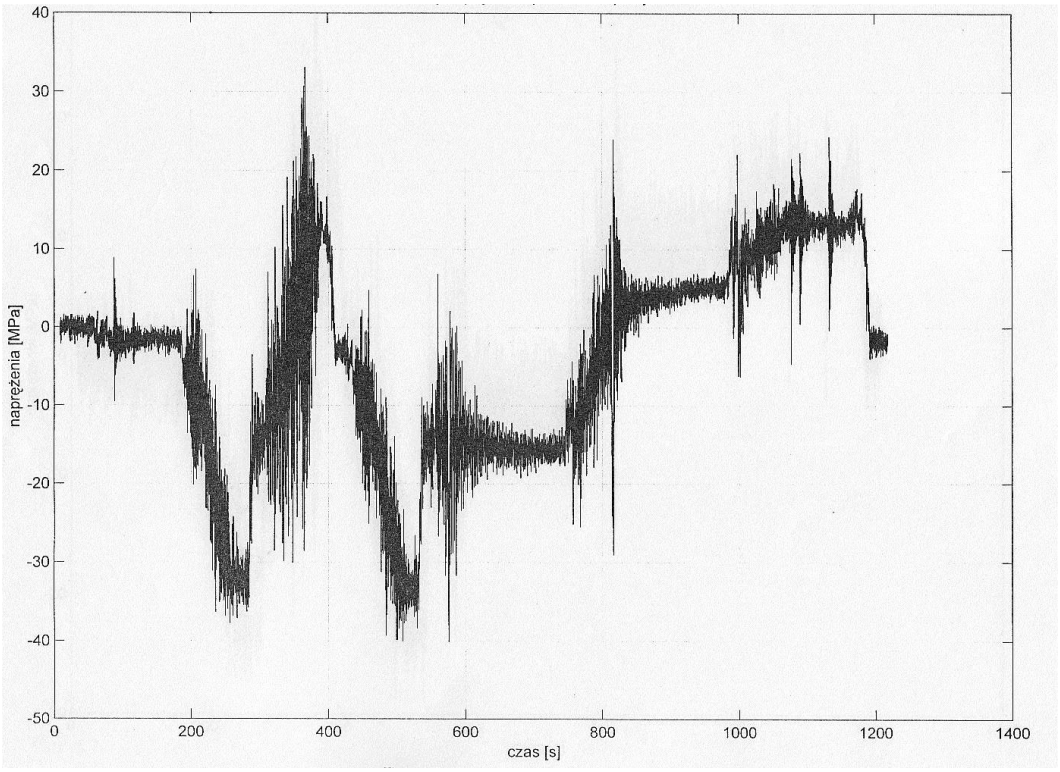
3. Omówienie wyników pomiarów

W celu lepszego zobrazowania wyników pomiarów – szczególnie w odniesieniu do naprężeń w cięgnach – wybrano odpowiednie fragmenty przebiegów naprężeń [1], i przedstawiono je w rozszerzonej skali czasowej. Rejestracja wyników w formie komputerowych zbiorów cyfrowych umożliwiła ich analizę. Taką analizę przeprowadzono posługując się programem MATLAB, a wyniki jej w formie graficznej przedstawiono na rysunkach 4÷7.

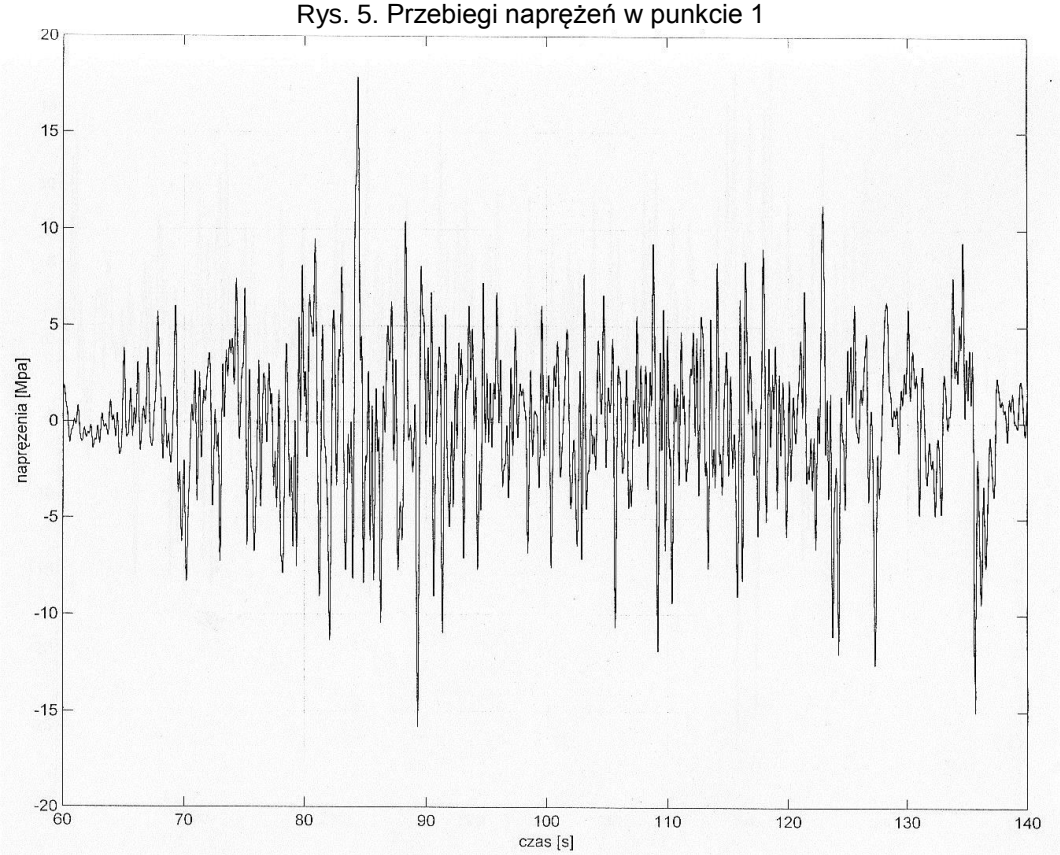
Z porównania przebiegów zmiany wartości sił w linach nośnych (rys. 4) z przebiegiem zmiany wartości naprężenia w niektórych punktach pomiarowych (np. w punkcie 1 – rys. 5) widać podobieństwo tych przebiegów. Wykresy naprężeń wyglądają tak, jakby na wykres obrazujący przebieg zmiany sił w linach nośnych, nałożono zakłócenia. Zakłócenia te, wywołane są między innymi, siłami wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia, które są związane z efektami prowadzenia oraz z załadunkiem lub rozładunkiem skipu. Punkt zerowy naprężeń na tych wykresach, odpowiada w rzeczywistości wartościom naprężeń w punktach pomiarowych, wywołanych odpowiednio ciężarem konstrukcji oraz ciężarem urobku. Jak już wspomniano odpowiednie podłączenie czujników pomiarowych 6,7, i 8 w układ półmostka, eliminuje w torze pomiarowym naprężenia wywołane rozciąganiem cięgna. Oznacza to, że w tych punktach pomiarowych rejestrowana jest tylko ta część naprężenia która wywołuje moment gnący. Chodziło w tym przypadku o oszacowanie wartości naprężeń pochodzących od momentu gnącego – wywołanego siłami wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia i odniesienie ich, do wartości naprężeń wywołanych osiowym rozciąganiem cięgien.



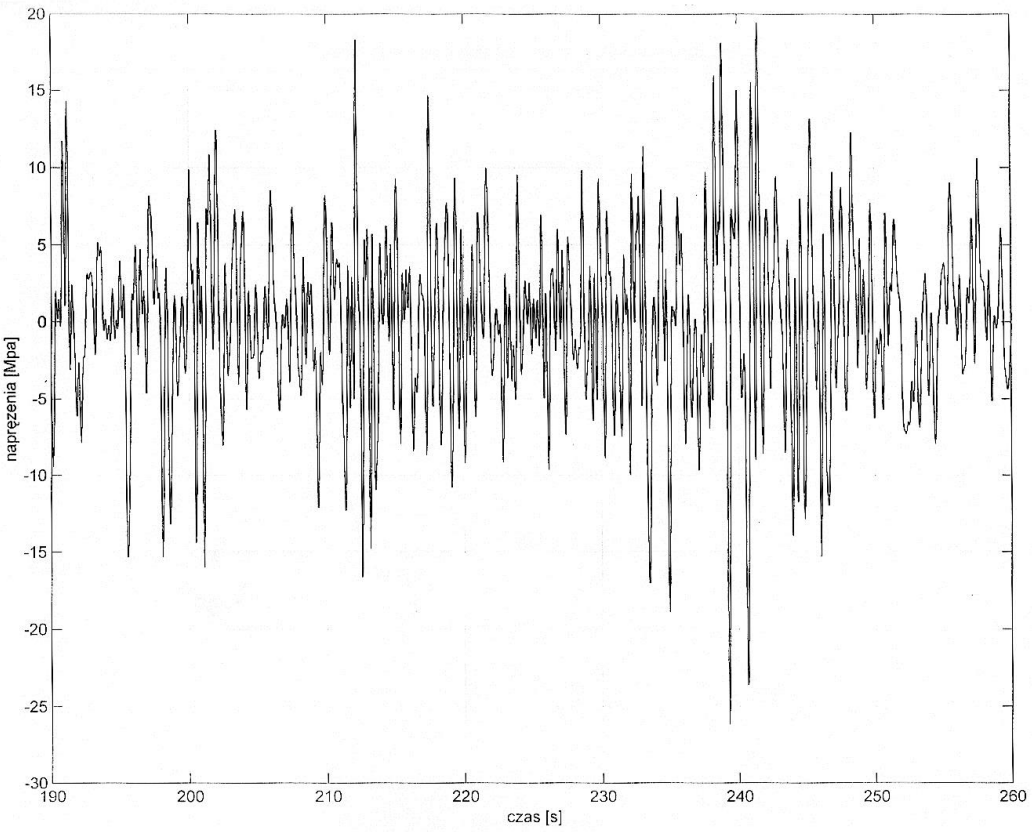
Rys. 4. Przebiegi sił w zawieszeniu – cały przejazd



Rys. 5. Przebiegi naprężeń w punkcie 1



Rys. 6. Przebieg naprężeń w p. 8 po usunięciu trendu – zjazd



Rys. 7. Przebieg naprężeń w p. 8 po usunięciu trendu - wyjazd

Przykładowo na rysunku 6 przedstawiono przebieg zmiany tych naprężeń w cięgnie, zarejestrowany przez czujnik 8 podczas zjazdu pustego naczynia do podszybia natomiast na rysunku 7 przebieg zmiany naprężenia, zarejestrowany przez ten sam czujnik, podczas wyjazdu pełnego naczynia, odpowiednio zwiększając, dla lepszej czytelności, skalę czasową (porównaj z rysunkiem nr 4).
W oparciu o wykonane pomiary [1] w tabeli 1 zebrano i przedstawiono wartości ekstremalnych przedziałów zmienności naprężeń wywołanych chwilowymi zmianami wartości obciążenia cięgna – siłami wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia szybu - oraz wartości ekstremalnych przedziałów zmienności naprężeń z uwzględnieniem współczynnika niejednorodności widma naprężeń.

Przebieg zmienności naprężeń w pełnym cyklu pracy urządzenia wyciągowego

Tabela 1

Punkt pomiarowy , Nr	Max przedział zmienności naprężeń MPa	
	$\Delta\sigma$	$\alpha_k \Delta\sigma$
1	75	70
2	50	47
3	35	32,5
4	25	24
6	40	35
7	75	71
8	45	40

Porównując przebieg zmiany siły w linach nośnych (rys. 4) z przebiegami jednocześnie mierzonych wartości naprężeń ([1] (przykładowo rys. 5,6), wyliczono wartości współczynników korelacji. Wyliczone wartości współczynników korelacji zestawiono w tabeli 2. Szczególnie wysoka jest korelacja między siłą w linach a naprężeniami w punktach 1,2,3,4. W punktach leżących w pobliżu spoin łączących cięgno z głowicą korelacja

ta jest bardzo duża i jej współczynnik zawiera się w granicach 0,89÷0.95. Znacznie mniejsza jest korelacja pomiędzy siłą w linach i naprężeniami w punktach pomiarowych 6,7,8. Na przykład dla punktu pomiarowego 7 współczynnik korelacji wynosi 0.58. Można szacować, że około 60% wartości naprężeń w tym punkcie ma związek z wartością siły w linach, pozostałe 40% jest powiązana z siłami prowadzenia naczynia. Natomiast w odniesieniu do naprężeń w punkcie pomiarowym 6, wartość współczynnika korelacji wynosi 0.32. Świadczy to o tym, że o wartości tego naprężenia w prawie 70% decyduje oddziaływanie sił prowadzenia naczynia.

Wartości współczynników korelacji pomiędzy wartością siły w linie nośnej a wartością naprężeń w punktach pomiarowych.

Tabela 2

	Fzaw.	P1	P2	P3	P4	P6	P7	P8
Fzaw.	1,0000	0,9458	0,9339	0,9400	0,8921	0,3221	0,5779	0,2376
P1	0,9458	1,0000	0,9541	0,9517	0,9256	0,3463	0,6329	0,3216
P2	0,9339	0,9541	1,0000	0,9743	0,9065	0,3451	0,5333	0,2199
P3	0,9400	0,9517	0,9743	1,0000	0,9071	0,3833	0,4871	0,1967
P4	0,8928	0,9256	0,9065	0,9071	1,0000	0,3387	0,5512	0,2542
P6	0,3221	0,3463	0,3451	0,3833	0,3387	1,0000	0,0319	0,7224
P7	0,5779	0,6329	0,5333	0,4871	0,5512	0,0319	1,0000	0,3785
P8	0,2376	0,3216	0,2199	0,1967	0,2542	0,7224	0,3785	1,0000

Ponieważ obserwowane uszkodzenia cięgien wykazują charakter zmęczeniowy [1], opracowano wyniki pomiarów w taki sposób, aby możliwe stało się ich wykorzystanie do oceny trwałości zmęczeniowej konstrukcji naczynia wydobywczego [1].
Między innymi w tabeli 3 zestawiono wartości współczynników wypełnienie widma α_k przebiegów naprężeń w punktach pomiarowych dla pełnego cyklu pracy wyciągu.

Wartości współczynników wypełnienia widma α_k przebiegów naprężeń w punktach pomiarowych dla pełnego cyklu pracy wyciągu

Tabela 3.

	P1	P2	P3	P4	P6	P7	P8	Wartość średnia
$\alpha_k \ dla\, m. = 3$	0,7489	0,7606	0,7459	0,8008	0,6857	0,7737	0,7184	0,7477
$\alpha_k \ dla\, m. = 5$	0,9312	0,9398	0,9289	0,9694	0,8832	0,9496	0,9082	0,93
liczba cykli naprężeń na jeden przejazd	636	637	626	608	596	467	564	591

4. Ocena trwałości zmęczeniowej cięgien konstrukcji skipu dla normalnych warunków eksploatacyjnych.

Na podstawie analizy liczby wyładunków naczyń wyciągowych w wybranych szybach [1] [4], określono przeciętne liczby cykli obciążeń konstrukcji naczynia wydobywczego z czterech szybów z jednej z polskich kopalń, zakładając 50% cykli roboczych w sobotę oraz zero cykli w niedzielę i święta. Obliczone liczby cykli roboczych dla 10 i 15 lat pracy urządzenia wydobywczego zestawiono w tabeli 4. W obliczeniach nie uwzględniono okresowych prac remontowych, zatem rzeczywiste liczby cykli obciążeń mogą być nieco mniejsze.

Liczba cykli roboczych oszacowane dla wybranych szybów

Tabela 4

Oznaczenie szybów	Liczby cyklów roboczych	
	10 lat	15 lat
I	$0{,}58 \cdot 10^6$	$0{,}87 \cdot 10^6$
II	$0{,}66 \cdot 10^6$	$0{,}99 \cdot 10^6$
III	$0.68 \cdot 10^6$	$1{,}02 \cdot 10^6$
IV	$0{,}58 \cdot 10^6$	$0{,}86 \cdot 10^6$

Na podstawie wyników zestawionych w tabeli 4 do dalszych obliczeń, jako liczbę cykli rocznych dla 15 lat pracy konstrukcji naczynia wydobywczego przyjęto $N = 1 \cdot 10^6$.

Eurokod 3 standard [3] zaleca wytrzymałość zmęczeniową $\Delta\sigma_R$ i $\Delta\tau_R$ ustalić w zależności od przewidywanej liczby cykli naprężeń N i kategorii zmęczeniowej elementu konstrukcji lub połączenia $(\Delta\sigma_c, \Delta\tau_c)$ według wzoru:

$$\Delta\sigma_R = 0{,}735\Delta\sigma_c\left(\frac{5\cdot 10^6}{N}\right)^{\frac{1}{m}} \geq \Delta\sigma_L \qquad (1)$$

gdzie:

$m = 3$ dla $N \leq 5\cdot 10^6$; $m = 5$ dla $N > 5\cdot 10^6$

$\Delta\sigma_c$ - kategoria zmęczeniowa (wytrzymałość zmęczeniowa normatywna),

$\Delta\sigma_L$ - wytrzymałość zmęczeniowa trwała

Nośność konstrukcji wg [3] ze względu na zmęczenie należy sprawdzić wg wzoru

$$\Delta\sigma_C \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_{fat}} \qquad (2)$$

gdzie:

γ_{fat} - częściowy współczynnik bezpieczeństwa przy zmęczeniu materiału, przyjmowany jako $\gamma_{fat} = 1 \div 1{,}2$. Wartość współczynnika zależy od warunków eksploatacji, kontroli i konserwacji.

Dla przeciętnych warunków norma [3] zaleca przyjmować γ_{fat}=1, a dla skrajnych $\gamma_{fat} = 1{,}2$.

Cięgna konstrukcji naczynia połączone są z głowicą, koszem skipu oraz ramą dolną spoinami pachwinowymi (ścinanie) w kierunku długości spoin, zatem wg [3]

$\Delta\sigma_c = 80MPa$

Stąd wytrzymałość zmęczeniowa cięgna naczynia wydobywczego wg zależności (1) wynosi

$$\Delta\sigma_R = 0{,}735\cdot 80\cdot\left(\frac{5\cdot 10^6}{1\cdot 10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 100\left[MPa\right]$$

Nośność konstrukcji wg [3] ze względu na zmęczenie należy sprawdzić wg wzoru (2). Dla przeciętnych warunków kontroli i konserwacji można przyjąć γ_{fat}=1,

Stąd $\Delta\sigma_e \leq \frac{\Delta\sigma_c}{\gamma_{fat}} = \frac{100}{1} \cong 100\ MPa$

Konfrontując uzyskaną wartość $\Delta\sigma_e$ z maksymalnymi zmiennościami naprężeń wyznaczonymi dla analizowanych punktów pomiarowych $\Delta\sigma$ stwierdzono, że naczynie wydobywcze można bezpiecznie eksploatować przez, 15 lat, ponieważ $\Delta\sigma < \Delta\sigma_e$.

Powyższe obliczenia wykonano, definiując cykl jako zmianę obciążenia związaną z załadunkiem i wyładunkiem naczynia. W rzeczywistości między załadunkiem a wyładunkiem naczynia, występuje cały blok zmiany naprężenia (porównaj rys. 5,6,7). Numeryczna analiza wykazała, że pomiędzy w/w punktami naprężenia zmieniały się około $6\cdot 10^2$ cykli (tabela 3).

W tym przypadku, jako liczbę cykli dla 15 lat pracy konstrukcji naczynia, należy przyjąć

$N \cong 6\cdot 10^2 \cdot 10^6 = 6\cdot 10^8$

Natomiast w przypadku niejednorodnego widma naprężeń, można przyjmować równoważny zakres zmienności naprężeń, określony wzorem

$\Delta\sigma_e = \alpha_k \cdot max\Delta\sigma$ (3)

gdzie:

α_k – współczynnik niejednorodności (wypełnienia) widma (tab. 3)

W tym przypadku $\Delta\sigma_R = 0{,}735 \cdot \Delta\sigma_c \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^6}{6 \cdot 10^8}\right)^{\frac{1}{5}} \cong 0{,}735 \cdot 80 \cdot \frac{1}{\sqrt[5]{120}} = 23{,}5[MPa]$

Porównując uzyskaną wartość $\Delta\sigma_R$ z wartością $\alpha_k \cdot max\Delta\sigma$ (tabela 1) zauważamy, że bezpieczna eksploatacja przez okres 15 lat naczynia wydobywczego, na którym przeprowadzono eksperyment, jest bardzo wątpliwa. Tak wykonana analiza potwierdza fakt, pojawienia się pęknięć zmęczeniowych nawet po kilku latach eksploatacji skipu [1].

5. Podsumowanie

Analiza wyników pomiarów tensometrycznych wskazuje, że liczba rzeczywistych cykli obciążeń jest wielokrotnie większa niż cykli liczonych od załadunku do rozładunku [2]. Jeden cykl zmiany obciążenia związany z załadunkiem i wyładunkiem poprawniej będzie nazwać blokiem obciążenia.

Wykonana analiza trwałości zmęczeniowej cięgna naczynia wydobywczego, wskazuje na możliwość rozwoju pęknięć zmęczeniowych w najbardziej wytężonych obszarach konstrukcji, w krótkiej perspektywie czasowej. Tezę tę potwierdzają obserwacje naczyń wyciągowych eksploatowanych zarówno w górnictwie miedziowym i węglowym[1].

W świetle powyższego konieczne wydaje się wykonanie obszerniejszej analizy wytrzymałościowo-zmęczeniowej w aspekcie modernizacji naczynia wyciągowego, której celem byłoby podwyższenie jego trwałości zmęczeniowej. Przeprowadzenie takiej analizy stanowić może podstawę do opracowania kryterium oceny bezpiecznego okresu eksploatacji rozważanych urządzeń.

Literatura

1. Badura S.: Description of criterion of design of koepe pulleys of winding gears. AGH Kraków 2008.
2. Dziennik ustaw nr 99. Poz. 1003. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. „W sprawie dopuszczenia wyrobów do stosowania w zakładach górniczych”.
3. Eurokod 3
4. Wolny S.: Wybrane problemy wytrzymałościowe w eksploatacji górniczych urządzeń wyciągowych. Monografia. Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. AGH. Kraków, 2003.

Uchwyty do mocowania kabli szybowych typu UKSz

Marek Pypno, Jarosław Martyka, Grzegorz Spandel – KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A.

1. Wprowadzenie

W celu prawidłowego wykonania robót szybowych związanych z zabudową kabli energetycznych i teletechnicznych w wyrobiskach pionowych oraz poprawienia warunków bezpieczeństwa w trakcie ich montażu w szybie KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. na podstawie doświadczeń wynikających z długoletniej praktyki w pracach szczególnie odpowiedzialnych, w tym zabudowie kabli, wprowadza do stosowania nowy typoszereg uchwytów kablowych samozaciskowych.

2. Roboty przygotowawcze

Przy zabudowie kabli energetycznych w wyrobiskach pionowych (szybach) konieczne jest określenie parametrów technicznych opuszczanych kabli. Parametry takie jak średnica kabla, jego ciężar jednostkowy oraz długość i lokalizacja w wyrobisku (szybie) wymuszają zastosowanie odpowiednio dobranej technologii. W szybach głębionych i zbrojonych przy opuszczaniu kabli energetycznych wykonuje się roboty przygotowawcze polegające na:

- wykonaniu przelotów dla liny w tarczy pomostu zrębowego, pomostu podchwytów sań prowadniczych i pomostu bezpieczeństwa,
- zabudowaniu konstrukcji prowadnicy kablowej prowadzącej kabel do szybu,
- zabudowaniu liny nieodkrętnej na bęben wciągarki wolnobieżnej o średnicy dostosowanej do ciężaru kabla,
- zabudowaniu sygnalizacji dla ruchu wciągarki dla potrzeb zabudowy kabla
- przeprowadzeniu liny nośnej przez koła linowe na koronie wieży szybowej lub zrębie szybu,
- dokonaniu odbioru technicznego urządzenia pomocniczego z wciągarką wolnobieżną.
- ustawieniu bębna z kablem przeznaczonym do opuszczania na stojaku kablowym w wyznaczonym miejscu,
- wykonaniu pomiaru stanu izolacji i ciągłości żył kabla,
- wyposażeniu pracowników w środki łączności bezprzewodowej oraz niezbędne narzędzia i materiały.

Po wykonaniu robót przygotowawczych należy przystąpić do robót związanych z opuszczaniem oraz montażem kabla w szybie.
Czynności związane z opuszczaniem kabla w szybie omówiono na podstawie uproszczonej technologii opuszczania kabli w szybie 1-Bzie należy:

- odwinąć kabel z bębna i wprowadzić przez konstrukcję prowadnicy kablowej do szybu na głębokość ok 10 m,
- zablokować kabel w uchwytach zabudowanych na prowadnicy kablowej,
- zablokować bęben kablowy na stojaku,
- wykonać wiązanie kabla z liną na zrębie oraz pomoście bezpieczeństwa za pomocą sznurka konopnego,
- odblokować kabel (zwolnić z uchwytu kablowego na prowadnicy kablowej i odblokować bęben na stojaku), zdemontować zacisk zabezpieczający linę nad zrębem,
- opuścić linę z przywiązanym kablem o 5 m lub 10 m (w związku z wiązaniem kabla na dwóch stanowiskach),
- powtarzać czynności związane z wiązaniem kabla do liny i opuszczaniem liny z kablem o kolejne 5 m lub 10 m.

Każdorazowo po wykonaniu 10 wiązań kabla, należy skontrolować stan zawieszonego kabla na linie poprzez przejazd kontrolny na zasadach rewizji szybu. W trakcie robót związanych z wiązaniem kabla do liny pomiędzy bębnem kablowym a prowadnicą kabla należy wykonywać pomiar średnicy kabla i cechy w miejscach wiązań w odległościach 5 m od siebie. Wyniki należy odnotowywać w celu odpowiedniego doboru otworów w klinach uchwytów kablowych.

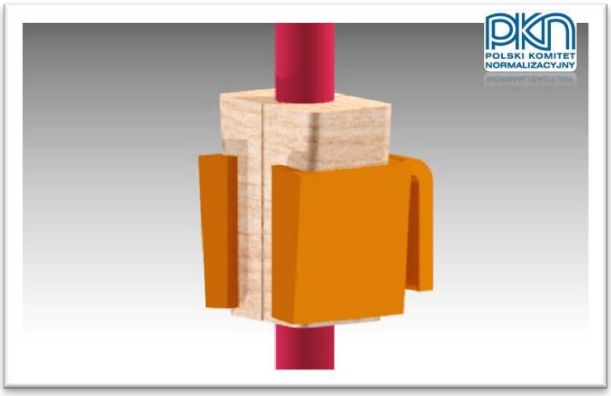
Po wykonaniu wszystkich wiązań na zrębie szybu należy zabudować uchwyt zabezpieczający kabel. Uchwyt ten należy podwiesić na zawiesiach jednocięgnowych min ∅ 18 mm do konstrukcji zrębu szybu. Po zabudowie uchwytu zrębowego zabezpieczającego kabel należy skontrolować stan zawieszonego kabla na linie poprzez przejazd kontrolny przez szyb na zasadach rewizji szybu. Po skontrolowaniu stanu zawieszenia kabla na linie, należy przystąpić do robót związanych z zabudową kabla w szybie.

Czynności związane z zabudową kabla w szybie:

Mocowanie kabla prowadzić z góry w dół z naczynia wyciągowego. Po zabudowaniu kabla na odcinku 100 m szybu, należy wykonać przejazd kontrolny naczyniem wyciągowym i skontrolować mocowanie kabla w uchwytach kablowych oraz prawidłowość zawieszenia uchwytów na wspornikach. Powyższą czynność wykonać po zabudowaniu każdych 100 m kabla. Po zabudowaniu kabla w uchwytach kablowych do końcowej głębokości należy przystąpić do operacji wyciągania liny nośnej urządzenia pomocniczego.

3. Norma - BN-89/0321-1

Obecnie zabudowane uchwyty do mocowania kabli energetycznych (a także sygnalizacyjnych) w szybach i wyrobiskach o nachyleniu ponad 45° wykonywane były zgodnie z normą BN-89/0321-1. Powyższa norma wyróżnia następujące uchwyty: UKS - 80, UKS - 100, UKS - 120 oraz UKS -140.



Rys. 1. Uchwyt kablowy szybowy typu UKS (zgodny z norma BN-89/0321-1)
(Model wykonano wg. powyższej normy)
[źródło: opracowanie własne]

Dla wykonanej partii uchwytów norma przewiduje następujące badania:

- Sprawdzenie wymiarów z dokładnością do 1 mm
- Oględziny zewnętrzne
- Sprawdzenie wykonania złącz spawanych
- Sprawdzenie jakości powłoki ochronnej

Badania zgodnie z normą polegają na przeprowadzeniu ogólnego przeglądu uchwytu. Obecnie jest to nie wystarczające ze względu na zmieniającą się konstrukcję kabli.
Ocena wyniku badań na podstawie normy uwzględnia: wymiary konstrukcji stalowej, wymiary klina, wygląd zewnętrzny, złącza spawane, ochronę przed korozją. Wg. normy badany

uchwyt kablowy szybowy należy uznać za wadliwy, jeżeli nie odpowiada chociażby jednemu z powyższych wymagań.

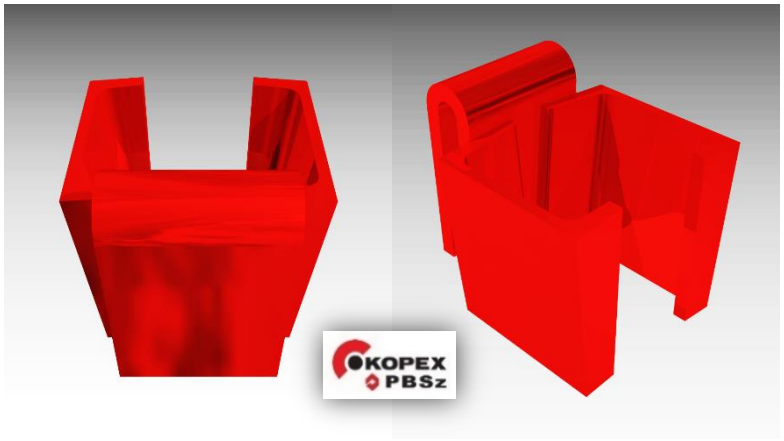
Norma BN-89/0321-1 nie spełnia wymagań dla obecnie produkowanych konstrukcji kabli. Uchwyty kablowe UKS wykonane zgodnie z normą nie zapewniają odpowiedniej wytrzymałości dla wykonanej partii uchwytów, co wiąże się ze znacznymi różnicami średnicy tego samego kabla. Obecnie konstrukcja kabla na całej długości zmienia swoją średnicę w zakresie ± 5 mm natomiast wg normy maksymalna odchyłka może wynieść ± 1mm.

Badania wykonywane zgodnie z w/w normą nie wymagają:

- Przeprowadzenia badań wytrzymałościowych związanych ze współpracą uchwytu z kablem „zaklinowanym" w uchwycie.
- Przeprowadzenia badań magnetycznych, dotyczy części metalowej (spawanej) uchwytu
- Przeprowadzenia badań wytrzymałościowych części metalowej uchwytu na rozciąganie i ścinanie.
- Brak uwzględnienia masy kabla.
- Brak określonej wartości współczynnika tarcia między klinem a powierzchnią metalową uchwytu.
- ❖ Ponadto brak informacji odnośnie przeprowadzenia pomiarów kabla w miejscu montowania do uchwytu, co pozwala na dobór odpowiedniej średnicy otworu w klinie drewnianym.

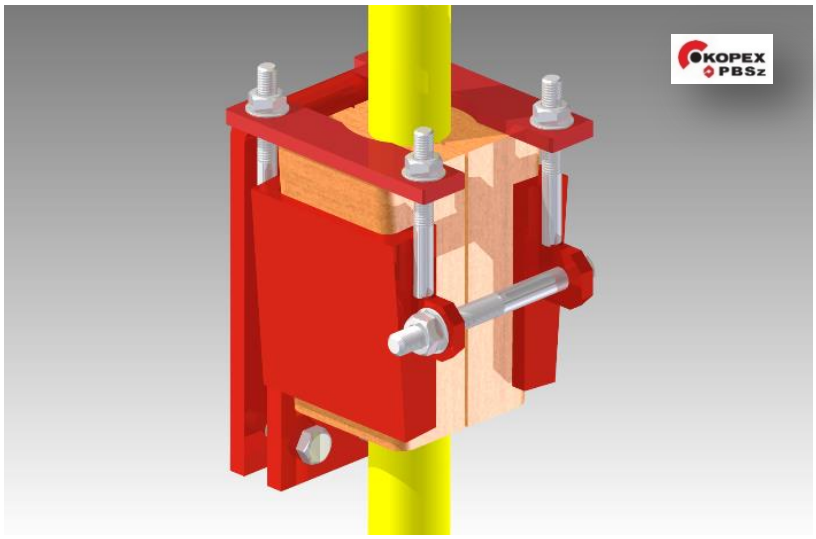
4. Modyfikacje uchwytów kablowych UKS (zgodnych z normą BN-89/0321-1) opracowane przez KOPEX-PBSz S.A.

Pierwsza seria uchwytów skonstruowanych przez firmę KOPEX PBSz S.A. wykonana była w oparciu o normę: BN-89/0321-1. Do takich uchwytów należą: UKS–100A oraz UKS-100B. Uchwyty te konstruowane są dla danego typu kabla, oraz ze względu na technologię opuszczania kabla w szybie. Muszą więc one spełniać warunki założone w tej technologii. Mając powyższe na uwadze w uchwycie UKS-100A dokonano niewielkich zmian w konstrukcji stalowej uchwytu (poszerzenie o 20 mm oraz zmiana rozstawu o 6 mm), co znacznie wpłynęło na większą wytrzymałość uchwytu.



Rys. 1. Uchwyt kablowy szybowy typu UKS – 100A
[źródło: opracowanie własne]

Natomiast w uchwycie UKS – 100B dokonane zmiany mają o wiele większy zakres. Zmieniono konstrukcję metalową uchwytu - dodano śrubę która ma za zadanie zachowanie stabilności konstrukcji metalowej uchwytu - poprzez zamknięcie (skręcenie) obu stron konstrukcji w trakcie klinowania jak i całego okresu pracy uchwytu w szybie; oraz śrub do mocowania blach zapobiegających wypadnięciu klina z części metalowej uchwytu.

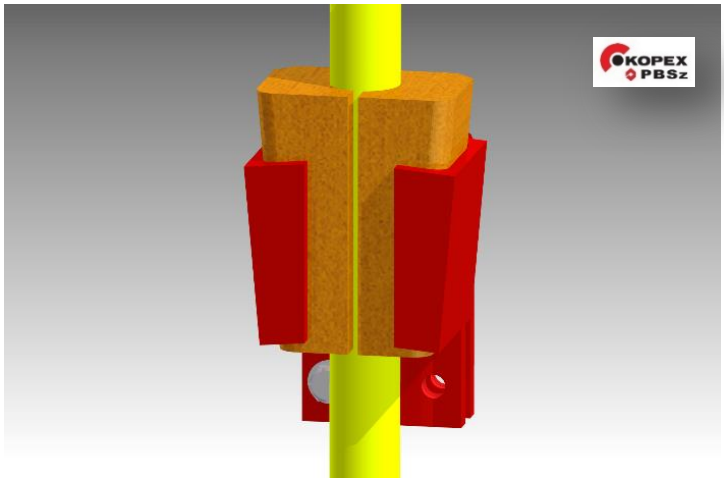


Rys. 3. Uchwyt kablowy szybowy UKS - 100B
[źródło: opracowanie własne]

Uchwyty tego typu zaprojektowano dla zabudowy kabli systemu odwadniania na szybie 1Bzie.

5. Nowe uchwyty kablowe typu UKSz (bez zabezpieczeń oraz z zabezpieczeniem)

Firma KOPEX – PBSz S.A. wdrożyła następnie do stosowania zmodyfikowane konstrukcje uchwytów UKSz.

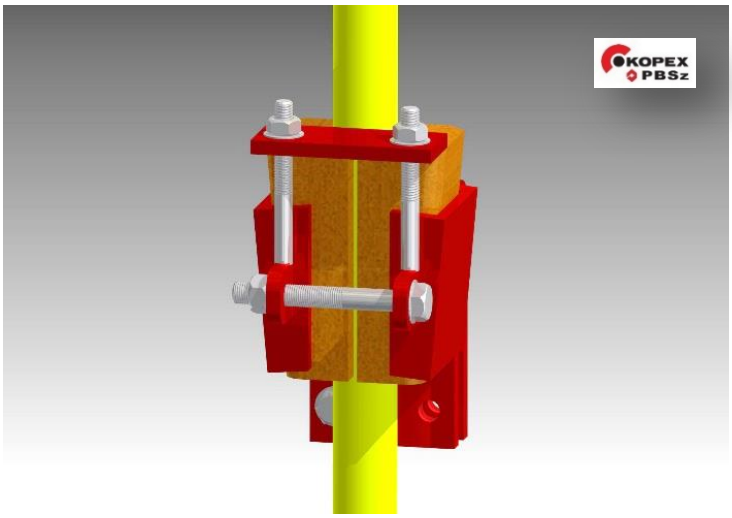


Rys. 2. Uchwyt kablowy szybowy UKSz -80 (bez zabezpieczeń)
[źródło: opracowanie własne]

Zmiany dotyczą konstrukcji metalowej, a także konstrukcji klina drewnianego. Znacznie wydłużono oraz poszerzono cześć tzw. zaczepową oraz dodano zestaw śrub zapobiegających przed wypadnięciem z konsoli (wspornika) kotwionej bezpośrednio do obudowy szybu. Zmieniono również konstrukcję samego klina. Różnica polega na odpowiednim fazowaniu krawędzi klina, a także na jego wydłużeniu, co powoduje większy zakres dobicia klina w uchwycie, co ma znaczenie dla lepszego trzymania kabla w uchwycie.

Konstrukcja UKSz (z zabezpieczeniem) – analogiczna w rozwiązaniu technicznym do UKS - 100B wprowadziła zmiany dotyczące przede wszystkim blach zabezpieczających klin

przed działaniem siły działającej pionowo w górę. W fazie projektowej najistotniejsze było prawidłowe zabezpieczenie klina jak i uchwytu w celu prawidłowej i bezpiecznej pracy uchwytu w trakcie montażu oraz okresu funkcjonowania w szybie kopalni. Jednocześnie osiągnięto konstrukcję najbezpieczniejszą i „najprostszą" w montażu.



Rys. 3. Uchwyt kablowy szybowy UKSz - 80 (z zabezpieczeniami)
[źródło: opracowanie własne]

6. Typoszereg uchwytów kablowych

Doświadczenia z zabudową i eksploatacją uchwytów UKSz-80, UKSz-80z oraz UKSz–160, UKSz–160z pozwoliły na ocenę i podjęcie decyzji o zaprojektowaniu typoszeregu uchwytów kablowych.

Obecnie firma KOPEX PBSz S.A. zaczyna prace umożliwiające sprawdzenie opracowanego typoszeregu.

Zakresy średnic kabla przewidziane dla danego UKSz'a
[źródło: opracowanie własne]

Tabela 2

Odmiana uchwytu	Przeznaczenie Uchwytu do kabli o średnicy zewnętrznej: D*
UKSz - 65	do 27mm
UKSz - 65z	
UKSz - 80	27 - 38mm
UKSz - 80z	
UKSz - 100	38 - 55mm
UKSz - 100z	
UKSz - 120	55 - 63mm
UKSz - 120z	
UKSz - 140	63 - 76mm
UKSz - 140z	
UKSz - 160	76-86mm
UKSz - 160z	

Dokumentacja typoszeregu uchwytów kablowych obejmuje:

- Opis techniczny wykonania – opis konstrukcji uchwytu
- Obliczenia wytrzymałościowe uchwytu:
  - Obliczenia wytrzymałościowe części metalowej uchwytu dotyczące płaskownika /haka
  - Obliczenia sił trzymania kabla dla typoszeregu uchwytów kablowych UKS
  - Obliczenia połączeń spawanych
- Warunki techniczne wykonania i odbioru (materiały, spawanie)
- Badania i odbiór
- Warunki przechowywania
- Aktualne zestawienie kabli
- Ramową instrukcję montażu uchwytów kablowych

Założenia do obliczeń:

- Obliczenie teoretycznej siły trzymania kabli zostały wykonane przy założonym obciążeniu, 12 m odcinkiem kabla, przy współczynniku bezpieczeństwa n = 6
- Ciężar kabli określono na podstawie katalogów kabli firmy: BITNER; TELEFONIKA oraz DRUT-PLAST. Dobrano najcięższy kabel względem największej średnicy kabla możliwej do zamocowania w danym typie uchwytu.

Obliczenia wykonane w typoszeregu pozwoliły na określenie doboru uchwytów kablowych w zależności od średnicy i masy kabli.

Samozaciskowość uchwytu:

Siła pochodząca od masy kabla, działająca pionowo w dół przy prawidłowej pracy uchwytu powoduje równomierne przemieszczenie się klina na skutek siły tarcia pomiędzy kablem a klinami. Kliny przemieszczają się pionowo w dół, powoduje to zmianę (zmniejszenie się) rozstawu klinów i jednocześnie zmniejszenie się średnicy (D*), co wpływa na zaciskanie się kabla w uchwycie.
W przypadku zawieszenia kabla w szybie (zaczynając mocowanie odcinka kabla z góry w dół) istotne jest aby kliny były wstępnie dobite młotkiem tak, aby klin wystawał min 5 mm poniżej części stalowej uchwytu. Wstępne zaciśnięcie kabla w uchwycie ma na celu umożliwienie wszystkim uchwytom zamocowanym na całej długości kabla równomierne samozaciskanie się.

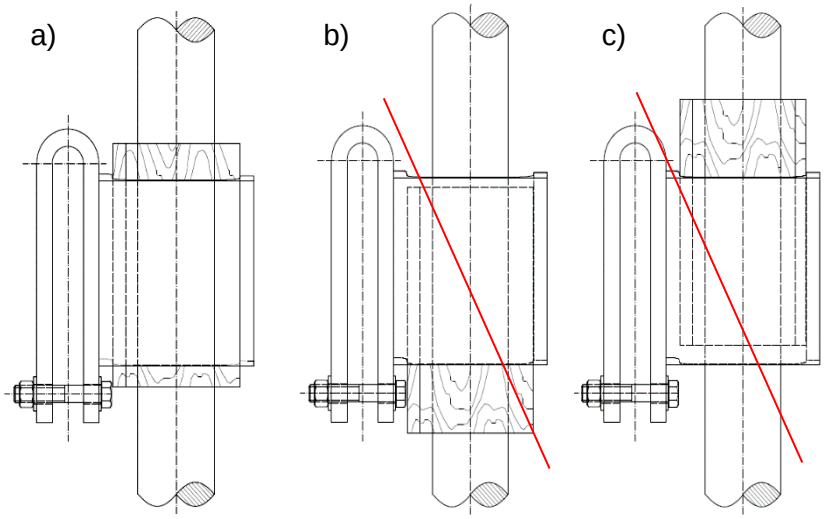
UWAGA
Niedopuszczalna jest sytuacja umieszczania klina w uchwycie (bez wstępnego dobicia klinów młotkiem), ponieważ uchwyt działa wtedy samozaciskowo już w trakcie montażu kolejnego uchwytu, co może spowodować taką sytuację, że montując 10 uchwyt, pierwszy uchwyt będzie maksymalnie zaciśnięty a w konsekwencji spowoduje to brak możliwości poprawnej pracy (samozaciskania) poniższych uchwytów.

Uchwyt kablowy szybowy (UKSz) wybierany powinien być ze względu na parametry techniczne kabla, do których przede wszystkim zalicza się ciężar i średnicę kabla. Najistotniejszym elementem prawidłowej pracy uchwytu jest dobór odpowiedniego otworu w klinie o średnicy D*, co pozwoli na prawidłowe zamontowanie kabla w uchwycie. Klin w części stalowej uchwytu powinien zawsze wystawać po obu stronach.

Nie dopuszcza się sytuacji:

- w której element drewniany jest zbyt płytko lub zbyt głęboko osadzony w części metalowej uchwytu. (po zaciśnięciu kabla przez uchwyt). Klin powinien wystawać z części stalowej uchwytu kablowego min 5 mm z każdej strony, zaleca się jednak, aby klin był jak

najbardziej w centrum uchwytu – fragment (odcinek) klina wystający z części stalowej (z góry i z dołu) powinien być w miarę jednakowy.



Rys. 4. Osadzenie klina w uchwycie
a) prawidłowe osadzenie klina b) i c) nie prawidłowe osadzenie klina
[źródło: opracowanie własne]

- w której kliny drewniane po osiągnięciu swojego maksymalnego zsuwu będą się stykać, brak szczeliny między klinami drewnianymi informuje o nie prawidłowym doborze otworu w klinie względem kabla, oraz o braku działania samozaciskowości uchwytu. Zaleca się, aby szczelina pomiędzy klinami dla poszczególnych typów UKSz (przy spełnieniu powyższych warunków) wynosiła.

UKSz - 65(z)	min: 2 mm	max: 5 mm
UKSz - 80(z)	min: 2 mm	max: 6 mm
UKSz - 100(z)	min: 3 mm	max: 8 mm
UKSz - 120(z)	min: 3 mm	max: 8 mm
UKSz - 140(z)	min: 5 mm	max: 10 mm
UKSz - 160(z)	min: 5 mm	max: 10 mm

(wartość minimalna nie powinna być w fazie ostatecznej po zawieszeniu kabla – po okresie, w którym uchwyty przejmują obciążenie).

7. Badania wytrzymałościowe

Doświadczenia firmy w zakresie prac związanych z opuszczaniem kabla w szybie mają bezpośredni wpływ na obecną konstrukcję uchwytu. Dla tego celu wykonano szereg badań wytrzymałościowych uchwytów, a wyniki tych badań są zadowalające.

Przykład 1
Badania sprawdzające współpracę uchwytów UKS – 100A z kablem energetycznym

W celu sprawdzenia wytrzymałości nowych konstrukcji uchwytów zaprojektowanych przez KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. wykonano badania sprawdzające współpracę uchwytów UKS - 100A z kablem energetycznym do zabudowy na szybie 1 Bzie" JSW S.A. KWK „Borynia – Zofiówka – Jastrzębie" Ruch „ Zofiówka".

Do badań dostarczono:

- odcinek kabla energetycznego typu: YHKGXSFoyn 3x120/35 – masa kabla 7,88 kg/m,
- trzy uchwyty kablowe szybowe typu UKS - 100A produkcji KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A., których wewnętrzna stronę pomalowana została proszkowo w kolorze RAL 3003, wyłożone klinami drewnianymi (dębowymi) z otworem na kabel.

Zakres badania obejmował:

Statyczne próby obciążania układu stanowiącego połączenie uchwytu kablowego szybowego UKS - 100A oraz zamocowanego w nim kabla energetycznego typu YHKGXSFoyn 3x120/35 odzwierciedlającego pracę ww. układu w szybie kopalni.
Program badań obejmował uchwycenie kabla w uchwycie przy pomocy klinów drewnianych, wsuniętych do oporu a następnie dobitych młotkiem 1,5 kg tak, aby dolna część klinów drewnianych przemieściła się poniżej części stalowej uchwytu.

Następnie obciążono układ ciężarem o masie 590 kg co odpowiada sile F_{Rz} = 5,78 kN,

Przyjęto warunek, iż konstrukcja uchwytu przy współczynniku bezpieczeństwa n = 6 w stosunku do obciążenia odcinkiem kabla 12 m (tj. kabla o długości 2-ch odstępów między wspornikami szybowymi) powinna wykazywać prawidłowość działania przy obciążeniu układu:

uchwyt kablowy, wspornik szybowy, kabel elektroenergetyczny – siłą F_{obl} to jest:

F_{obl} = 7,88 kg/m x 12m x 6 = 567,36 kg = 5,56 kN



Rys. 7. Badania sprawdzające – poprawne działanie samozaciskania uchwytu, brak poślizgu między kablem a klinem
[źródło: opracowanie własne]

Opis badań:

Badania przeprowadzono przy pomocy elektrowciągu 5,0 t.
Przed wykonaniem badania dokonano pomiarów średnic kabla energetycznego. Dla prawidłowego przeprowadzenia prób, odcinek kabla zamocowano na sztywno w uchwycie zaciskowym i powieszono na haku elektrowciągu. Do wolnego odcinka kabla zamocowano uchwyty kablowe UKS-100A. Do uchwytu podwieszono ciężar obciążenia za pomocą odcinka wspornika szybowego, odzwierciedlając tym samym pracę całego układu w szybie 1 Bzie.

Wyniki badania:

Siły F_{Rz} uzyskane w trakcie badań były większe niż siła obliczeniowa F_{obl}

$$F_{Rz} > F_{obl}$$

Uchwyty pracowały w trakcie prób jako samo zaciskające się.
Szybowe uchwyty UKS-100A do zawieszenia na wspornikach szybowych, do mocowania kabli energetycznego typu YHKGXSFoyn 3x120/35 współpracują z przedmiotowym kablem i wspornikami szybowymi prawidłowo.

Przykład 2

Badania sprawdzające współpracę uchwytów UKSz-160 z kablem elektroenergetycznym do zabudowy w szybie „Piotr" KHW S.A. KWK „Mysłowice – Wesoła"

Do badań dostarczono:

- Odcinek kabla elektroenergetycznego, szybowego typu YHKGXSekFoyn 3x 185/30-3,6/6kV produkcji TELE-FONIKA KABLE Sp. z.o.o. S.K.A.
  – masa kabla 16,21 kg/m
- Dwa uchwyty kablowe szybowe elektroenergetyczne typu UKSz-160 produkcji KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A., których wewnętrzna strona pomalowana została proszkowo w kolorze RAL 3003, wyłożone klinami drewnianymi (dębowymi) z otworem na kabel.

Miejsce wykonania badania:

Badania przeprowadzono w Laboratorium Badań Niszczących i Materiałowych Ośrodka Rzeczoznawstwa i Dozoru Urządzeń Górniczych w Mysłowicach

Zakres badania:

Statyczne próby obciążenia układu stanowiącego połączenie odcinka wspornika szybowego, uchwytu kablowego szybowego elektroenergetycznego UKSz-160, oraz zamocowanego w nim kabla typu YHKGXSekFoyn 3x 185/30-3,6/6kV odzwierciedlającego pracę ww. układu w szybie kopalni. Szczegółowy program badań został uzgodniony z przedstawicielami zleceniodawcy i obejmował uchwycenie kabla w uchwycie przy pomocy klinów drewnianych, wsuniętych do oporu bez użycia dodatkowych narzędzi.



Rys. 8. Badania sprawdzające w Laboratorium Badań Niszczących i Materiałowych Ośrodka Rzeczoznawstwa i Dozoru Urządzeń Górniczych w Mysłowicach
[źródło: opracowanie własne]

Następnie obciążono układ wzrastającą siłą rozciągającą, aż do momentu przekroczenia siły obliczeniowej, którą układ powinien przenieść bez utraty stateczności tj. 11,45 kN
Przyjęto warunek, iż konstrukcja uchwytu przy współczynniku bezpieczeństwa n=6 w stosunku do obciążenia odcinkiem kabla 12 m (tj. kabla o długości 2-ch odstępów miedzy wspornikami szybowymi) powinna wykazywać prawidłowość działania przy obciążeniu układu:

uchwyt kablowy, wspornik szybowy, kabel elektroenergetyczny – siła F_{obl} to jest:

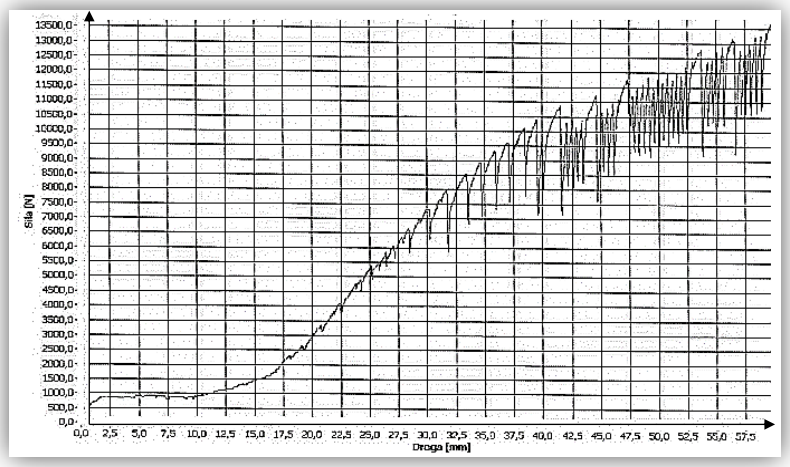
$$F_{obl} = 16{,}21\ kg/m \times 12m \times 6 = 1167{,}12\ kg = 11{,}45\ kN$$

Opis badań:

Badania przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej typ UPDH 100s firmy MFL Niemcy w zakresie pomiarowym 1000 kN, posiadającej aktualne świadectwo wzorcowania, w obecności przedstawicieli zleceniodawcy.
Przed wykonaniem badania dokonano pomiarów średnic kabla energetycznego.
Dla prawidłowego przeprowadzenia prób, odcinek kabla zamocowano na sztywno w dostarczonym uchwycie zaciskowym i ustawiono na trawersie maszyny wytrzymałościowej.
Do wolnego odcinaka kabla mocowano uchwyty kablowe UKSz-160. Uchwyty kablowe zamocowane zastały do podstawy maszyny wytrzymałościowej za pomocą odcinaka wspornika szybowego, odzwierciedlając tym samym prace całego układu w szybie kopalni.
Tak przygotowany układ poddawano na maszynie wytrzymałościowej próbom rozciągania zgodnie z wcześniej ustalonym programem badań.

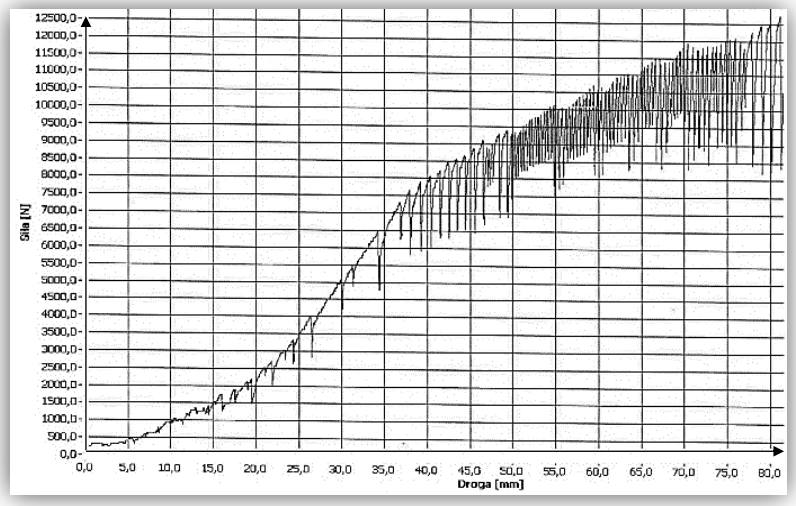
Próba 1

Układ obciążono siła F_{Rz1} – 13,6 kN, - przekraczając siłę obliczeniowa o 2,15 kN.
Poniżej zamieszczono wykres nr 1 uzyskany na maszynie wytrzymałościowej.



Próba 2

Układ obciążono siła F_{Rz2} – 12,6kN, - przekraczając siłę obliczeniowa o 1,15 kN.
Poniżej zamieszczono wykres nr 2 uzyskany na maszynie wytrzymałościowej.



Siły F_{Rz} uzyskane w trakcie badań były większe niż siła obliczeniowa F_{obl}

$$F_{Rz} > F_{obl}$$

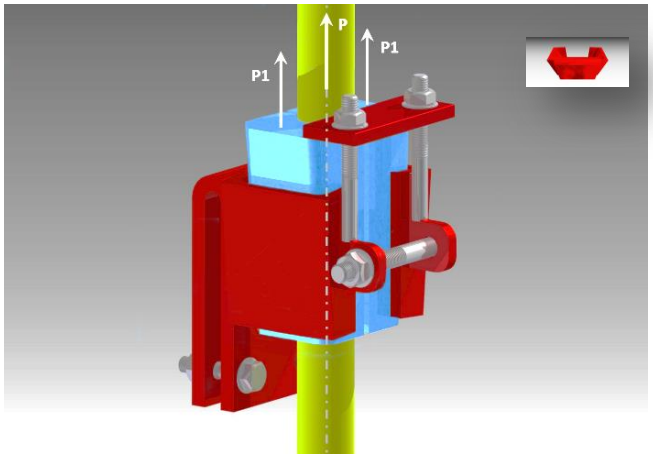
Uchwyt pracował w trakcie prób jako samo zaciskający się.

Wyniki badania

Szybowe uchwyty UKSz-160 do zawieszenia na wspornikach szybowych, do mocowania kabli elektroenergetycznych, typu YHKGX-SekFoyn 3x 185/30-3,6/6kV, dostarczone do badań przez KOPEX – PBSz S.A., współpracują z przedmiotowym kablem i wspornikami szybowymi prawidłowo.

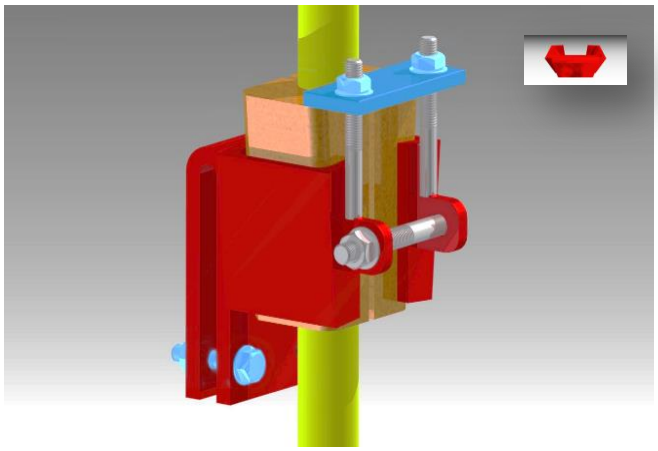
8. Siły działające na uchwyt UKSz z zabezpieczeniem

W przypadku niekontrolowanej siły działającej na kabel pionowo w górę (istnieje taka możliwość w przypadku ruchu wciągarki wykonującej korekcję zwisu kabla), zachodzi sytuacja, w której może dość do wysunięcie się klina drewnianego z konstrukcji uchwytu lub wysunięcia całego uchwytu ze wspornika zakotwionego w obudowie szybu.



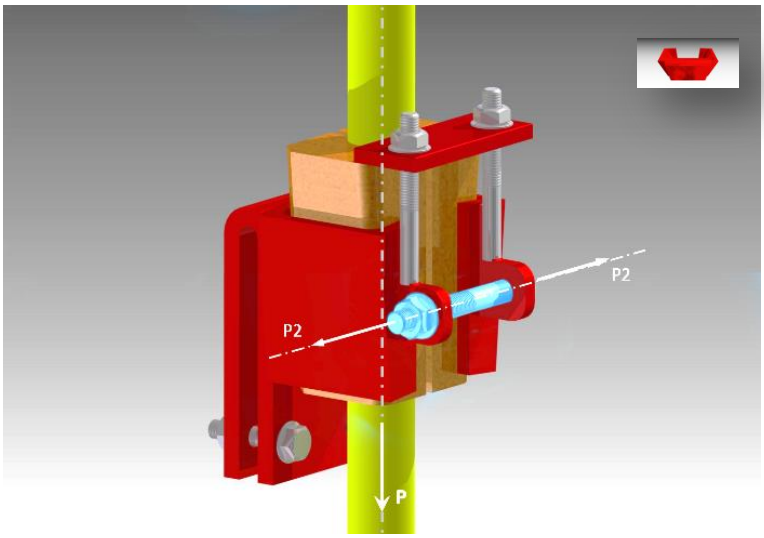
Rys. 9. Siły działające na uchwyt w wyniku działania siły (pionowej w górę) na kabel
[źródło: opracowanie własne]

W takiej sytuacji blacha zabezpieczająca ma za zadanie zabezpieczenie klina drewnianego przed wysunięciem z uchwytu kablowego. Jednocześnie prace wykonuje śruba zabezpieczająca uchwyt przed wypadnięciem ze wspornika szybowego.



Rys. 10. Zabezpieczenia mające za zadanie wyeliminowanie nieprawidłowego działania uchwytu na skutek siły działającej pionowo w górę – rys. 9
[źródło: opracowanie własne]

Natomiast podczas działania nadmiernego obciążenia na kabel (działającego pionowo w dół) mogłoby to spowodować rozciąganie konstrukcji stalowej uchwytu. Aby temu zapobiec w uchwytach typu UKSz z zabezpieczeniem wprowadzono śrubę poprzeczną, która łączy obie szczeki konstrukcji stalowej uchwytu.



Rys. 11. Zabezpieczenia mające za zadanie wyeliminowanie nieprawidłowego działania uchwytu na skutek siły działającej (pionowo w dół) na kabel
[źródło: opracowanie własne]

9. Wnioski

Doświadczenia projektowe i eksploatacyjne uchwytów kablowych pozwalają KOPEX-PBSz S.A. na bezpieczne prowadzenie prac szczególnie odpowiedzialnych polegających na montażu kabli w szybach. Opracowywany typoszereg uchwytów to kolejny krok na drodze do poprawy bezpieczeństwa przy tego typu pracach.

Literatura

[1]. Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28.06.2002 w sprawie: „Bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych” z późniejszymi zmianami”, (załącznik nr 4, punkt 7.3.11; 5.15.10.3)
[2]. Norma BN-89/0321-01. Uchwyty do mocowania kabli elektrycznych w szybach kopalń - Wymiary i wymagania
[3]. Norma PN-G-46224 - „Szyby górnicze. Zbrojenie sztywne. Wymagania i badania.”
[4]. Wytyczne baraży elektrycznej, katalogi kabli: kable sygnalizacyjne górnicze; przewody sterownicze górnicze; kable telekomunikacyjne górnicze; przewody elektroenergetyczne górnicze, przeznaczone do zabudowy w wyrobiskach o nachyleniu większym niż 45° oraz szybach.
[5]. Typoszereg Uchwytów Kablowych Samozaciskowych UKSz. Tytuł projektu: Uchwyty do mocowania kabli: Uchwyty kablowe samozaciskowe „bez zabezpieczeń” UKSz - 65; UKSz - 80; UKSz - 100; UKSz - 120; UKSz - 140; UKSz – 160 oraz uchwyty kablowe samozaciskowe „z zabezpieczeniami” UKSz - 65z; UKSz - 80z; UKSz - 100z; UKSz - 120z; UKSz - 140z; UKSz - 160z; KOPEX PBSz S.A.
[6]. Doświadczenie firmy KOPEX PBSz S.A z nowymi konstrukcjami uchwytów kablowych typu UKSz, zaprojektowanymi w oparciu o normę BN-89-0321-01 – „Uchwyty kablowe do mocowania kabli elektrycznych w szybach kopalń”.

- Projekt uchwytów kablowych szybowych UKS - 100A i UKS - 100B do zabudowy kabli systemu odwadniania szybu 1 Bzie w JSW S.A. KWK „Borynia - Zofiówka - Jastrzębie”, Ruch „Zofiówka”; KOPEX PBSz S.A.
- Badania sprawdzające współpracę uchwytów UKS - 100A z kablem elektroenergetycznym do zabudowy w szybie 1 Bzie JSW S.A. KWK „Borynia - Zofiówka - Jastrzębie”, Ruch „Zofiówka”; KOPEX PBSz S.A.
- Uchwyty do mocowania kabli elektroenergetycznych UKSz - 160 oraz kabli telekomunikacyjnych UKSz - 80 w szybie „Piotr” przedział zachodni; KHW KWK „Mysłowice-Wesoła”; KOPEX PBSz S.A. (we współpracy z Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o.)
- Badania sprawdzające współpracę uchwytów UKS-100A i UKS – 100B wraz z kablem energetycznym zabudowanym w szybie „Janina VI”; KOPEX PBSz S.A. (przy współprac z CBDiGP - Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o.)

STRESZCZENIA – ABSTRACTS

Przegląd wybranych modernizacji górniczych wyciągów szybowych

Adam Zygmunt, Marek Szczygieł

Opracowanie jest kontynuacją rozważań zaprezentowanych w publikacji w 1996 r. pt. "Dekapitalizacja techniczna elementów wyciągów szybowych zagrożeniem bezpieczeństwa pracy", w której scharakteryzowano i poddano analizie trzy grupy górniczych wyciągów szybowych, sklasyfikowane w zależności od przedziału czasowego ich budowy, prezentując następnie dla każdej grupy koncepcje kierunków modernizacji, szczególnie w zakresie maszyn wyciągowych. W referacie pozytywnie zweryfikowano ówczesne poglądy, wskazując równocześnie na aktualne trendy modernizacji górniczych wyciągów szybowych. Oceniono wpływ przeprowadzonych modernizacji na poprawę poziomu bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych. Omówiono zagadnienia techniczne zmierzające do podniesienia poziomu bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych.

Review of the selected modernization of the mine shaft hoisting machines

The work is a continuation of discussions presented in the publication from 1996 entitled "Technical depreciation of shaft hoisting machines pose a danger to work safety" in which three groups of shaft hoisting machines were analyzed and classified depending on date of their manufacture and directions of their modernization for each group were given. Ideas of those times are positively verified and actual trends in modernization of shaft hoisting machines are indicated. Impact of current modernization on safe operation of shaft hoisting machines is assessed. The technical problems aiming at increase of operational safety of shaft hoisting machines is discussed.

Modernizacje górniczych wyciągów szybowych Kopalni Soli „Kłodawa" S.A.

Jarosław Długaj, Mariusz Madej, Dariusz Kozajda, Janusz Szymczak

Przedstawiono zakres przeprowadzonych modernizacji maszyn wyciągowych oraz urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej górniczych wyciągów szybowych w szybach „Barbara" i „Michał" Kopalni Soli „Kłodawa" S.A. kładąc szczególny nacisk na zastosowane rozwiązania techniczne i organizacyjne. Zwrócono również uwagę na zagadnienia związane z eksploatacją maszyn wyciągowych w aspekcie ekonomicznym po przeprowadzeniu przedmiotowych modernizacji

Modernization of mine shaft hoisting machines in "Kłodawa" Salt Mine S.A.

Scope of modernization of hoisting machines as well as shaft signalling and communication devices of hoisting machines of "Barbara" and "Michał" Shaft in "Kłodawa" Salt Mine S.A. are presented. Special attention is paid to the technical and organizational solutions. Attention was also drawn to the problems of operational economy after the modernization.

Kompleksowa modernizacja górniczego wyciągu szybowego klatkowego w szybie R-VII O/ZG „Rudna" KGHM Polska Miedź S.A. w zakresie wymiany: maszyny wyciągowej, urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej oraz kół linowych kierujących

Piotr Ryndak, Wojciech Michalski, Krzysztof Turewicz, Piotr Helmrich

Omówiono zakres przeprowadzonej modernizacji górniczego wyciągu szybowego klatkowego szybu R-VII w O/ZG „Rudna" KGHM Polska Miedź S.A., kładąc szczególny

nacisk na zastosowane rozwiązania techniczne i organizacyjne. Zwrócono również uwagę na szeroki zakres prac związanych z adaptacją obiektów budowlanych dla potrzeb przedmiotowej modernizacji.

Comprehensive modernization of cage mine shaft hoisting machines in R-VII O/ZG "Rudna" KGHM Polska Miedź S.A. in the scope of replacement of the hoisting machine, shaft signalling and communication device as well as guiding rope pulleys

Modernization of cage mine shaft hoisting machines in R-VII O/ZG "Rudna" KGHM Polska Miedź S.A. is discussed with special attention paid to the technical and organizational solutions. Attention was also drawn to the work associated with adaptation of buildings for the need of the discussed modernization.

Modernizacja górniczego wyciągu szybowego w PG "SILESIA" w szybie Nr 2

Tomasz Siostrzonek, Wiesław Wójtowicz

Od parametrów górniczego wyciągu szybowego zależą zdolności wydobywcze kopalni, dlatego jest to jedno z najważniejszych urządzeń w zakładzie wydobywczym. Ze względu na bardzo krótki czas prowadzonej modernizacji maszyny w PG "SILESIA" i konieczność prowadzenia wydobycia w tym samym czasie, prace wymagały bardzo dobrej organizacji. W artykule przedstawiono krótki opis przebiegu prac z uwzględnieniem problemów, jakie pojawiały się w tym czasie. Obszernie opisano parametry wyciągu szybowego przed i po modernizacji. Po dwuletnim okresie eksploatacji zwrócono uwagę na zdarzenia, jakie wystąpiły podczas rozruchu, jak również podczas normalnej eksploatacji.

Modernization mine shaft hoisting machine in PG"SILESIA" Shaft No. 2

Mine total output depends on parameters of shat hoisting machine as it is the most important machine in the mining plant. Due to a very short time for modernization of the hoisting machine in PG "SILESIA" and necessity of coal production at the same time, the work required very good organization. Short description of carried out work including the problems that arose is given. Parameters of hoisting machine were described before and after modernization. After two-year operation attention was paid to the events during the machine start-up as well as during operation.

Nowe metody analizy technicznej skorodowanego zbrojenia szybowego szybu I KWK „Bielszowice"

Jacek Dziura, Tadeusz Marek

Przedstawiono nowatorską metodę kontroli stateczności starego zbrojenia szybowego szybu I podczas prowadzonej jego wymiany i modernizacji. Metoda ta polega na wykonywaniu cyklicznych pomiarów luzów prowadzeń szynowych specjalnie skonstruowanym do tego przyrządem i analizie wyników pomiarów przez rzeczoznawcę ds. zbrojenia szybowego (AGH Kraków) wg. opracowanej przez niego metody.

New methods for technical analysis of corroded steel frame of the shaft in "Bielszowice" Colliery

The innovative method of stability control of an old steelwork in shaft „I" during exchange and modernization is presented. The new method is based on the cyclic measurements of rail guides using a specially designed device. The analysis of the results was performed by an expert of shaft steelwork (AGH Kraków) using a new method developed.

Prace szczególnie odpowiedzialne w szybach i szybikach

Daniel Wowra, Marcin Mieszczak

Przedstawiono propozycję nowego spojrzenia na prace szczególnie odpowiedzialne. Zaprezentowano analizę dotyczącą wykonywania prac projektowych, przygotowawczych, realizacji właściwych robót oraz działań po zakończeniu prac.

Work of special importance carried out in shafts and fore-shafts

The suggestion of new approach to the work of special importance carried out in shafts and fore-shafts is presented. Analysis of designing, development and main work as well as actions after the work is given.

Innowacyjne rozwiązania wprowadzone w układach zasilania maszyn wyciągowych w KWK „Ziemowit"

Mirosław Janik, Kazimierz Kuzar, Tomasz Skrzypczak

Przedstawiono zmiany wprowadzone w układach zasilania dwóch maszyn wyciągowych szybu III oraz zmodernizowany układ zasilania i sterowania maszyny wyciągowej szybu „Szewczyk".

Innovative solutions implemented in power supply systems of hoisting machines in "Ziemowit" Colliery

Changes in power supply systems of two hoisting machines of Shaft II and modernized power supply system of hoisting machine in "Szewczyk" Shaft are presented

Zastosowanie silników prądu zmiennego w układach napędowych maszyn wyciągowych – zalety i wady tego typu rozwiązań

Tomasz Siostrzonek, Tomasz Karpiel

Dokonano przeglądu stosowanych obecnie elektrycznych napędów maszyn wyciągowych. Wykonano to ze względu na powtarzające się dylematy podczas wyboru silnika przy planowaniu modernizacji wyciągów szybowych. Od kilku lat obserwuje się problemy związane z decyzją, który silnik zastosowany w wyciągu szybowym jest lepszy ze względów ekonomicznych i technicznych. W artykule podjęto próbę podsumowania i wyjaśnienia zasadniczych wad i zalet obu rodzajów silników, tzn. silnika prądu zmiennego i silnika prądu stałego w kontekście zastosowania ich w napędzie maszyny wyciągowej.

Use of AC motors in driving systems of hoisting machines – advantages and disadvantages of such solution

Review of present electric drives of hoisting machines is given. The review is made as still there are a lot of doubts during selection of motors during planning the modernization of hoisting machines. We can observe the problems with taking decision which motor is better considering the economic and technical aspects. We present conclusions and we explain main advantages and disadvantages of both types of motors i.e. DC motor and AC motor in using them to drive the hoisting machines.

Statyczna przetwornica przewoźna do zasilania silników prądu stałego maszyn wyciągowych

Piotr Plewniok, Wojciech Grzyśka, Jarosław Szymik

Firma ELCAM Sp. z o.o. specjalizująca się w pracach związanych z transportem szybowym w górnictwie, tj. produkcji maszyn wyciągowych i sygnalizacji szybowych, opracowała nowoczesną przewoźną przetwornicę tyrystorową EL-TPP1. W rozdziale przedstawiono budowę, zasadę działania i zastosowany w przetwornicy system napędowy oraz omówiono korzyści uzyskane dzięki wprowadzeniu przewoźnej przetwornicy tyrystorowej. Przedstawiono doświadczenia uzyskane podczas eksploatacji tej przetwornicy jako źródła zasilania silnika napędowego maszyny wyciągowej górniczego wyciągu szybowego szybu „Gigant" przedział południowy, Centralnego Zakładu Odwadniania Kopalń Ruch II – Pompownia Pstrowski.

Static mobile converter for power supply of DC motors of hoisting machine

ELCAM Ltd, a firm that provides a wide range of vertical transport solutions for mining industry, in particular, is a producer of hoisting machines and shaft signaling systems, has recently introduced an innovative mobile thyristor converter EL-TPP1. The chapter presents the design, working concept and a drive system used in the product. The authors have also focused on highlighting the practical benefits of the usage of the mobile thyristor converter. The chapter finishes with a case study, based on recently commissioned mobile thyristor converter, which operates as a hoisting machine motor's power supply in the shaft hoist located in the south compartment of the "Gigant" shaft, Central Desiccating Unit, Pstrowski Pomp Station.

Poprawa jakości energii elektrycznej oraz zmniejszenie kosztów jej zużycia poprzez zastosowanie hybrydowego kompensatora mocy biernej i filtra wyższych harmonicznych w układzie zasilania maszyny wyciągowej szybu „Antoni" KWK „Marcel"

Tomasz Biernacik

Omówiono skutki obniżenia poziomów harmonicznych powstających wskutek oddziaływania maszyn wyciągowych na sieć zasilającą. Przedstawiono koncepcję układu eliminacji harmonicznych i poprawy współczynnika mocy opartą na układzie hybrydowym składającym się z filtra pasywnego i aktywnego na przykładzie przebadanego, zrealizowanego w KWK „Marcel" układu kompensacji mocy biernej i filtracji wyższych harmonicznych dla maszyny wyciągowej szybu „Antoni".

Improvement of electricity quality and reduction of its cost by using the hybrid compensator of reactive power and higher harmonics filter in power supply system of the hoisting machine of Antoni Shaft in "Marcel" Colliery

Effects of lowering the levels of harmonics, generated by the action of hoisting machines for the mains is discussed. The concept of the harmonic elimination system and power factor correction is presented. The hybrid system consists passive and active filters. Reactive power compensation and harmonic filtering system is realized in the "Marcel" Colliery for the exhaust shaft "Antoni".

Nowoczesne układy typu smart sterowania i diagnostyki maszyn wyciągowych

Zygmunt Szymański

W rozdziale zamieszczono przegląd rozwiązań konstrukcyjnych zintegrowanych napędów maszyn wyciągowych z silnikami DC i AC. Opisano koncepcję nowoczesnego, energooszczędnego układu zasilania górniczych maszyny wyciągowej, złożonego z silnika zintegrowanego, (tranzystorowego lub tyrystorowego) zasilacza przekształtnikowego oraz inteligentnego obwodu sterowania zbudowanego na wielopoziomowych sterownikach mikroprocesorowych W rozdziale przedstawiono metody predykcyjnego sterowania typu smart maszyn transportu pionowego, oraz pewne możliwości monitoringu oraz diagnostyki on line stanu technicznego wybranych modułów zasilania, układu napędowego, części mechanicznej oraz układu kinematycznego maszyn wyciągowych skipowych oraz klatkowych. W rozdziale zamieszczono wybrane algorytmy sterowania typu smart, modele symulacyjne maszyny wyciągowej oraz wyniki obliczeń wybraków stanów pracy maszyny dla realizowanych cykli transportowych. W programie przeanalizowano stany pracy awaryjnej, oraz uzależniono możliwości realizacji cykli pracy od stanu technicznego maszyny

State-of-the-art smart control and diagnostics systems for hoisting machines

In the chapter construction solutions of integrated drives of hoisting -machines with DC and AC motors are reviewed. One described the idea of the modern, energy-saving feed system of mining of the hoisting -machine, composite from integrated motor, supplied with (transistor or thyristor) converter supply system, and intelligent control circuit composed on multi-level microprocessor drivers In chapter presented methods of predictive control system type smart of machines of the perpendicular transport , and certain possibilities of monitoring and on line diagnostics methods different technical state of chosen modules of power supply, for: driving system, the mechanical part and the kinematic system of cage .hoisting machines. In chapter one placed chosen control algorithms type smart, simulation models of hoisting machines, and results of calculations of shuffs states for machine work for realized works cycles. On analyzed a damage work states, and conditioned possibilities of realization a duty cycles from technical state of the hoisting machine.

System ciągłego monitorowania dynamicznych parametrów szybowych urządzeń wyciągowych

Giennadij Trifanov, Aleksiej Mikriukow, Walerij Zwieriew

Opisano system ciągłego monitorowania parametrów układu naczynie wyciągowe – zbrojenie szybu. Przedstawiono i omówiono wyniki badań układu w skali przemysłowej. W metodzie tej do kontroli płynności ruchu skipów zastosowano umieszczony na skipie czujnik przyspieszeń, nadajnik i analizator otrzymanych danych.

Continuous monitoring system of the mining hoist dynamic parameters

Equipment of continuous monitoring of dynamic parameters of the SIS "lifting vessel-reinforcement" of vertical shafts is described. The possibility withdrawn cheniya-performance mine hoisting installations, equipped with systems of continuous control. The results of tests of the system in an industrial setting, chart speed up skip in the frontal and lateral plane. The analysis of impacts in the "lifting vessel - a rigid reinforcement. "Instrumental continuous monitoring of the lift channelling, surface and underground mine lifting equipment is reduced to a minima of the human factor, and reduce downtime to install a visual inspection. Preposition realized in the federal rules and regulations in the field of industrial-Secure.

Analiza właściwości metrologicznych urządzeń diagnostycznych w aspekcie bezpieczeństwa eksploatacji taśm przenośnikowych z linkami stalowymi

Jerzy Kwaśniewski, Szymon Molski, Hubert Ruta, Tomasz Krakowski

W ocenie stanu technicznego taśm przenośnikowych z linkami stalowymi wykorzystywane są różne metody i techniki badań. Wśród nich znalazła swoje miejsce metoda magnetyczna, którą można uznać za najbardziej zaawansowaną z uwagi na możliwość identyfikacji uszkodzeń taśm takich jak: złomy zmęczeniowe drutów, przerwanie ciągłości splotek, wady fabryczne w wytwarzaniu linek, ich nieprawidłowości ułożenia w taśmie, zużycie korozyjne odspojonych linek i miejsc łączenia taśmy, uszkodzenia linek brzegowych oraz pośrednie uszkodzenia związane z ubytkami okładek taśmy na brzegach i w strefach łączenia. Identyfikacja tych wad i uszkodzeń w stosunkowo krótkim czasie badania umożliwia eliminację zużytych fragmentów taśmy oraz naprawę wskazanych fragmentów taśmy. Istotną zaletą tej metody jest możliwość wykonania badania w czasie normalnej eksploatacji przenośnika taśmowego. Wszystkie te czynniki powodują, że badania magnetyczne mają duże znaczenie gospodarcze przede wszystkim w dziedzinach transportu materiałów sypkich, gdzie stosowane są taśmy zbrojone jak: porty, węzły przeładunkowe, górnictwo odkrywkowe, górnictwo podziemne, elektrociepłownie itp. Systemy transportowe w tych zakładach pracują głównie w szeregowych strukturach niezawodnościowych, co powoduje, że awarie jednego przenośnika mają wpływ na sprawność całego systemu transportowego. Omówiono problemy techniczno-metrologiczne, z jakimi spotykamy się w diagnostyce taśm z linkami stalowymi.

Analysis of metrological properties of diagnostic devices in the aspect of operational safety of conveyor belts with steel cords

Different testing methodologies are used in assessment of technical condition of conveyors belts with steel cords. One of them is the magnetic method, which can be considered as most advanced one as it enables identifying belt damages such as fatigue bend of cords, break of cords, manufacture faults, not proper position of cords in the belt, corrosive wear of separated cords, damages to boundary cords. Identification of these flaws and damages enables quick removal of worn parts of the belt and repair of damaged ones. Possibility of taking measurements during conveyor operation is the main advantage of the method. That is why the magnetic measurements are of great importance in the industry especially in material transportation, where reinforced belts are used. Often the transpiration systems are of continuous structure and failure of one conveyor affects the efficiency of the entire system. Technical and metrological problems in diagnostics of belts with steel cords are discussed.

Urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej – współczesna realizacja techniczna w przestrzeniach zagrożonych wybuchem

Andrzej Figiel, Marek Szczygieł

Urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej jest podstawowym elementem górniczego wyciągu szybowego, umożliwiającym skomunikowanie maszynisty maszyny wyciągowej z sygnalistami szybowymi, obsługującymi stanowiska sygnałowe w szybie. Poprawne zrealizowanie systemów sygnalizacji szybowej stanowi podstawę bezpiecznej eksploatacji górniczego wyciągu szybowego. Z kolei właściwe spełnienie wymagań odnośnie budowy podzespołów tworzących urządzenie sygnalizacji i łączności szybowej gwarantuje bezpieczeństwo jego eksploatacji w przestrzeniach zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego. W referacie przedstawiono współczesne koncepcje budowy i konstrukcji urządzeń sygnalizacyjnych, omówiono nowe rodzaje pracy, pozwalające na optymalizację pracy wyciągów szybowych, zaprezentowano zagadnienie stosowanych procedur postępowania w sytuacjach awaryjnych. Oddzielnie zaprezentowano proces badania urządzeń sygnalizacji szybowych w celu

sprawdzenia spełniania wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem.

Shaft signalling and communication devices – state-of-the-art technical solutions in a potentially explosive atmosphere

Signalling and communication device is the basic component of mine shaft hoisting machine that enables communication of the hoisting machine operator with the signalmen in the shaft. Proper and correct signalling system makes the ground for safe operation of shaft hoisting machine. On the other hand, meeting the requirements put to the design of components making the signalling device, guarantees its safe operation in potentially explosive atmosphere. The concept of new design of signalling devices is presented as well as new modes of operation enabling optimization of work of hoisting machines is given. The procedures in emergencies are also presented. Test of shaft signalling devices to verify if they meet the requirements put to devices used in potentially explosive atmosphere are described**.**

System ciągłego monitorowania lin nośnych skipów z aplikacją kontroli rozładunku

Tadeusz Wróbel

Przedstawiono opis urządzeń systemu typu UPSL-02i do ciągłego monitoringu sił w linach nośnych naczynia wyciągowego z aplikacją kontroli załadunku i rozładunku skipu. Idea rozwiązania polega na pomiarze różnicy sił w linach nośnych wynikającej z masy naczynia przed i po załadunku skipu w stacji załadunku jak również przed i po rozładunku skipu w stacji rozładunku. Na naczyniu wydobywczym (skipie) w sposób ciągły działa sterownik mikroprocesorowy, który poprzez łącze radiowe przesyła do sterownika nadrzędnego w maszynie wyciągowej dane pomiarowe sił w linach i diagnostyczne dotyczące aktualnych parametrów pracy. Ciągłość funkcjonowania jest zapewniona poprzez cykliczne dostarczanie energii w sposób bezstykowy podczas rozładunku skipu na nadszybiu i jej buforowanie w „magazynie“ energii najnowszej generacji.

System for continuous monitoring of skip hoisting ropes with application for reload control

UPSL-02i system for continuous monitoring of forces in hoisting ropes of conveyances with application for controlling the skip load and unload is described. The idea of the solution consists in measurement of difference in forces in hoisting ropes resulting from the conveyance weight before and after loading of skip in loading station and in unloading station. On the skip, there is a microprocessor controller, which sends by radio the measurements data about forces in ropes and diagnostic data about current operational parameters to the master controller on the hoisting machine. Continuous operation of the controller is ensured by cyclical contactless power supply during skip unload in a pit head and buffering the energy in the storage of new generation.

Podsumowanie dotychczasowej eksploatacji lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz, Elżbieta Mazany

W opracowaniu przedstawiono podsumowanie dotyczące eksploatacji lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych SAG produkowanych przez firmę SAG Spółka z o.o. (poprzednio SAG Wytwórnia Lin Stalowo-Gumowych Spółka z o.o.) z siedzibą w Katowicach, począwszy od wyprodukowania pierwszej liny w 1989 r. aż do 2015. Pierwszą linę SAG założono w 1989 roku w górniczym wyciągu szybu „Wilson” KWK „Wieczorek”. Omówiono produkcję, czas pracy, przyczyny odkładania i naprawy lin SAG. Podano także wyniki badań na zrywanie 143 próbek lin, badania przyczepności gumy do linek stalowych 62 próbek lin, badań zmęczeniowych oraz

badań kształtu pętli lin. Przedstawiono także konstrukcje stosowanych zawieszeń lin, ich zalety i wady. W analizowanym okresie na dzień 22.06.2015 r. wyprodukowano 575 lin, z czego było ich w eksploatacji na rynku krajowym 215 sztuk, z tego 111 sztuk w górniczych wyciągach skipowych i 104 w klatkowych.

Summary of previous operation of SAG flat balance steel-rubber ropes

This study contains conclusions on how to store, install and use flat steel-rubber balance ropes of SAG type produced by SAG Sp. z o.o. with headquarter in Katowice. The study covers a period from the first rope production in 1989 until 2015. The first SAG rope was installed in 1989 in mine hoist of “Wilson” shaft in “Wieczorek” Colliery. The rope production, its lifetime and the reasons of SAG ropes withdrawal are presented. The results of the following tests are given: testing of breaking force of the unstranded ropes, moment of side thrust in flat steel-rubber ropes loop width of balance ropes, rubber adherence to steel cords. Analysis period covers production of 575 SAG ropes. At the beginning of 2015, 215 ropes are in operation.

Zagadnienie trwałości naczyń wyciągowych skipowych

Alfred Carbogno, Marcel Żołnierz, Jerzy Buczek

W opracowaniu przedstawiono konstrukcje skipów stosowanych w krajowych kopalniach węgla kamiennego. Na przykładzie kilku kopalń podano ich trwałości. Omówiono konstrukcję i trwałość skipoklatki samonośnej. Szczególną uwagę zwrócono na stosowanie elementów przeciwkruszeniowych oraz wykładzin przeciwściernych w skipach. Podano również sposób obliczenia oddziaływania strugi urobku na zużycie blach nośnych i przeciwściernych w skipach.

Problem of durability of skip conveyances

Designs of skip conveyances used in Polish coal mining industry are presented. Durability of skip conveyances is shown on the examples of few collieries. Construction of self-supporting skip is another described issue. The usage of anticrusching elements in skip was underlined. The calculating method of run-of-mine stream action on the plates and anti-friction lining wear is also presented.

Badania drgań naczynia wyciągowego w wyciągu jednokońcowym w trakcie hamowania bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego.

Leszek Kowal, Krzysztof Turewicz

Przedstawiono wyniki badań i analiz numerycznych drgań wzdłużnych naczynia wyciągowego górniczego wyciągu szybowego przeprowadzonych na obiekcie rzeczywistym. Badania wykonano w wyciągu szybowym wyposażonym w jednokońcową bębnową maszynę wyciągową. Wyniki badań stanowiły podstawę do weryfikacji modelu numerycznego górniczego wyciągu szybowego, przeznaczonego do symulacji zjawisk dynamicznych zachodzących w tego typu urządzeniach. Omówiono wpływ parametrów hamowania bezpieczeństwa na wartość uzyskiwanych przyśpieszeń naczynia oraz linopędni.

Vibration of a conveyance in one-end hoisting machine during safety braking

Results of tests and numerical analyses of longitudinal vibration of conveyances of mine shaft hoisting machine carried out on the real object are presented. Tests were conducted in the shaft equipped with one-end drum hoisting machine. Test results were used to verify the numerical model of mine shaft hoisting machine, developed to simulate dynamical phenomena in such

machines. Impact of safety braking parameters on conveyances and Koepe pulley accelerations is discussed.

Drgania parametryczne w układzie naczynie wyciągowe – zbrojenie szybu

Siergiej Iljin, Władimir Radczenko, Konstantin Sołomiencew, Wiktor Wasilkiewicz, Michaił Dubinin, Swietłana Iljina, Inna Iljina

Przedstawiono wyniki badań wpływu parametrów geometrycznych zbrojenia szybu, przemieszczeń prowadnic tocznych względem prowadników i odchyleń promieni rowków wykładzin bębnów pędnych na dynamiczne parametry układu naczynie wyciągowe – zbrojenie szybu.

Parametric oscillations in a system of "lifting vessels - reinforcement" shafts

The report presents the results of research on the influence of geometrical parameters of the conductors on the dynamic profile parameters of the interaction of blood vessels with tight armouring in the mode of the safety brake, the influence of the offset position of the side rollers with respect to the conductors on the dynamic stability of the oscillation of lifting vessels, the effect of variations of the radii gutters pulley on the interaction of lifting the vessel with a reinforcement at multirope rise.It is shown that the vertical mine shafts, there are areas where certain correlations between the frequencies of the vertical and angular fluctuations of lifting vessels system "vessel-reinforcement" in the response time of the safety brake can get to the parametric instability of resonance type with high dynamic loads on the side conductors Hard shoes slip. It is shown that the location of the side guide rollers of lifting vessels with the possibility of going beyond a partial lateral working surfaces flat conductors in the box "container-reinforcement" the conditions for the excitation of unstable oscillations of parametric resonance type and the growth of dynamic loads on the reinforcement of. It is shown that the imbalance in the tension between the ropes multirope hoists even with regulatory restrictions may cause an increase in dynamic loads on the reinforcement of the trunk, which can not be eliminated with the help of roller dampers traditional rigidity characteristics.

Wpływ parametrów przekroju prowadników zbrojenia szybu pionowego na procesy dynamiczne w układzie naczynie wyciągowe-zbrojenie szybu

Siergiej Iljin, Inna Iljina, Swietłana Iljina

Przedstawiono wpływ parametrów geometrycznych i grubości ścianek prowadników stalowych walcowanych o przekroju kwadratowym na dynamikę układu naczynie – zbrojenie szybu. Podano także zależność dopuszczalnej prędkości jazdy naczynia od grubości (zużycia) prowadników i rozstawu dźwigarów w szybie.

Influence of parameters of conductor cross-section vertical shaft reinforcement on the dynamic processes in the system "vessel-reinforcement"

This article gives an analysis of the influence of geometric parameters of the systems "safety shoe – conductor "on the dynamic stability of the system " lifting vessel - reinforcement "and deformation-strength characteristics of reinforcement in terms of wear in continuous operation.
The problem of determining the dependence of the moments of resistance wire box on the residual wall thickness in wear for different sizes of conductors having the same external dimensions of the original. It is shown that at equal residual wall thickness at initially thicker wire residual load-bearing capacity will be less than the initially thinner because of the greater loss of outer dimensions. This requires an adjustment of regulations to control the geometric parameters of the conductors to account for changes in their actual carrying capacity of the process of deterioration. The problem of change in the lever arm of the dynamic interaction force lifting the

vessel with the conductors in the process of wear reinforcement depending on the actual kinematic gaps. The dependence of the permissible speed of recovery and change the boundaries of the permissible depth of throat wear shoes in the process according to the criteria of dynamic stability, strength and kinematic engagement. The problem of deformation of the opposing conductors at the exit of the vessel from the engagement. To determine the minimum acceptable value of overlapping side faces conductors shoes slip depending on the dynamic loads, gauge for the conductors, having rounded edges.

Założenia dla metody obliczania i oceny zmienności naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów wyciągów szybowych

Marek Płachno, Marek Szczygieł

W rozdziale zwrócono uwagę na problem przydatności obliczeniowej dotychczas opublikowanych modeli matematycznych, opisujących przedmiotowe naprężenia. Ten problem uwidoczniły wykonane ostatnio badania diagnostyczne wykazujące, że jego istotą jest zbyt uproszczone podejście, które przyjmowano w dotychczasowych próbach obliczania zmiennych naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów. Przedstawiono założenia dla nowego podejścia do obliczeń tych naprężeń, będącego - zdaniem autorów - rozwiązaniem problemu obliczeń takich naprężeń.

Assumptions for calculations and assessment of changeability of stresses in hoisting strings of skip conveyances in shaft hoisting machines

Some attention is drawn to usefulness of currently published mathematical models describing the discussed stresses. The problem has been revealed by recent diagnostic tests, which shown that assumed approach to calculations of changeable stresses in hoisting strings of skip conveyances is too simplified. Assumptions to new approach to calculations of these stresses, which by the authors' opinion, will solve the problem of stresses calculations.

Problem wytrzymałości cięgien nośnych górniczego naczynia wyciągowego w świetle obliczeń zmęczeniowych.

Stanisław Wolny, Sławomir Badura

Z informacji uzyskanych z okresowych badań skipów i klatek eksploatowanych w szybach jednej z polskich kopalń wynika że większość zarejestrowanych uszkodzeń elementów nośnych naczyń, to pęknięcia o charakterze zmęczeniowym. Celem wyeliminowania przyczyn powstawania uszkodzeń oraz zwiększenia trwałości naczyń, niezbędne jest poznanie przyczyn, będących ich źródłem. Koniecznym stało się zatem wykonanie pomiarów i analiz, które dałyby wiedzę co do obciążeń cięgien i stanu naprężeń jaki w nich panuje. Wykonana analiza trwałości zmęczeniowej cięgien naczynia wydobywczego, wskazuje na możliwość rozwoju pęknięć zmęczeniowych w najbardziej wytężonych obszarach konstrukcji, w krótkiej perspektywie czasowej.

Problem of strength of in hoisting strings of skip conveyances in the light of fatigue calculations

Information from periodical tests of skips and cages used in hoisting shaft of one of the Polish mines indicates that majority of damages to hoisting components of conveyances result from fatigue breaks. Thus, it is indispensable to take measurements and analyses to get knowledge about load of hoisting stings and about their stresses. Analysis of fatigue durability of conveyances indicates for possibility of progress of fatigue break in a short time in areas of highest stresses

Uchwyty do mocowania kabli szybowych typu UKSz

Marek Pypno, Jarosław Martyka, Grzegorz Spandel

Przedstawiono doświadczenia eksploatacyjno-wdrożeniowe KOPEX – PBSz S.A. nowego typu uchwytów do kabli szybowych UKSz. Opracowany typoszereg uchwytów pozwala na zabudowę w szybach wszelkich produkowanych aktualnie kabli energetycznych i teletechnicznych.

Holders for fixation of UKSz shaft cables

Operational and implementation experience of KOPEX – PBSz S.A. in new types of holders for fixation of UKSz shaft cables is presented. The developed type-series of holders enable installation of all types of currently manufactured power and telecommunication cables**.**

INDEKS AUTORÓW

Sławomir Badura
Tomasz Biernacik
Jerzy Buczek
Alfred Carbogno, 202
Jarosław Długaj
Michaił Dubinin
Jacek Dziura
Andrzej Figiel
Wojciech Grzyśka
Piotr Helmrich
Siergiej Iljin, 267
Inna Iljina, 267
Swietłana Iljina, 267
Mirosław Janik
Tomasz Karpiel
Leszek Kowal
Dariusz Kozajda
Tomasz Krakowski
Kazimierz Kuzar
Jerzy Kwaśniewski
Mariusz Madej
Tadeusz Marek
Jarosław Martyka
Elżbieta Mazany
Wojciech Michalski
Marcin Mieszczak
Aleksiej Mikriukow
Szymon Molski
Piotr Plewniok
Marek Płachno
Marek Pypno
Władimir Radczenko
Hubert Ruta
Piotr Ryndak
Tomasz Siostrzonek, 104
Tomasz Skrzypczak
Konstantin Sołomiencew
Grzegorz Spandel
Marek Szczygieł, 155, 283
Zygmunt Szymański
Janusz Szymczak
Jarosław Szymik
Giennadij Trifanow
Krzysztof Turewicz, 226
Wiktor Wasilkiewicz
Stanisław Wolny
Daniel Wowra
Wiesław Wójtowicz
Tadeusz Wróbel
Walerij Zwieriew
Adam Zygmunt
Marcel Żołnierz, 202