

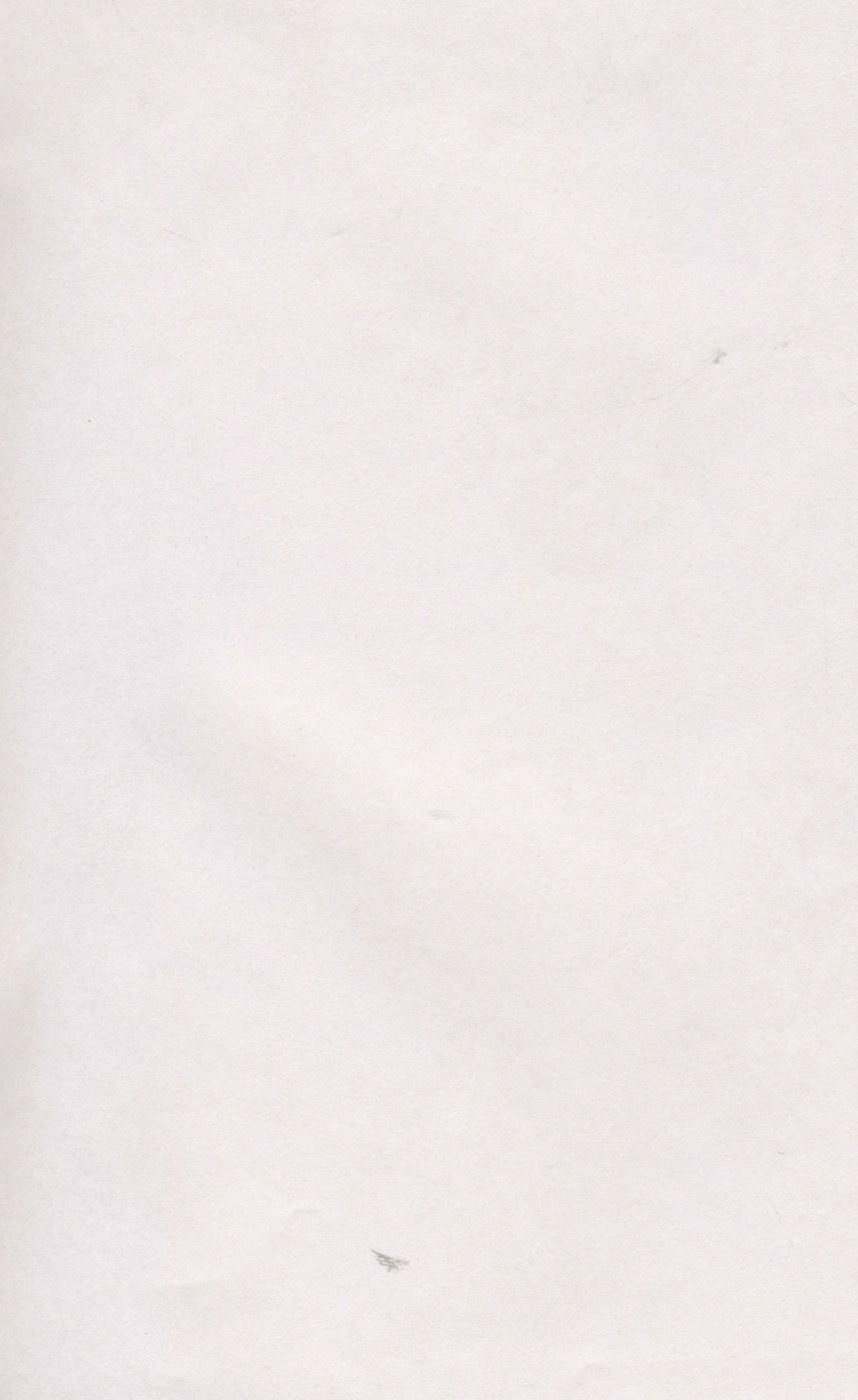
KIERUNKI MECHANIZACJI GÓRNICTWA DO 2010 ROKU

TOM II



**Biblioteka
KOMTECH**







Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Współautorzy monografii:

Państwowa Agencja Restrukturyzacji Górnictwa Węgla Kamiennego S.A.
Fabryka Maszyn „Glinik” S.A.
Zakład Maszyn Górniczych „Glinik” Sp. z o.o.
Politechnika Śląska
Deutsche Montan Technologie GmbH (Niemcy)
Zabrzeńskie Zakłady Mechaniczne S.A.
KWK „Budryk” S.A.
Uniwersytet Techniczny w Ostrawie (Czechy)
Kopalnia OKD a.s. „Lazý” (Czechy)
Politechnika Lubelska
Instytut Naukowy Bezpieczeństwa Górnictwa Makeyevka (Ukraina)
Politechnika Wrocławska
Politechnika Radomska
Główny Instytut Górnictwa
Narodowe Centrum Badawcze Górnictwa, Instytut im. A. A. Skoczynskiego (Rosja)
Akademia Górniczo-Hutnicza
Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego Sp. z o.o.
Schlumberger Sema (Czechy)
Uniwersytet Techniczny w Koszycach (Słowacja)
Politechnika Krakowska
Zakłady Urządzeń Technicznych ZGODA S.A.

KIERUNKI MECHANIZACJI GÓRNICTWA DO 2010 ROKU

Referaty zamieszczone w niniejszej monografii były przedmiotem publicznej prezentacji podczas trzeciej międzynarodowej konferencji naukowo-technicznej KOMTECH 2002 w dniach 5-7.11.2002 r.

Szczyrk – Centrum Kongresów i Rekreacji „Orle Gniazdo”



Biblioteka KOMTECH

Redakcja merytoryczna: dr inż. Andrzej Meder

Autorzy:

Jerzy Antoniak
Marian Banaś
Walter Bartelmus
Ryszard Bednarz
Janusz Blaschke
Szczepan Bojara
Jan Boroška
Mieczysław Brudniak
Stefan Bućko
Alfred Carbogno
Marian Ćwik
Andrzej Drwiega
Jan Dziura
Zbigniew Fundalewicz
Tadeusz Giza
Horst Gondek
Krzysztof Hamala
Józef Hansel
Vaclav Janek
Dariusz Jenczmyk
Józef Jonak
Vehip M. Kaci
Jan Kaźmierczak
Marek Komoniewski
Antoni Kozieł
Andrzej Kret
Igor Leššo
Stanisław Losiak
Andrzej Loska
Włodzimierz Madejczyk

Józef Markowicz
Stefan Mateja
Anatoly G. Mnukhin
Michael Myszkowski
Jan Osadnik
Tadeusz Piechowicz
Edward Pieczora
Marek Płonka
Hynek Přechek
Pavel Přechek
Jan Ptak
Janusz Pypłacz
Kazimierz Rułka
Lubomir Schellong
Yuri G. Shein
Włodzimierz Sikora
Antoni Skoć
Andrzej Skrzypiec
Piotr Sobota
Jacek Spałek
Kazimierz Stoiński
Marek Szyguła
Zygmunt Szymański
Ryszard Ślusarz
Piotr Tenerowicz
Jarosław Tokarczyk
Marcin Trzebicki
Zygmunt Trela
Marian Weiser
Teodor Winkler

Projekt okładki: Natalia Król

Wydawnictwo: Komdruk-Komag Sp. z o.o.
44-101 Gliwice, ul. Pszczyńska 37

Wydanie publikacji dofinansowane przez
Komitet Badań Naukowych
Ministerstwo Gospodarki

ISBN: 83-912604-9-6

Nakład: 150 egz.

Copyright by Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Spis treści

	str.
Nowa generacja rurociągów magistralnych KOMAG HPT – Marek Szyguła, Dariusz Jenczyk	5
Zmechanizowane obudowy ścianowe dla warunków tąpniących w świetle unormowań unijnych z uwzględnieniem specyfiki górnictwa polskiego – Kazimierz Stoiński, Włodzimierz Madejczyk	13
Dynamiczne obciążenia zmechanizowanej obudowy ścianowej – Yuri G. Shein	21
Dobór obudowy dla ścian zawałowych z zastosowaniem przestrzennego modelu górotworu odprężonego – Marek Płonka, Kazimierz Rułka	27
Komputerowe wykonywanie obliczeń w projektowaniu sekcji obudów ścianowych - Stanisław Losiak, Janusz Blaschke, Jan Ptak	41
Metody uwzględniania sił tarcia w obliczeniach statyki sekcji lemniskatowej obudowy ścianowej - Jan Ptak, Stanisław Losiak	55
Minimalna masa obiektu jako cel obliczeń wytrzymałościowych podzespołów obudów zmechanizowanych - Józef Markowicz	65
Inteligentne, energooszczędne układy zasilania górniczych maszyn transportowych napędzanych silnikami zintegrowanymi - Zygmunt Szymański	73
Współczesne kierunki i metody badań przekładni zębatych przeznaczonych do napędu maszyn górniczych – Antoni Skoć, Jacek Spałek	89
Liny do podziemnych górniczych kolei linowo-szynowych – Alfred Carbogno, Zbigniew Fundalewicz, Stefan Mateja	97

Bezpieczeństwo transportu linowego w nowym prawie polskim i Unii Europejskiej – propozycja opracowania „dyrektywy wyciągowej – Józef Hansel 115

Przedłużenie żywotności zbrojenia szybowego - Hynek Přeček, Pavel Přeček, Václav Janek 133

Górnice urządzenia wyciągowe bobinowe z linami nośnymi płaskimi stalowo-gumowymi - Alfred Carbogno 137

Pośredni pomiar modułu sprężystości Younga lin stalowych – Jan Boroška, Igor Leško 151

Eksploatacja lin wyrównawczych okrągłych typu Superflex w górnictwie polskim - Alfred Carbogno, Stefan Mateja, Janusz Pyplacz 157

Współczesne konstrukcje krajowe wielolinowych bębnow pędnych oraz perspektywy rozwoju - Stefan Bučko 175

Wybrane problemy optymalizacji geometrii dysku bocznego bębna pędnego - Marcin Trzebicki 187

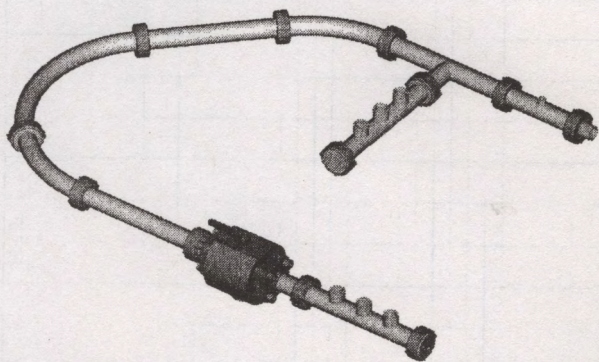
NOWA GENERACJA RUROCIĄGÓW MAGISTRALNYCH KOMAG HPT

Marek SZYGUŁA, Dariusz JENCZMYK

Streszczenie: W artykule przedstawiono charakterystykę nowej generacji rurociągów magistralnych, przeznaczonych do doprowadzania emulsji pod wysokim ciśnieniem na znaczne odległości do wyrobisk ścianowych oraz odprowadzania emulsji do stacji pomp.

1. Wstęp

W praktyce górniczej zachodzi konieczność doprowadzenia emulsji do jednego lub kilku wyrobisk ścianowych wyposażonych w obudowy zmechanizowane, znajdujących się w odległości kilku kilometrów od stacji centralnego zasilania. Powoduje to znaczne spadki ciśnienia cieczy w miejscu jej odbioru. Opracowaniu nowej generacji rurociągów magistralnych przez CMG KOMAG przyświecał cel minimalizacji wysokości strat ciśnienia.



Rys.1. Rurociąg magistralny zasilający

Wyrobisko ścianowe może znajdować się w odległości kilku kilometrów od stacji pomp, a maksymalna długość rurociągu jest ograniczona jedynie wysokością strat ciśnienia. Rurociągi zbudowane są z elementów podstawowych łączonych połączeniem gwintowym w dowolne konfiguracje.

Rurociągi magistralne KOMAG HPT przeznaczone są do doprowadzania czynnika roboczego (emulsji) pod maksymalnym ciśnieniem 40 MPa do wyrobiska ścianowego, na znaczne odległości oraz odprowadzenia czynnika roboczego z wyrobiska ścianowego pod maksymalnym ciśnieniem 4 MPa.

*Mgr inż. Marek Szyguła
Mgr inż. Dariusz Jenczmyk
Centrum Mechanizacji Górnictwa
KOMAG
ul. Pszczyńska 37
44-101 Gliwice
tel.: (0...32) 2374124; 2374168*

2. Charakterystyka techniczna rurociągów KOMAG HPT

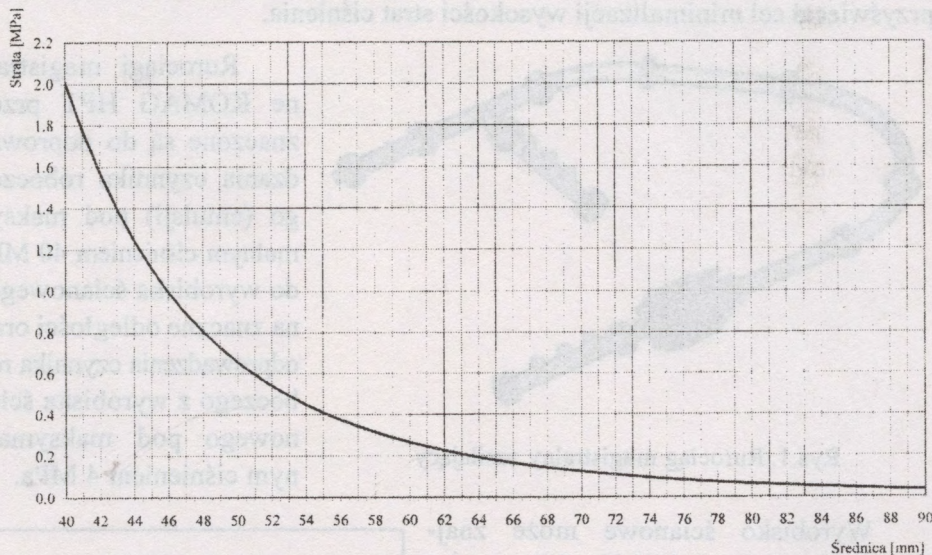
CMG KOMAG jest producentem dwóch typów rurociągów magistralnych nowej generacji:

- zasilający KOMAG HPT DN60 PN400,
- spływowy KOMAG HPT DN80 PN40.

W oznaczeniu rurociągów zastosowano następujące skróty:

- HPT – „High Pressure Tube” (rurociąg wysokociśnieniowy),
- DN60 – średnica wewnętrzna 60 mm (80 mm),
- PN400 – ciśnienie robocze 40MPa (4 MPa).

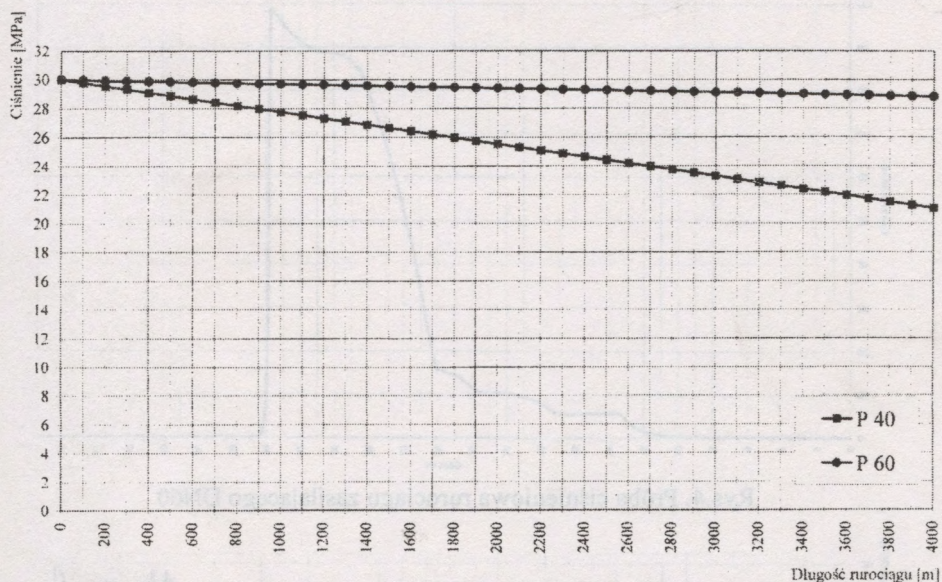
Podstawową zaletą rozwiązania CMG KOMAG jest zdecydowane zmniejszenie strat ciśnienia, przez zastosowanie dużej średnicy zarówno rurociągu zasilającego (DN60), jak i spływowego (DN80). Na rysunku 2 przedstawiono zależność strat ciśnienia od średnicy wewnętrznej rurociągu. Straty wyznaczono dla długości rurociągu 100 m, przy ustalonym przepływie medium hydraulicznego na poziomie 600 l/min.



Rys.2. Zależność strat ciśnienia od średnicy wewnętrznej rurociągu ($Q = 600$ l/min, $L = 100$ m)

Występujące w rurociągu straty ciśnienia powodują zmniejszenie ciśnienia zasilania w miejscu odbioru medium (ściana) i są zależne od średnicy wewnętrznej rurociągu, jego długości oraz przepływu. Na rysunku 3 przedstawiono zależność uzyskiwanego w miejscu odbioru, ciśnienia zasilania od długości rurociągu dla dwóch wartości średnicy wewnętrznej.

Spadek ciśnienia określono dla przepływu medium hydraulicznego ustalonego na poziomie 200 l/min. Zwiększenie przepływu powoduje dalszy spadek ciśnienia zasilania, ograniczając tym samym możliwość zastosowania określonej długości rurociągu. Zastosowanie średnicy wewnętrznej rurociągu 60 mm pozwala na umieszczenie stacji zasilającej w odległości nawet kilku kilometrów od miejsca odbioru. Przy dużych przepływach medium i rurociągu zasilającym o zwiększonej średnicy, konieczne jest również stosowanie rurociągu spływowego nowej generacji. W tym celu opracowano rurociąg spływowy o średnicy wewnętrznej 80 mm.

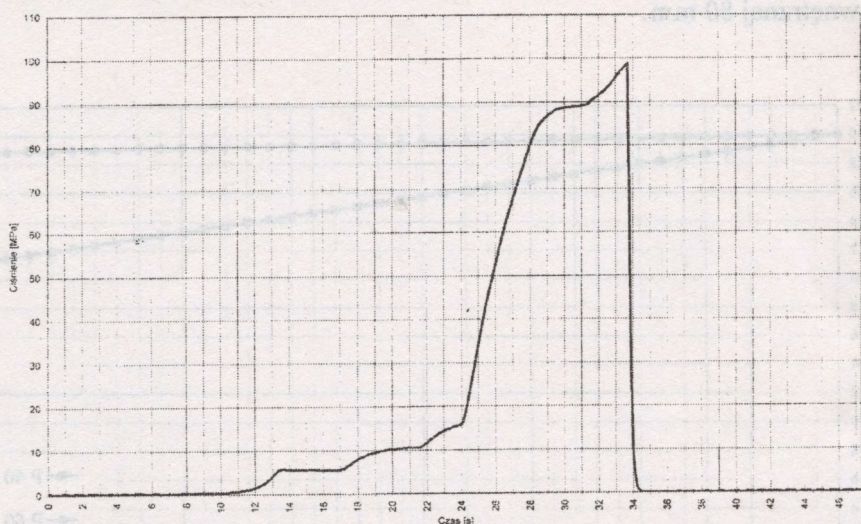


Rys.3. Zależność strat ciśnienia od długości rurociągu ($Q = 200$ l/min)

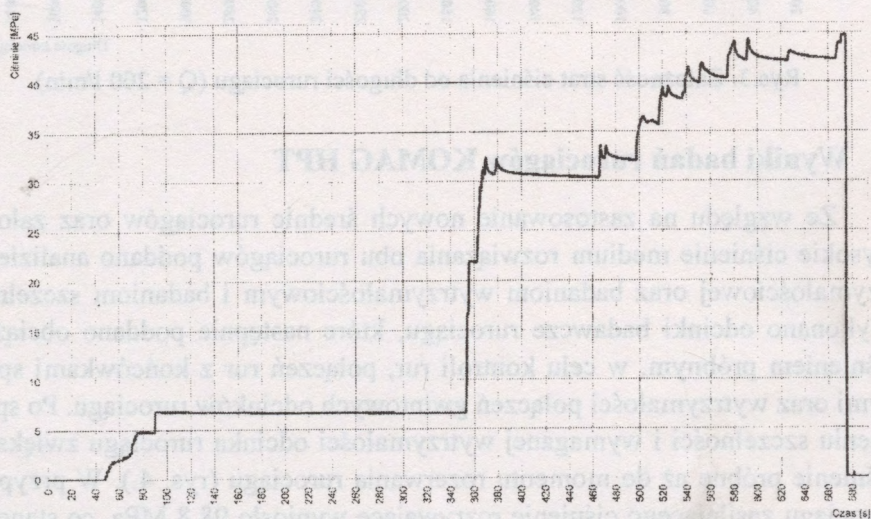
3. Wyniki badań rurociągów KOMAG HPT

Ze względu na zastosowanie nowych średnic rurociągów oraz założone wysokie ciśnienie medium rozwiązania obu rurociągów poddano analizie wytrzymałościowej oraz badaniom wytrzymałościowym i badaniom szczelności. Wykonano odcinki badawcze rurociągu, które następnie poddano obciążeniu ciśnieniem próbnym, w celu kontroli rur, połączeń rur z końcówkami spawanymi oraz wytrzymałości połączeń gwintowych odcinków rurociągu. Po sprawdzeniu szczelności i wymaganej wytrzymałości odcinka rurociągu zwiększono ciśnienie próbne aż do momentu rozerwania rurociągu (rys. 4.). W przypadku rurociągu zasilającego ciśnienie rozrywające wyniosło 98,8 MPa, co stanowiło 2,47 krotność maksymalnego założonego ciśnienia stosowania.

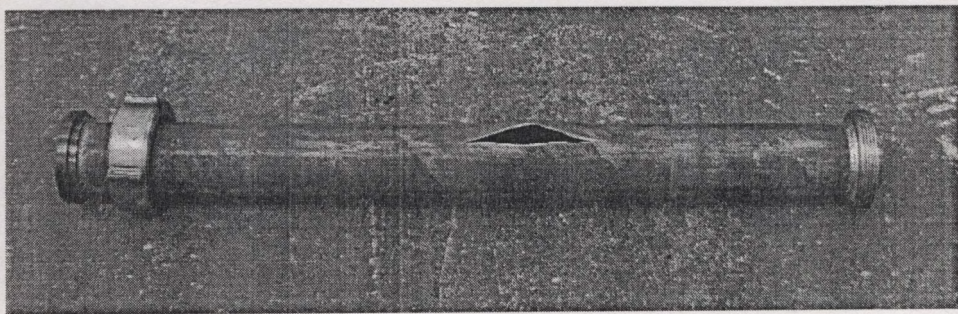
Rozerwanie nastąpiło na rurze - wytrzymałość połączeń: gwintowego i spawanego była wyższa niż wytrzymałość rury. Podobnym badaniom poddano odcinek badawczy rurowciągu spływowego uzyskując wartość ciśnienia rozrywającego 44,8 MPa (rys. 5), co stanowiło 11,2 krotność maksymalnego założonego ciśnienia stosowania. Również w tym przypadku wytrzymałość zastosowanych połączeń była wyższa od wytrzymałości rury (rys. 6). Oba rurowciągi zachowały szczelność do momentu rozerwania, co świadczy o prawidłowym doborze węzłów uszczelniających.



Rys.4. Próba ciśnieniowa rurowciągu zasilającego DN60



Rys.5. Próba ciśnieniowa rurowciągu spływowego DN80

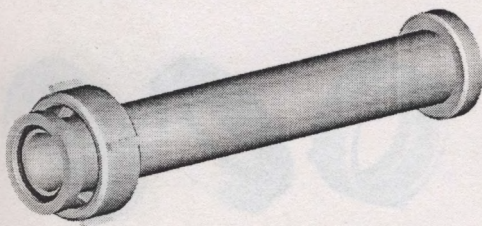


Rys.6. Rurociąg spływowy po badaniu wytrzymałości

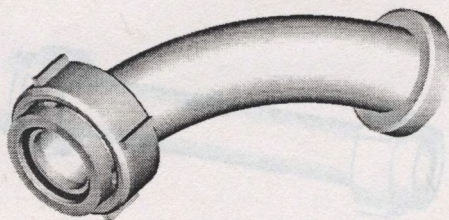
4. Budowa rurociągów i ich zalety

Rurociągi magistralne KOMAG HPT budowane są z elementów i zespołów wyposażonych w końcówki łączne gwintowe pozwalające na ich łączenie w długie ciągi z odgałęzieniami. Podstawowymi elementami rurociągu są odcinki proste o długościach 0,5; 1,0; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 5,0 metra. Zróżnicowanie długości elementów pozwala na korzystne ułożenie rurociągu w chodniku, bez względu na jego wymiary. Elementami dodatkowymi rurociągu są kolanka pozwalające na dopasowanie kształtu rurociągu do krzywizn i zakrętów chodnika. Kolanka wykonywane są z następującymi kątami: 10° , 15° , 30° , 45° , 60° i 90° . Ponadto elementami rurociągu są trójniki gniazdowe i wtykowe pozwalające na rozdzielenie nitki rurociągu, kolektory wyposażone w gniazda przyłączeniowe STECKO przeznaczone do podłączenia zespołów pompowych lub magistral ścianowych, łączniki dwustronne przeznaczone do zmiany kierunku składania rurociągu oraz zaślepki pozwalające na zaślepienie końca rurociągu. Zespołem rurociągu zasilającego jest również zawór odcinający kulowy, a rurociągu spływowego zawór zwrotny. Kolektory i zawory mogą zostać zastąpione w ciągu rurociągu przez tzw. pasówki o odpowiadających im długościach. Oba rurociągi otrzymały pozytywne opinie zakładu badań atestacyjnych.

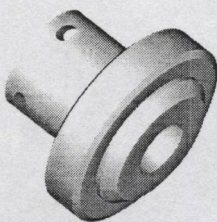
Poszczególne elementy rurociągów pokazano na rysunkach 7÷16.



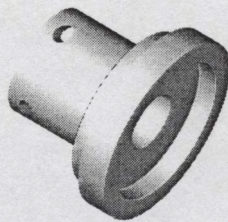
Rys.7. Podstawowy odcinek rurociągu



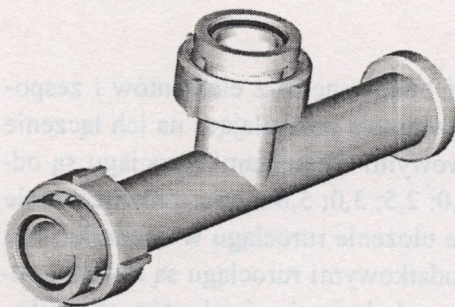
Rys.8. Kolanko rurowe



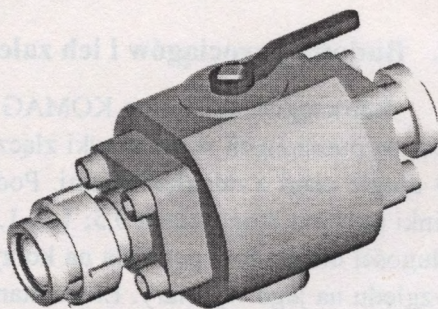
Rys.9. Złączka pośrednia wtykowa



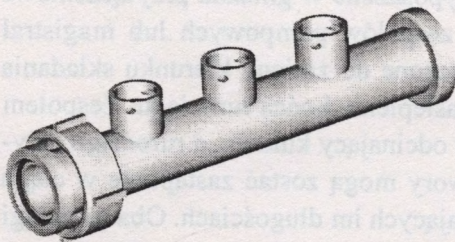
Rys.10. Złączka pośrednia gniazdowa



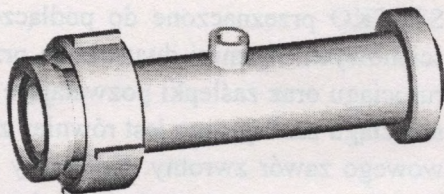
Rys.11. Trójnik rurowy



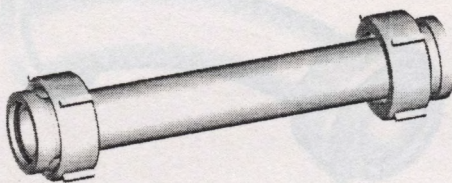
Rys.12. Zawór odcinający



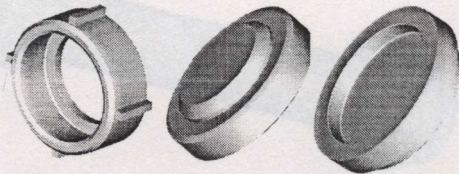
Rys.13. Kolektor rozdzielający



Rys.14. Łącznik manometru



Rys.15. Łącznik dwustronny



Rys.16. Nakrętka i zaślepki

5. Podsumowanie

Rurociagi magistralne KOMAG HPT DN60 PN400 i KOMAG HPT DN80 PN40 gwarantują minimalizację strat ciśnienia zasilania ścianowych kompleksów zmechanizowanych, umożliwiając dostarczanie medium hydraulicznego na duże odległości. Umieszczenie stacji zasilających oddalonych od konkretnego wyrobiska umożliwia jednocześnie obsługę kilku ścian. Likwidacja jednej ściany i uruchomienie innej nie powodują konieczności przebudowy stacji zasilających, znacznie skracając czas przygotowania zasilania kompleksu ścianowego.

Rurociagi magistralne KOMAG HPT DN60 PN400 i KOMAG HPT DN80 PN40 zostały wdrożone przez Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG w KWK „Bogdanka”, gdzie z powodzeniem pracują od lipca 2002 roku.

Literatura

1. M.Guillon: Teoria i obliczanie układów hydraulicznych, WNT, Warszawa 1966.
2. Dokumentacja techniczno-ruchowa. Rurociąg magistralny zasilający o średnicy 60 mm KOMAG HPT DN60-PN400 W32.176DTR.
3. Dokumentacja techniczno-ruchowa. Rurociąg magistralny spływowy o średnicy 80 mm KOMAG HPT DN80-PN40 W32.177DTR.
4. Podstawy badawcze i konstrukcyjne rozwoju obudów zmechanizowanych przystosowanych do eksploatacji pokładów o dużej miąższości oraz głęboko zalegających. Projekt koncepcyjny systemu rozprowadzania mediów w obudowie. Prace CMG KOMAG BD-8244/OR2 07.2001.
5. Rozwój technologii eksploatacji systemem ścianowym poprzez opracowanie metod ekonomicznego i bezpiecznego wybierania węgla. Projekt koncepcyjny systemu rozprowadzania medium w sekcji obudowy dla sterowania elektrohydraulicznego. Prace CMG KOMAG BD-8435/OR 08.2002.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Karol Reich

2. Wprowadzenie

Rozwój technologii KOMAG HPT DN50 PN40 i KOMAG HPT DN80 PN40 gwarantuje minimalizację strat ciśnienia zasilania ścianowych kom-pleksów zamieszkałych, umożliwiając dostarczenie medium hydraulicznego na dużą odległość. Umiejscowienie stacji zasilających oddalonych od konkretnego wyrobiska umożliwia jednocześnie obsługę kilku kół. Likwidacja jednej stacji i uruchomienie innej nie powoduje konieczności przesyłania stacji zasilających, znacząco skracając czas przygotowania zasilania kompleksu ścianowego.

Rozwój technologii KOMAG HPT DN50 PN40 i KOMAG HPT DN80 PN40 zostały widzone przez Centrum Mechanizacji Górniczej KOMAG w KWK „Bohdanka”, gdzie z powodzeniem pracują od lipca 2002 roku.

1. Historia

1. M. Górecki: Teoria i obliczenia układów hydraulicznych. WNT, Warszawa, 1998.
2. Dokumentacja techniczno-robowa. Rozwój technologii zasilaczy o śred-nicy 60 mm KOMAG HPT DN50-PN40 W32.17DTR.
3. Dokumentacja techniczno-robowa. Rozwój technologii zasilaczy o śred-nicy 80 mm KOMAG HPT DN80-PN40 W32.17DTR.
4. Podstawy badawcze i konstrukcyjne rozwoju opodów zamieszkałych: przygotowanych do eksploatacji pokładów o dużej miąższości oraz głębo-ko zasilających. Projekt koncepcyjny z systemu rozpoznawania mediów w obudowie. Prace CMG KOMAG BD-8244/OKZ/02/2001.
5. Rozwój technologii eksploatacji systemów ścianowych poprzez opar-owanie metod ekonomicznego i bezpiecznego wydobywania węgla. Projekt koncepcyjny systemu rozpoznawania mediów w sekcji obudowy dla stano-wania eksploatacyjnego. Prace CMG KOMAG BD-8432/OKZ/02/2002.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Krzysztof Białek

ZMECHANIZOWANE OBUDOWY ŚCIANOWE DLA WARUNKÓW TĄPIĄCYCH W ŚWIECIE UNORMOWAŃ UNIJNYCH Z UWZGLĘDNIENIEM SPECYFIKI GÓRNICTWA POLSKIEGO

Kazimierz STOIŃSKI, Włodzimierz MADEJCZYK

Streszczenie: Niniejszy artykuł ma charakter dyskusyjny i zmusza do zastanowienia się nad konsekwencjami ewentualnego zmniejszenia współczynników bezpieczeństwa na pewność pracy w ścianie zagrożonej tapaniami, bez dodatkowych ograniczeń czy wymagań.

1. Wprowadzenie

Zgodnie z Rozporządzeniem Rady Ministrów z dnia 3 lipca 2001 r., które obowiązywać będzie w Polsce od 01.01.2003 r. (Dz.U. Nr 127 poz. 1391), obudowy zmechanizowane będą podlegać ocenie zgodności prowadzonej przez niezależną jednostkę notyfikowaną („trzecią stronę”), w celu potwierdzenia konstrukcji obudowy zmechanizowanej z zasadniczymi wymaganiami bezpieczeństwa i oznaczenia znakiem CE.

Wymienione rozporządzenie wprowadza do stosowania w Polsce Dyrektywę Maszynową jako następstwo naszych starań o wejście do Unii Europejskiej. Zmechanizowane obudowy ścianowe są wymienione w załączniku IV, w myśl którego oznaczenie znakiem bezpieczeństwa CE jest obligatoryjne. W normach zharmonizowanych z serii EN-1804 są zawarte podstawowe wymagania zgodne z Dyrektywą Maszynową, tak dla samej sekcji obudowy, jak również pozostałych elementów hydrauliki siłowej i sterującej. Podstawowe różnice zapisów między normami serii EN-1804 a normami i przepisami polskimi obejmują wymagane współczynniki bezpieczeństwa, które dla przypadku norm europejskich mają wartości niższe. Wymaga się jednak równocześnie spełnienia innych dodatkowych

Prof. dr hab. inż. Kazimierz Stoiński
Politechnika Śląska
ul. Akademicka 2
44-100 Gliwice
tel.: (0...32) 2372713

Mgr inż. Włodzimierz Madejczyk
Centrum Mechanizacji Górnictwa
KOMAG
ul. Pszczyńska 37
44-101 Gliwice
tel.: (0...32) 2374841

warunków, w tym dla stojaków hydraulicznych stosowania zaworów upustowych oraz badań dynamicznych. Istotnym zapisem normy polskiej PN-G-50041:2000 dla obudów przeznaczonych do warunków zagrożenia wstrząsami górotworu jest określenie jej upodatkowania rozumianego jako właściwość przejmowania obciążeń dynamicznych. Wymienione pojęcie obejmuje również parametry dynamiczne obudowy wynikające z konstrukcji. W normach europejskich brak jest zapisu o podobnej treści.

Wprowadzenie do eksploatacji obudowy ścianowej w warunkach wyrobisk zagrożonych tąpnięciami ($E_n \geq 1 \cdot 10^5 \text{ J}$) w górnictwie polskim wymaga dodatkowo obliczenia współczynnika utrzymania stropu „g” [1]. Charakteryzuje on skuteczność obudowy w zapewnieniu utrzymania stropu w rozpatrywanej ścianie zabezpieczonej zmechanizowaną obudową o danych parametrach technicznych. Wieloletnie doświadczenia ruchowe, kwalifikowanie stopnia utrzymania stropu obliczeniami wskaźnika „g” w warunkach górnictwa węgla kamiennego w Polsce potwierdziły jego przydatność, a zatem również stosowane dotychczas współczynniki bezpieczeństwa obudowy.

Przewidziane zmniejszenie współczynników bezpieczeństwa wraz z wejściem do unormowań polskich zharmonizowanych norm z serii EN-1804 stworzyło dylemat, czy bez pogorszenia stopnia bezpieczeństwa można bezkrytycznie wprowadzić zapisy norm z serii EN-1804. Tym bardziej, że przewidywane chwilowe statyczne przeciążenia wskutek oddziaływania górotworu są oceniane na $1 \div 1,5$ od wartości roboczej, według przyjętej metody obliczania wskaźnika „g” i jedynie 1,2 według normy EN 1804-1.

Zachodzi zatem pytanie czy w warunkach górnictwa polskiego można wprost, bez jakichkolwiek ograniczeń stosować zapisy ujęte zharmonizowanymi normami z serii EN-1804.

Niniejsza publikacja ma na celu przedstawienie problematyki do dyskusji i poważnego zastanowienia się z konsekwencjami ewentualnego zmniejszenia współczynników na bezpieczeństwo pracy w ścianie zagrożonej tąpnięciami bez dodatkowych ograniczeń czy wymagań.

2. Dyrektywa maszynowa a normy i przepisy polskie

Zmechanizowane obudowy ścianowe przeznaczone do pracy w kopalniach węgla kamiennego w Polsce podlegają badaniom typu według polskiej normy PN-G-50041:2000 (norma do obligatoryjnego stosowania w myśl rozporządzenia Ministra Gospodarki).

Wymieniona norma ujmuje badania w zakresie:

- przeciążalności konstrukcji i elementów,
- współpracy z hydrauliką siłową i sterującą,
- wymaganych gabarytów przejścia i oświetlenia,
- dla pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu dodatkowo spełnienia warunku podatności.

Wymagania obejmujące hydraulikę siłową i sterującą ujęte są w normach przywołanych (PN-G-15530, PN-G-15537, PN-93/G-50000).

Dla warunków zagrożenia wstrząsami górotworu o przewidywanej energii wstrząsu $E_u > 1 \cdot 10^5$ J wymaga się, aby zmechanizowana obudowa ścianowa spełniała również warunek utrzymania stropu określony wskaźnikiem „g”[1].

Dyrektywa Maszynowa ujmuje w sposób ogólny wymagania w zakresie bezpieczeństwa wyrobu i zasad wprowadzenia na rynek. Szczególne wymagania stawiane są wyrobom ujętym w załączniku IV, w którym wymienione są „hydrauliczne podpory stropu” – obejmujące zmechanizowane obudowy ścianowe. Wykładnią w zakresie wymagań bezpieczeństwa dla zmechanizowanej obudowy ścianowej są zharmonizowane normy serii EN-1804. W myśl Dyrektywy Maszynowej stosowanie norm nie jest obowiązkowe, jednak ich stosowanie w sposób zasadniczy usprawnia procedurę dopuszczeniową oraz w znacznej mierze zabezpiecza producenta przed odpowiedzialnością za wyrób wprowadzony na rynek.

Normy zharmonizowane z serii EN-1804 zawierają:

- EN-1804-1 – konstrukcję mechaniczną sekcji,
- EN-1804-2 – stojaki i siłowniki hydrauliczne,
- EN-1804-3 – zawory hydrauliczne,
- EN-1804-4 – elektrosterowanie.

Są one bardzo szczegółowe i obejmują wymagania dotyczące: zasad projektowania, wykonania, wymagań, badań, cechowania, transportu itp., obejmują również wykaz wszelkich norm, które są niezbędne w całym procesie wykonania i eksploatacji wyrobu. Zawierają praktycznie cały zakres wymagań ujętych w unormowaniach polskich, a mianowicie: normach: „Wymaganiach konstrukcyjnych...” [8], dokumentacji techniczno-ruchowej obudowy.

Istotne różnice pomiędzy normami i przepisami polskimi a normami zharmonizowanymi z serii EN-1804 występują w zakresie wymagań i badań.

Normy zharmonizowane z serii EN-1804 duży nacisk kładą na badania trwałościowe dla różnych rodzajów obciążeń. Proponują równocześnie znacznie mniejsze współczynniki bezpieczeństwa (przeciążeniowe). Sposób prowadzenia badań obejmuje szeroki i różnorodny zakres obciążeń i zwykle ze współpracującymi podzespołami. Nie zawierają natomiast zapisów różnicujących obudowy przeznaczone do pracy w warunkach zagrożenia i nie zagrożenia wstrząsami górotworu. Jedynie w projekcie normy EN-1804-3 jest zapis (mało precyzyjny) nakazujący stosowanie zaworów upustowych dla stojaków i siłowników narażonych na dynamiczne oddziaływanie stropu. W Dyrektywie Maszynowej brak jest zapisów istotnych dla bezpieczeństwa pracy, a uwzględniających dobór parametrów technicznych obudowy do warunków górniczych. Dotyczy to zmieniających się parametrów dynamicznych obudowy w zależności od wysokości jej rozparcia, rodzaju konstrukcji sekcji i stojaka. Stosowanie jedynie zaworu upustowego w świetle prowadzonych badań [2] nie jest warunkiem wystarczającym dla stosowania zmechanizowanej obudowy ścianowej w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. Brak jest również zapisów regulujących wymagane statyczne wartości podporności wstępnej i roboczej zmechanizowanej obudowy dla danych warunków górniczo-geologicznych.

3. Przykładowe obliczone charakterystyki dynamiczne obudowy podporowo-osłonowej 14/29-Poz

Prognozowane obciążenie dynamiczne stojaka sekcji obudowy można obliczyć korzystając z relacji literaturowych [2]. Wartość obciążenia dynamicznego oraz przebieg w funkcji czasu jest zależna od wielu czynników, z których najistotniejsze to:

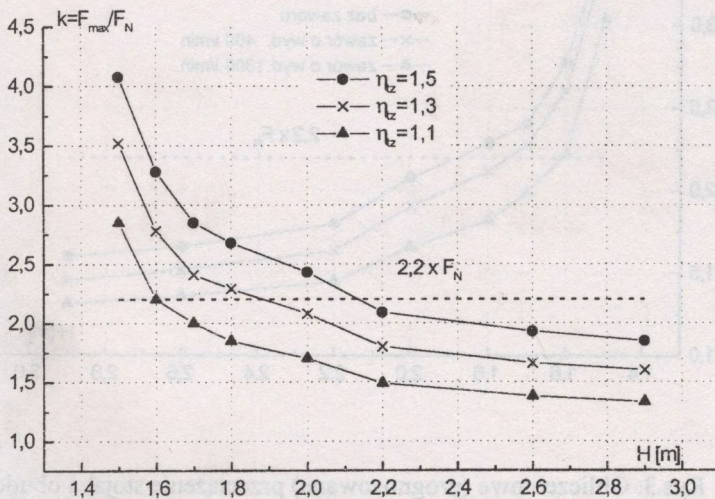
- wartość dociążenia obudowy przez górotwór (współczynnik η_{tz} - według modelu górotworu naruszonego podanego przez A.Bilińskiego),
- rodzaj konstrukcji sekcji, stojaka oraz zastosowanych zabezpieczeń,
- parametry robocze i nominalne,
- wysokość rozparcia sekcji.

Dla bezpiecznej eksploatacji obudowy ścianowej istotne jest, aby wartość chwilowych obciążeń obudowy nie przekraczała dopuszczalnych wartości określonych współczynnikami bezpieczeństwa. Wpływ wymienionych czynników na wartość i przebieg obciążenia dynamicznego powoduje, że przeciążenie obudowy może wystąpić podczas eksploatacji, pomimo poprawnie dobranych parametrów dla obciążeń statycznych. Jest to istotne stwierdzenie z uwagi na

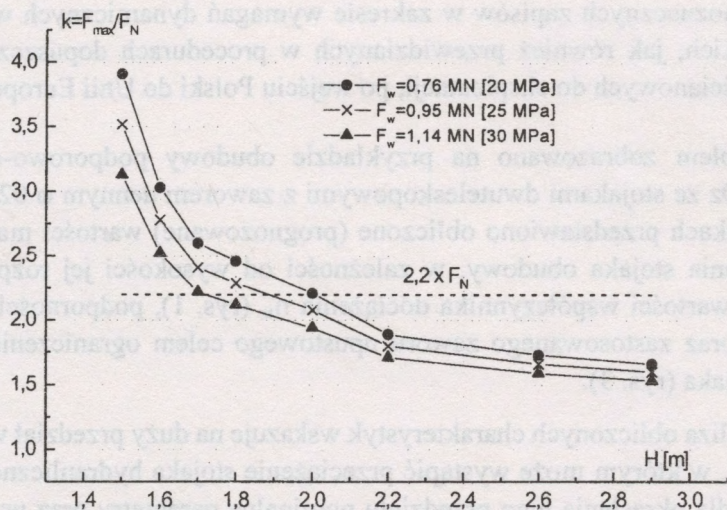
brak jednoznacznych zapisów w zakresie wymagań dynamicznych w normach europejskich, jak również przewidzianych w procedurach dopuszczeniowych obudów ścianowych do eksploatacji, po wejściu Polski do Unii Europejskiej.

Problem zobrazowano na przykładzie obudowy podporowo-osłonowej 14/29-POz ze stojakami dwuteleskopowymi z zaworem dennym ϕ 022/0,17 m. Na rysunkach przedstawiono obliczone (prognozowane) wartości maksymalne przeciążenia stojaka obudowy, w zależności od wysokości jej rozparcia, dla różnych wartości współczynnika dociążenia η_{tz} (rys. 1), podporności wstępnej (rys. 2) oraz zastosowanego zaworu upustowego celem ograniczenia przeciążenia stojaka (rys. 3).

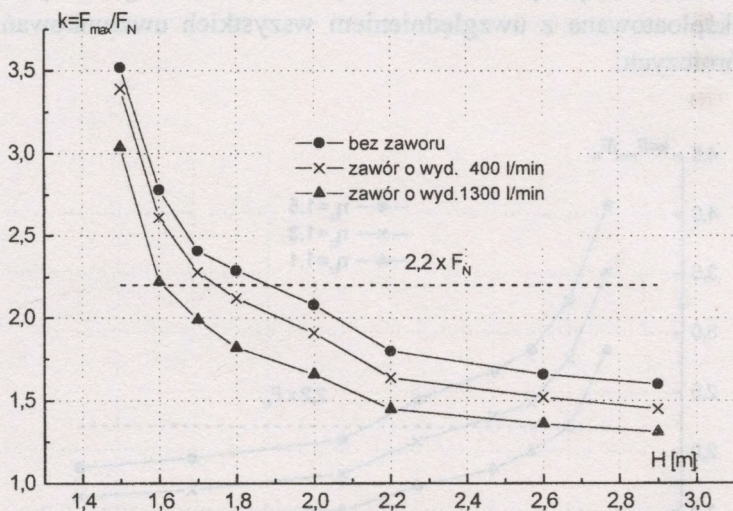
Analiza obliczonych charakterystyk wskazuje na duży przedział wysokości obudowy, w którym może wystąpić przeciążenie stojaka hydraulicznego. Istotnymi są dla określenia tego przedziału nominalne parametry oraz przyjęty dopuszczalny współczynnik bezpieczeństwa. Na wykresach zaznaczono jedynie współczynnik bezpieczeństwa stojaka wg polskiej normy PN-G-50041 : 2000 o wartości 2,2 nie analizując konsekwencji wynikających ze współczynnika bezpieczeństwa konstrukcji wynoszącego 1,2 (według EN-1804-1) i 1,3 (według PN-G-50041 : 2000). Dla zapewnienia bezpieczeństwa eksploatacyjnego celowym jest zatem rozpatrywanie obudowy w warunkach górniczych, w której będzie eksploatowana z uwzględnieniem wszystkich uwarunkowań technicznych i górniczych.



Rys. 1. Obliczeniowe (prognozowane) przeciążenia stojaka obudowy 14/29-Poz w zależności od wysokości roboczej (dla $F_w = 0,95$ MN, bez zaworu upustowego)



Rys.2. Obliczeniowe (prognozowane) przeciążenie stojaka obudowy 14/29-Poz w zależności od wysokości roboczej (dla $\eta_{tz} = 1,3$, bez zaworu upustowego)



Rys.3. Obliczeniowe (prognozowane) przeciążenie stojaka obudowy 14/29-Poz w zależności od wysokości roboczej (dla $\eta_{tz} = 1,3$, $F_w = 0,95$ MN)

4. Podsumowanie

Wprowadzenie do prawodawstwa polskiego Dyrektywy Maszynowej jako następstwo wejścia Polski do Unii Europejskiej spowoduje zmiany w zakresie badania typu oraz sposobu dopuszczenia zmechanizowanych obudów ścianowych do eksploatacji. Dotyczy to w szczególności zmechanizowanych obudów ścianowych przeznaczonych do pracy w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu.

Dotychczasowy sposób postępowania opierający się o badania typu według polskiej normy PN-G-50041 : 2000 oraz obliczenia wskaźnika „g”, zostanie zastąpiony Dyrektywą Maszynową. Dyrektywa Maszynowa przewiduje znacznie szerszy zakres badania typu w porównaniu do normy PN-G-50041 : 2000, nie ujmuje jednak zapisów, które uwzględniają specyfikę obciążeń dynamicznych jako następstwo wstrząsów górotworu, a które to zagrożenia w górnictwie węgla kamiennego w Polsce stanowią istotny problem.

Niezbędne jest zatem podjęcie w trybie pilnym odpowiednich działań obejmujących przeprowadzenie analizy skutków wprowadzenia Dyrektywy Maszynowej na bezpieczeństwo pracy w górnictwie polskim i ewentualne uzupełnienie zapisów Dyrektywy z uwzględnieniem specyfiki wynikającej ze wstrząsów górotworu.

Literatura

1. A.Biliński, T.Kostyk, S.Prusek: Zasady doboru obudowy zmechanizowanej dla wyrobisk ścianowych. Bezpieczeństwo i Ochrona Środowiska, WUG 3 (31), 1997.
2. K.Stoiński: Obudowy górnicze w warunkach zagrożenia wstrząsami górotworu. GIG, Katowice 2000.
3. Norma Polska PN-G-15530 : 1996. Górnicza obudowa zmechanizowana. Stojaki hydrauliczne. Wymagania.
4. Norma Polska PN-G-15537 : 1999. Górnicza obudowa zmechanizowana. Stojaki hydrauliczne. Badania.
5. Norma Polska PN-G-50041 : 2000. Ochrona pracy w górnictwie. Obudowy ścianowe zmechanizowane. Wymagania bezpieczeństwa i ergonomii. Wymagania.

6. Norma Polska PN-93/G-50000. Maszyny i urządzenia górnicze. Ogólne wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.
7. Normy europejskie z serii EN 1804. Machines for underground mines – Safety requirements for hydraulic powered roof supports.
8. Wymagania konstrukcyjne i wytrzymałościowe dla obudów zmechanizowanych. CMG KOMAG, Gliwice 1998.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Edward Palczak

Literatura

1. A. Bilinski, T. Kozak, 2. Prace: Zasady doboru obudowy zmechanizowanej dla wyrobisk ścianowych. Bezpieczeństwo i Ochrona Środowiska, WUG (31) 1997
2. K. Stojński: Obudowy górnicze w warunkach zagrożeń wiatrasami górniczymi. GIG, Katowice 2000.
3. Norma Polska PN-G-15236 : 1996. Górnictwo obudowy zmechanizowane. Stopy hydrauliczne. Wymagania.
4. Norma Polska PN-G-15237 : 1999. Górnictwo obudowy zmechanizowane. Stopy hydrauliczne. Badania.
5. Norma Polska PN-G-50041 : 2000. Ochrona pracy w górnictwie. Obudowy ścianowe zmechanizowane. Wymagania bezpieczeństwa i ergonomii. Wymagania.

DYNAMICZNE OBCIĄŻENIA ZMECHANIZOWANEJ OBUDOWY ŚCIANOWEJ

Yuri G.SHEIN

Streszczenie: W artykule przedstawiono badania eksperymentalne dynamicznych zjawisk ciśnienia górotworu. Obiektem badań była dwustojakowa obudowa zmechanizowana typu podporowego, pracująca w ścianie kopalni węgla brunatnego w Zagłębiu Bałtyckim.

Badania eksperymentalne dynamicznych zjawisk ciśnienia górotworu stanowią się dość złożonym zagadnieniem z uwagi na to, że te natychmiastowe procesy powstają w nieokreślonym czasie i stwarzają problemy z rejestracją.

Obiekt badań stanowiła dwustojakowa (w układzie dwurzędowym) obudowa zmechanizowana typu podporowego pracująca w ścianie kopalni węgla brunatnego w Zagłębiu Bałtyckim.

Głębokość zalegania pokładu o grubości 1,8-1,9 m wynosiła 75 m. Strop bezpośredni o grubości 4-7 m był reprezentowany dość mocnym nawarstwieniem piaskowca, margla i gliny. Strop zasadniczy o grubości około 40 m stanowił skrytokrystaliczny wapiennik ($\sigma_{sc} \approx 60$ MPa; $\sigma_r \approx 18$ MPa).

System urabiania ścianowy z podwójnymi ścianami rozdzielonymi filarami o wymiarach 7x60 m. Długość ściany 102 m przy długości wybiegu 670 m. Podziałka sekcji 0,7 m, podporność sekcji 2,5 MPa; podporność wstępna stojaków 25 MPa z regulacją zaworów stojakowych na ciśnienie 39-40 MPa.

Dla prowadzenia badań w środkowej części ściany zabudowano dwie sekcje obudowy (nr 58 i nr 59). W przestrzeni podtłokowej stojaków hydraulicznych zainstalowano indukcyjne czujniki ciśnienia z częstotliwością roboczą 1000 Hz oraz potencjometryczne bezwładnościowe czujniki przemieszczeń. Rejestracja procesów była prowadzona za pomocą oscylografu z bieżącym komentarzem prowadzących badania, zapisywanym na magnetofonie.

Prof. zw.dr Yuri G.Shein

Narodowe Centrum Badawcze
Górnictwa
Instytut Górnictwa
im. A.A. Skoczyńskiego
140004 Lubertsy
obwód Moskiewski, Rosja
fax: (+7095) 5588651

Proces wstępnego osiadania został zarejestrowany o 9 godz. 47 min. 25 s po osiągnięciu odległości ściany od przecinki - 58 m. W tym momencie powierzchnia nienaruszonego stropu zasadniczego wynosiła około 5000 m². Płyty stropu bezpośredniego miały zasięg 15-20 m na końcach ściany oraz 3 do 4 m w części środkowej.

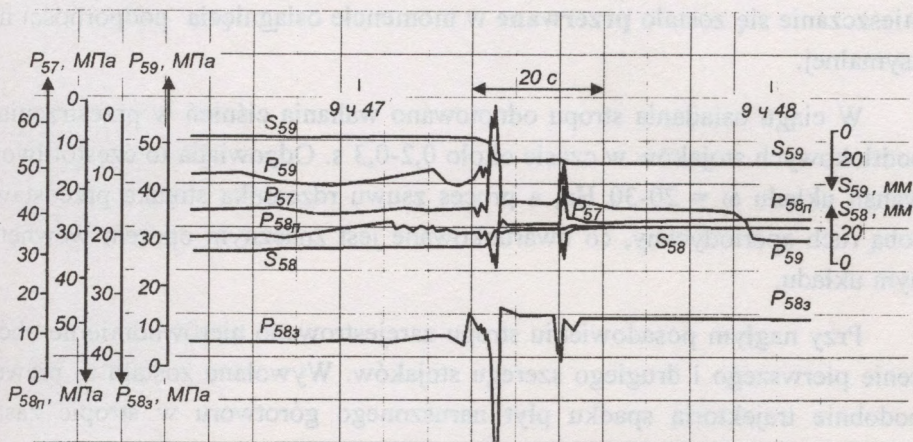
W tabeli przedstawiono analizę zarejestrowanych procesów poprzedzających posadowienie, tapnięcia oraz kolejne zjawiska.

Ilość	h	min	s	Sytuacja w ścianie	Prędkość wzrostu ciśnienia MPa/h	Ciśnienie w stojaku sekcji nr 59 MPa
14.06.	2	59	30	Zakończenie wydobycia	0,7	19,0
	8	38	00	Ściana nie pracuje	1,0	27,5
				Zmiana remontowa		
	9	10		««	4,0	29,5
	9	22		««	12,5	31,0
	9	32	00		17,0	35,5
	9	39	00	««	20,0	37,5
	9	47	00	««	Intensywne zadziałanie zaworów	39-43,5
	9	47	25	««	Początek tapnięcia	44,0
			27	Osiadanie stropu	Maksimum	56,5-57
			28	obserwowało dwóch	Spadek obciążenia	36,0
			37	badaczy na	Ponowny wzrost	42,0
			37	ścianie i jeden w chodniku	Ponowne tapnięcie	45,5
			54		Spadek obciążenia	36,0
	9	48	00		Spadek obciążenia	27,0

Osiadanie stropu wywołało intensywną falę powietrzną – w ciągu 2 s z części zawałowej ściany wyrzucone zostało około 7500 m³ powietrza. Drewniana obudowa kasztowa w chodniku nadścianowym wytrzymała obciążenie, chociaż niektóre belki stojakowe były wyrzucone falą powietrza. Fala powietrza zburzyła również murowany most wentylacyjny między chodnikiem nadścianowym i dostawczym.

W okresie intensywnego osiadania zaczynając z 9 godziny 10 min. do końca procesu o godz. 9 min. 48 strop osiadł przy sekcji pomiarowej o 45 mm, osiągając w pierwszym osadzeniu 13 mm z maksymalną prędkością 65 mm/s i podczas drugiego – 3 mm z prędkością do 50 mm/s. W chwili intensywnego obciążenia w ciągu 0,1 s prędkość zwiększania się ciśnienia w stojaku osiągała 50 MPa/s.

W czasie osiadania stropu zostały uszkodzone wszystkie mechaniczne pisaki, a czujniki ciśnienia na stojakach obudowy podawały graniczne wartości. Załączony oscylogram pokazuje proces przebiegu pierwotnego osadzania stropu i wynikający spadek obciążenia sekcji obudowy (rys. 1).



Rys.1. Oscylogram wstępnego posadowienia stropu

Jak podano w tabeli posadowienie stropu zasadniczego miało miejsce w 6 godzin po zakończeniu prac eksploatacyjnych.

Analiza oscylogramu oraz wykresów pokazała, że mniej więcej za godzinę do osadzania się stropu rozpoczął się nieznaczny ruch górotworu praktycznie na całej długości ściany. Spowodowało to wzrost ciśnienia w stojakach (tabela) i zadziałanie zaworów szybkoupustowych. Za 4-5 s przed osadzaniem stropu ciśnienie w stojakach w drugim szeregu zmniejszyło się i nastąpiło posadowienie stropu zasadniczego (rys. 1), któremu towarzyszyło uderzeniowe zwiększenie obciążenia obudowy w ciągu 1,0-1,1 s. Prędkość opadania stropu osiągnęła prawie 65 mm/s przy średniej prędkości 12 mm/s. Osiadanie części ruchomych odzawałowego szeregu stojaków nr 59 nr 58 wyniosło odpowiednio dla nr 59 – 55 MPa i dla nr 58 – 52 MPa. W stojaku nr 57 ciśnienie wzrosło do 57 MPa. Ciśnienie w stojaku nr 58 odociosowego szeregu zwiększyło się z 32 na 40 MPa.

Po upływie 9 s od pierwszego obciążenia dynamicznego miało miejsce następne, trwające około 0,8-0,9 s, lecz z mniejszą intensywnością – nastąpiło zsuniecie rdzennika stojaka o 2-3 mm. Po kolejnym impulsie zarejestrowano spadek obciążenia obudowy w ciągu 30 s do wartości 80% podporności roboczej obudowy.

Analiza wyników eksperymentu pokazuje, że pierwotne osiadanie stropu w rozpatrywanych warunkach wywołało krótkotrwałe intensywne obciążenie wszystkich sekcji w ścianie, powodując pracę obudowy jako hydraulicznego układu hamującego pracującego pod działaniem obciążenia impulsowego, co zostało potwierdzone charakterem zsuwu rdzenników stojaków, gdy ich przemieszczanie się zostało **przerwane** w momencie osiągnięcia podporności maksymalnej.

W ciągu osiadania stropu odnotowano wahania ciśnień w przestrzeniach podtłokowych stojaków w czasie około 0,2-0,3 s. Odpowiada to częstotliwości wahań układu $\omega = 20-30$ Hz, a proces zsuwu rdzennika stojaka przedstawia sobą ruch aperiodyczny, co uwarunkowane jest znacznym oporem wewnętrznym układu.

Przy nagłym posadowieniu stropu zarejestrowano nierównomierne obciążenie pierwszego i drugiego szeregu stojaków. Wywołane zostało to prawdopodobnie trajektorią spadku płyt naruszonego górotworu w stropie zasadniczym i bezpośrednim.

Obciążenie pierwszego i drugiego stojaków sekcji nr 58 podczas osadzania górotworu wyniosło odpowiednio 1,3 Mn i 1,63 Mn (obciążenie sekcji – 2,93 Mn).

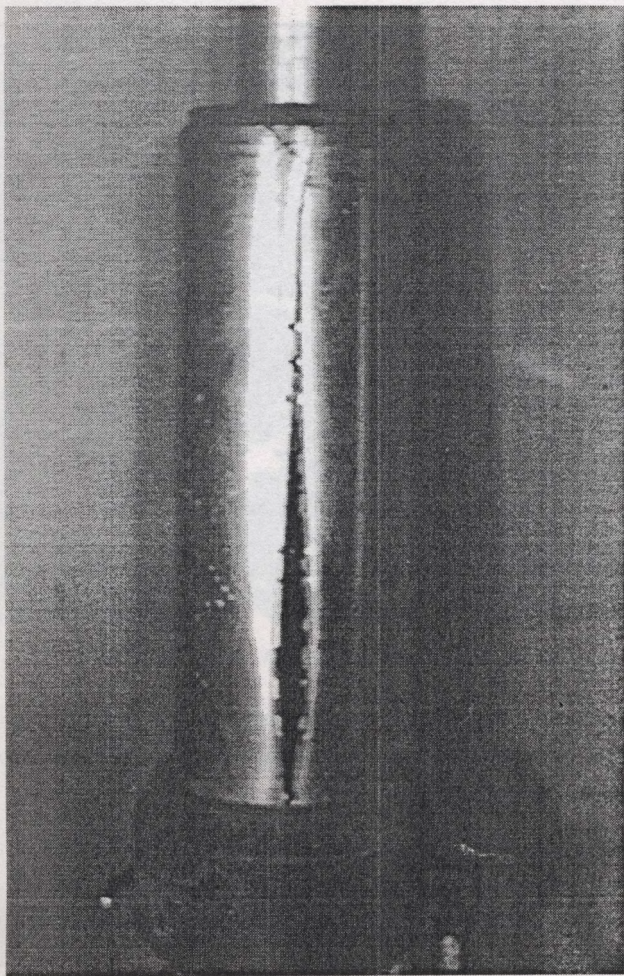
W sekcji nr 59 obciążenie wynosiło 1,97 Mn i 1,85 Mn (obciążenie sekcji 3,32 Mn oraz dla sekcji nr 57 obciążenie wyniosło 3,1 Mn (stojak odociosowy – 1,36 Mn i stojak zawałowy – 1,73 Mn). Rzeczywiste zmierzone przeciążenie stojaków w szeregu zawałowym podczas posadowienia stropu przekraczało podporność 1,3-1,5 razy.

Praca (realizowana energia) i moc sekcji wyzwalana podczas posadowienia stropu przedstawiona jest w poniższej tabeli.

Numer sekcji	57	58	59
Praca, J	$3,14 \cdot 10^4$	$2,76 \cdot 10^4$	$3,63 \cdot 10^4$
Moc, kW	28,9	25,1	33

Kontrola stanu sekcji obudowy po posadowieniu stropu wykazała uszkodzenia cylindrów stojaków na sekcjach nr 43, 49 i 66; uszkodzenie spągnicy sekcji nr 80 oraz rozszczelnienie na skutek uszkodzenia zespołu uszczelniającego stojaków w sekcjach 34, 46, 56 i 97.

Na rysunku 2 przedstawiony został uszkodzony stojak odzawałowy w sekcji 66.

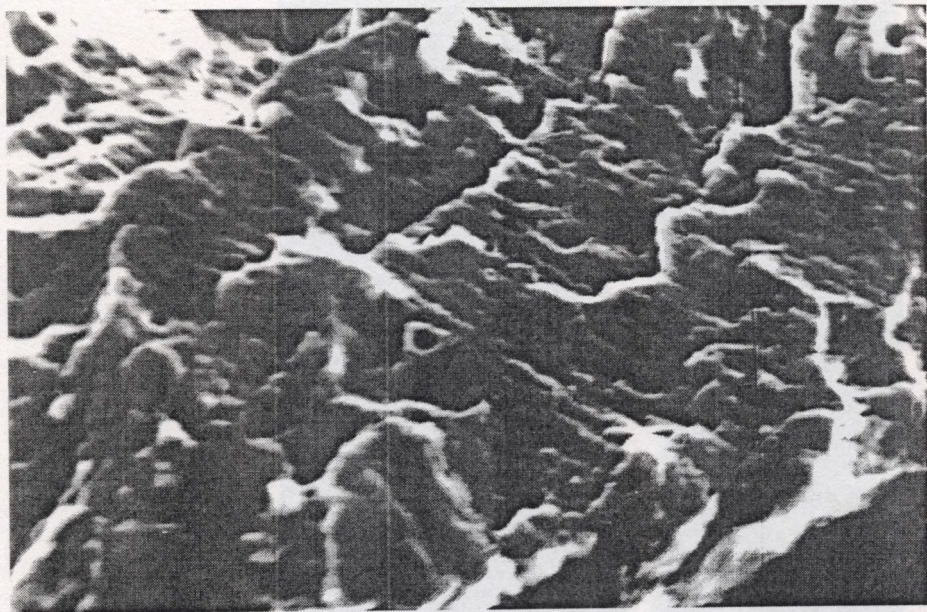


Rys.2. Rozerwany stojak obudowy zmechanizowanej

Dla wyjaśnienia przyczyn uszkodzenia danego cylindra przeprowadzono badania metalograficzne w oparciu o metodę fraktograficzną. Przed tym wykonano porównanie charakteru uszkodzeń cylindra stojaka z uszkodzeniami tzw. wzorcowych próbek z nieuszkodzonej części cylindra.

Jedna próbka, o wymiarach 25x25 mm, została wycięta z uszkodzonego zespołu cylindra i zawierała ognisko złamania – początek uszkodzenia i przynależny odcinek rozwarstwienia. Sześć próbek o takich wymiarach zostało wyciętych z materiału poza strefą uszkodzenia. Próbki wycinano równolegle z cylindra i niszczone przez zginanie lub rozciąganie.

Badania prowadzono z różną szybkością obciążenia i przy różnych kumulatorach naprężeń.



Rys.3. Charakterystyczny wygląd bruzd zmęczeniowych w strefie narastania pęknięcia

Rysunek 3 przedstawia profil płaszczyzny złamania uszkodzonego odcinka cylindra stojaka, na którym przy 2000-krotnym powiększeniu widoczne są podstawowe cechy uszkodzenia – bruzdy zmęczeniowe.

Wyniki analizy fraktograficznej i porównanie ich z wynikami badań mechanicznych pozwalają wnioskować, że uszkodzenie cylindra spowodowało mikropęknięcie na spawie cylindra, które z kolei w charakterze kumulatora wyzwoliło, pod działaniem ekstremalnego przeciążenia, wytworzenie zasadniczego pęknięcia.

DOBÓR OBUDOWY DLA ŚCIAN ZAWAŁOWYCH Z ZASTOSOWANIEM PRZESTRZENNEGO MODELU GÓROTWORU ODPRĘŻONEGO

Marek PŁONKA, Kazimierz RUŁKA

Streszczenie: W oparciu o analizę przejawów ciśnienia górotworu w polach eksploatacji ścianowej w polskich kopalniach węgla kamiennego, opracowano w Głównym Instytucie Górnictwa metodę prawidłowego doboru obudowy wyrobisk wybierkowych. Metoda jest szeroko stosowana w przemyśle węglowym krajowym i zagranicznym. Artykuł przedstawia najnowsze kierunki rozwoju tej metody poprzez wykorzystanie przestrzennego modelu górotworu odprężonego. Rezultat ilustruje konkretna sytuacja górnicza ścian J-1 i J-2 w pokładzie 703/1-2 w KWK „Anna”.

1. Wprowadzenie

Obudowa ścianowa jest jedną z podstawowych maszyn kompleksu ścianowego. Jej właściwości wpływają bezpośrednio zarówno na wielkość wydobywania z przodku, jak i na zapewnienie bezpieczeństwa pracy. Problem odpowiedniego i prawidłowego jej doboru, zarówno ze względów technologicznych jak i właściwej współpracy z górotworem, ma więc zasadnicze znaczenie.

W ostatnich kilkudziesięciu latach, w wyniku analizy przejawów ciśnienia górotworu w polach eksploatacji ścianowej, opracowano w Głównym Instytucie Górnictwa metodę prawidłowego doboru obudowy wyrobisk wybierkowych. Jest ona obecnie szeroko stosowana w polskim górnictwie węglowym.

Poprawny dobór obudowy ścianowej określany jest według obliczeń wykonywanych na podstawie empirycznej teorii dopuszczalnego ugięcia warstw stropowych. Teorię tą obszernie opisują zamieszczone z spisie literaturowym pozycje [1, 2, 3, 4, 5]. Wykorzystuje ona zależności płaskiego modelu górotworu odprężonego. Metoda powstała w wyniku wieloletnich badań, prowadzonych głównie na dole w polskich kopalniach węgla kamiennego oraz w specjalistycznych laboratoriach. Dotyczyły one pól eksploatacji ścianowych prowadzonych z zawałem oraz z podszatką hydrauliczną. Wykorzystywane wzory obliczeniowe, oparte na analizie czynników naturalnych i górniczych, mają w dużej części charakter empiryczny.

*Mgr inż. Marek Płonka
Prof.dr hab.inż. Kazimierz Rułka
Główny Instytut Górnictwa
Plac Gwarków 1
40-166 Katowice
tel.: (0...32) 2592429; 2592423,*

W obliczeniach uwzględnia się, dla górotworu powyżej prowadzonej ściany (do wysokości względnej około $160 \div 170$ m) i poniżej (do głębokości względnej około $60 \div 70$ m), możliwie wszystkie znane, zgodne ze stosowaną metodą elementy struktury geologiczno-górnicznej, takie jak m.in.:

- położenie i nachylenie warstw górotworu,
- miąższości analizowanych warstw,
- geometrię pola ścianowego,
- projektowany system eksploatacji,
- strefy odprężeń eksploatacjami dokonanymi powyżej i poniżej rozpatrywanego pokładu,
- czas jaki upłynął od dokonanych eksploatacji,
- wielkości zaciśnięcia zrobów tych eksploatacji i ich usytuowanie,
- ściśliwość materiału tworzącego zrob,
- wytrzymałości na ściskanie węgla i skał otaczających,
- wytrzymałości na ściskanie grubych warstw skalnych uznanych za skłonne do kumulowania energii,
- lokalizację pozostawionych resztek pokładów,
- przebieg krawędzi eksploatacji,
- umiejscowienie i wielkości zrzutów uskoków,
- położenie i przebieg chodników.

Obliczenia uwzględniają także parametry konkretnie stosowanego typu obudowy zmechanizowanej, zgodne z jej dokumentacją techniczno-ruchową, oraz z projektowanym systemem eksploatacji.

2. Zarys metody poprawnego doboru obudowy

Kolejność postępowania przy doborze obudowy wymaga:

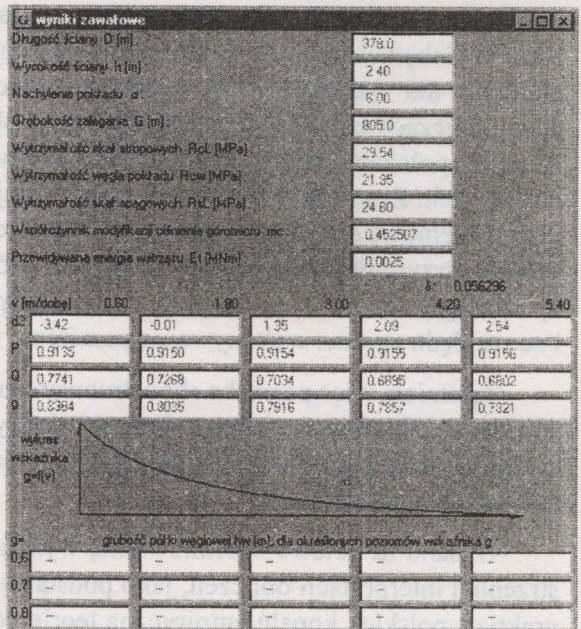
- określenia spodziewanego maksymalnego zagrożenia wstrząsami w rozpatrywanym polu,
- wyznaczenia obciążenia górotworu,
- wyznaczenia podporności obudowy,
- końcowego wyliczenia na podstawie tych danych wskaźnika „g”, którego wartość liczbową charakteryzuje stan utrzymania stropu wyrobiska ścianowego.

Określa się następujące charakterystyczne przedziały wskaźnika nośności stropu:

Wartość wskaźnika nośności stropu „g”	Stan utrzymania stropu wyrobiska
$g < 0,7$	złe utrzymanie stropu, stan zagrożenia zawaleniem
$0,7 \leq g < 0,8$	utrudnione warunki utrzymania stropu
$g \geq 0,8$	poprawne warunki utrzymania stropu

W zależności od wielkości tego wskaźnika mogą zostać podjęte działania zmierzające do jego poprawy, poprzez np. pozostawienie stropowej półki węglowej, bądź też zastosowanie innych czynników natury technologicznej. Ocena prawidłowego doboru obudowy jest zależna od rezultatów obliczeń wszystkich etapów składowych.

Stosownie do aktualnej metody analizy, obszar pola eksploatacyjnego ściany dzieli się na kilka, kilkanaście lub więcej charakterystycznych odcinków (stref). Określają one wpływ warunków geologiczno-górnich w skali sytuacji spodziewanych trudności tak, aby uchwycić wszystkie możliwe dla tego pola miejsca zróżnicowanego zagrożenia wstrząsami, oraz zmiennych technologicznie warunków pracy obudowy. Dla każdego z odcinków przeprowadzane są kompletne obliczenia. Wykorzystuje się mapy górnicze dotyczące rozpatrywanego rejonu dla warstw leżących powyżej i poniżej, oraz inne niezbędne informacje dostarczane z kopalń lub laboratoriów w przypadku np. badań wytrzymałościowych skał. Tak przygotowane dane analizuje się za pomocą programu komputerowego. Wyliczane zostają wartości wyjściowe, jak np. spodziewane maksymalne energie wstrząsu w określonych warstwach skłonnych do tą-



Rys.1. Przykładowy rezultat obliczeń wartości wskaźnika nośności stropu „g”

pań, lub też ostatecznie wartości wskaźnika nośności stropu „g”. Przedstawiane są one w postaci wyników stabelaryzowanych, zwykle w funkcji postępu dobowego ściany. Istnieje także możliwość zmiany parametru i zbadania zależności np. od wysokości roboczej obudowy, zmiennej wytrzymałości skał itp. Pomocnicze mini-wykresy ukazują graficznie trend zmian wyliczanej wielkości w funkcji parametru, co przedstawiono na rysunku 1.

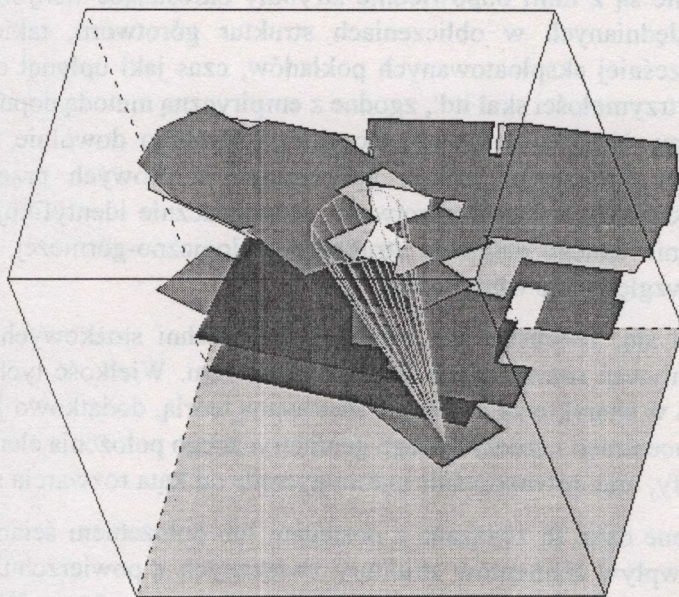
3. Charakterystyka przestrzennego modelu obliczeń

Dotychczasowa technika obliczeń jest oparta na modelu górotworu odprężonego, który nie uwzględnia w pełni oddziaływań przestrzennych. Dlatego też w wytypowanych odcinkach biegu ściany składowe wyniki obliczeń określone na podstawie konkretnych zależności, a pochodzące od zjawisk i elementów struktury górniczo-geologicznych, określane są najczęściej zależnością od jednej miary odległości pionowej lub poziomej. Określony element struktury jest uwzględniany w obliczeniach, pomijany lub też czasem trudny do jednoznacznej interpretacji. Nie można również jednoznacznie ocenić charakteru zmian następujących w obszarach między analizowanymi odcinkami, ani precyzyjnie wyznaczyć granic obszaru zaliczonego do danych odcinków.

Jednocześnie w ostatnich latach obudowy zmechanizowane są wyposażane w coraz bardziej zaawansowane systemy sterowania i monitoringu [12, 13]. Rejestruje się zarówno dla potrzeb kierowania stropem, dokumentowania procesu wydobywczego, jak i dla celów naukowych, wiele parametrów pracy obudowy dla wszystkich lub wybranych sekcji. Najczęściej obserwowane są dane dotyczące ciśnienia w stojakach sekcji obudowy, ciśnienia magistrali zasilającej, położenia sekcji, stanu sekcji obudowy, położenia stropnicy i stanów awaryjnych. Rozwijane są systemy wizualizacji danych. Dane pochodzące z takich systemów, dzięki ich ogromnej ilości i częstotliwości pozyskiwania prezentują otrzymywane zależności w sposób, który praktycznie może być uważany za ciągły. Zarówno ze względu na miejsce położenia obudowy w ścianie, jak i ze względu na czas wykonywania pomiaru.

Zaistniała więc potrzeba skonstruowania mechanizmu obliczeniowego stosowanego dla potrzeb doboru obudowy, który można byłoby potencjalnie zastosować do analizowania i opracowywania praktycznie przestrzennej i ciągłej informacji z takich źródeł.

Uznano za celowe zdefiniowanie, wykonanie i sprawdzenie metody przestrzennej interpretacji obliczeń, jako podstawę przyjmując od lat sprawdzoną w praktyce polskich kopalń empiryczną teorię dopuszczalnego ugięcia stropu, tak aby również w sposób ciągły umożliwić otrzymywanie wyników na obszarze całej ściany.



Rys.2. Widok perspektywny rejonu pola ścian J-1 i J-2
w pokładzie 703/1-2 w KWK „Anna”

Założono rozszerzenie dwuwymiarowego modelu obliczeniowego, stosowanego dotychczas do najczęściej kilku ściśle wydzielonych odcinków ściany, na obszar ograniczony powierzchniami stożków. Wierzchołki stożków umiejscowione są w analizowanym pokładzie, określając dowolny punkt, dla którego realizowane są obliczenia np. w rejonie wytypowanych odcinków lub poza nim, a osie stożków rozciągają się pionowo w górę i w dół do odległości uwzględnianych przez empiryczną teorię dopuszczalnego ugięcia warstw stropowych, jak na rysunku 2, ilustrującym przykładowy rejon ścian J-1 i J-2 w pokładzie 703/1-2 w KWK „Anna”. Najniżej umiejscowiony jest obrys ściany J-1, nad nim prostokątne granice warstw skłonnych do tapani, najwyżej trzy pokłady 630/2, 629/2 i 629/1 z zaznaczonymi zaszcłociami eksploatacyjnymi.

Jak można zauważyć, jako podstawę przeprowadzanych obliczeń przyjmuje się model górotworu, w którym uwzględniane warstwy górotworu są definiowane za pomocą dowolnie nachylonych płaszczyzn. Dane, zgodne z zasadami geometrii trójwymiarowej są wprowadzane, na podstawie map górniczych, w układzie punktów o współrzędnych $[x, y, z]$. Elementy struktury, takie jak: krawędzie wcześniejszych eksploatacji, resztki, uskoki, chodniki itd. definiowane są jako odcinki łamanych lub dowolne wielokąty (obszary ograniczone łamanymi) przypisane do konkretnych płaszczyzn.

Związane są z nimi odpowiednie atrybuty określające wszystkie właściwości uwzględnianych w obliczeniach struktur górotworu, takie jak np.: grubości wcześniej eksploatowanych pokładów, czas jaki upłynął od ich eksploatacji, wytrzymałości skał itd., zgodne z empiryczną metodą dopuszczalnego ugięcia stropu. Umożliwia to wyznaczenie, z każdego dowolnie wybranego punktu stropu lub spągu ściany, powierzchni stożkowych przecinających wszystkie określone warstwy górotworu. Jednoznacznie identyfikuje zarówno umiejscowienie danego elementu struktury geologiczno-górnictwej, jak i jego wszystkie uwzględniane właściwości.

Zakłada się, że obszar we wnętrzu powierzchni stożkowych wyznacza strefę oddziaływań rozważanych struktur górotworu. Wielkość tych oddziaływań, zgodna w charakterze z obecnie stosowaną teorią, dodatkowo jest uzależniona od koncentracji i rzeczywistego geometrycznego położenia elementów we wnętrzu strefy, oraz równocześnie automatycznie od kąta rozwarcia stożków.

Określone dane są związane z postępem lub położeniem ściany, uwzględniany jest wpływ elementów struktury związanych z powierzchnią pokładu, np. rzeczywista odległość od początku wybiegu ściany, zmienna długość i głębokość zalegania ściany, zbliżanie się do chodników itp. Wielkości te są najczęściej zależne od miary odległości w miejscu ich występowania.

W odróżnieniu od dotychczasowych obliczeń, we wszystkich wzorach i zależnościach, w których występuje pojedyncza miara odległości pionowej lub poziomej, zostaje ona zastąpiona przez odpowiednio obliczane uśrednione odległości, a rezultat pomnożony przez wartość wprowadzonej funkcji wagi, lub inaczej istotności wpływu danego elementu. Funkcja wagi $f_{waga}(\alpha)$, uwzględniająca kąt α nachylenia płaszczyzny położenia danego elementu względem osi pionowej stożka, zdefiniowana jest tak, aby jej maksimum równe 1 osiągało dla kąta 0° , a minimum równe 0 dla kąta rozchylenia stożka. Taki sposób obliczeń zapewnia brak oddziaływania danego elementu struktury poza założoną powierzchnią stożkową, natomiast w jej wnętrzu umożliwia wzajemny wpływ na siebie wielu analizowanych czynników struktury górotworu.

W konstrukcji modelu w pierwszym rzędzie wykorzystywane są wzory i zależności empirycznej metody dopuszczalnego ugięcia stropu. Posłużono się także zaleceniami i informacjami zawartymi w pozycjach [6, 11].

4. Przykład pola ścian J-1 i J-2 w pokładzie 703/1-2 w KWK „Anna”

Dokonano porównania rezultatów obliczeń dla 2 ścian, wykonanych metodą tradycyjną doboru obudowy, z mapami zależności i wynikami liczbowymi wykonanymi przy zastosowaniu nowej, przestrzennej metody obliczeń.

4.1. Opis warunków górniczo-geologicznych

Ściany J-1 i J-2 w pokładzie 703/1-2 były eksploatowane w latach 1996 do 1999. Znajdowały się one na OG Radlin I. Miąższość pokładu 703/1-2 w przedmiotowym rejonie wynosi od 1,2 do 2,3 m, a jego nachylenie waha się w przedziale od 4° do 18° . Głębokość zalegania pokładu, na wybiegu ścian waha się w przedziale od około 880 do 960 m.

W stropie pokładu 703/1-2, według profilu litologicznego górotworu dla partii „J”, zalega warstwa łupku piaszczystego o grubości około 3,5 m oraz warstwa piaskowca o grubości 6,0÷8,0 m, następnie przemienne kompleksy łupków ilastych i piaskowców. W spągu pokładu zalega łupek piaszczysty grubości 2,0 m, następnie piaskowiec i łupek piaszczysty.

Pokład 703/1-2 w rejonie analizowanych ścian zaliczony został do:

- I i III stopnia zagrożenia tapaniami,
- I stopnia zagrożenia wodnego,
- klasy B zagrożenia pyłowego,
- II kategorii zagrożenia metanowego.

Powyżej pokładu 703/1-2 (do wysokości 160 m) w polu ścian prowadzono eksploatację z zawalem stropu, w pokładach: 630/2, 629/2 oraz 629/1. Poniżej pokładu 703/1-2 (do głębokości 60 m) w przedmiotowym rejonie nie prowadzono eksploatacji.

Według danych dostarczonych przez Kopalnię wytrzymałości R_c węgla pokładu 703/1-2 oraz skał otaczających wynoszą:

- węgiel - 13÷25 MPa (średnio 19 MPa),
- piaskowiec - 60 MPa,
- łupek piaszczysty - 40 MPa.

Ściany prowadzone były systemem podłużnym, z zawalem stropu. Wybiegi ścian wyniosły około 1100 m i 680 m, a ich długości wahały się od około 200 m do 250 m. W ścianach zastosowano obudowę zmechanizowaną PIOMA-RZN-10/25-Oz.

4.2. Przyjęte założenia obliczeń maksymalnych energii wstrząsów oraz wskaźnika nośności stropu „g”

W pracach [9, 10] zgodnie ze sposobem oceny stanu zagrożenia tapaniem na wybiegu ścian wydzielono szereg charakterystycznych odcinków, które z założenia obejmowały cały zakres zmian wartości ciśnienia górotworu. Obliczenia wartości wskaźnika nośności stropu „g”, będącego miarą oceny stanu utrzymania wyrobisk ścian J-1 i J-2 w obudowie PIOMA-RZN-10/25-Oz,

przeprowadzono dla tych samych odcinków, dla których obliczono prognozowane energie wstrząsów górotworu.

Dla ściany J-1 dla wszystkich odcinków przyjęto następujące założenia:

- średniomiesięczny postęp dobowy waha się od 6,4 do 9,6 m,
- stosowane jest ($a_{w2} = 0,8$), bądź nie ($a_{w2} = 1,0$) osłabienie calizny węglowej,
- wstrząsy górotworu może wywołać mocna warstwa skalna grubości 38 m zalegająca w odległości około 8 m nad pokładem 703/1-2.

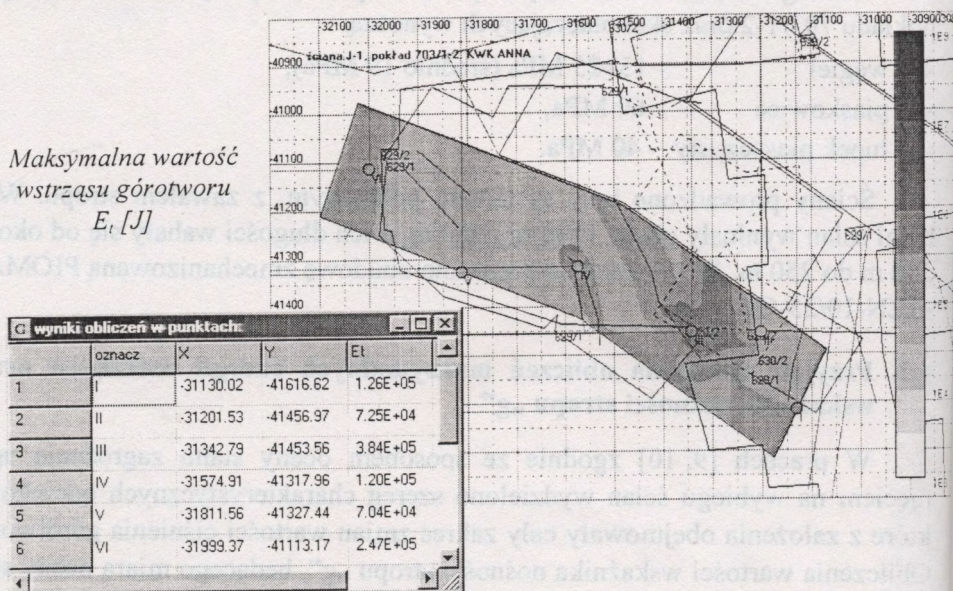
Dla ściany J-2 dla wszystkich odcinków przyjęto następujące założenia:

- średniomiesięczny postęp dobowy waha się od 0,6 do 7,0 m,
- nie jest stosowane ($a_{w2} = 1,0$) osłabienie calizny węglowej,
- wstrząsy górotworu może wywołać mocna warstwa skalna grubości 38 m zalegająca w odległości około 8 m nad pokładem 703/1-2.

5. Wyniki obliczeń osiągnięte metodą przestrzenną

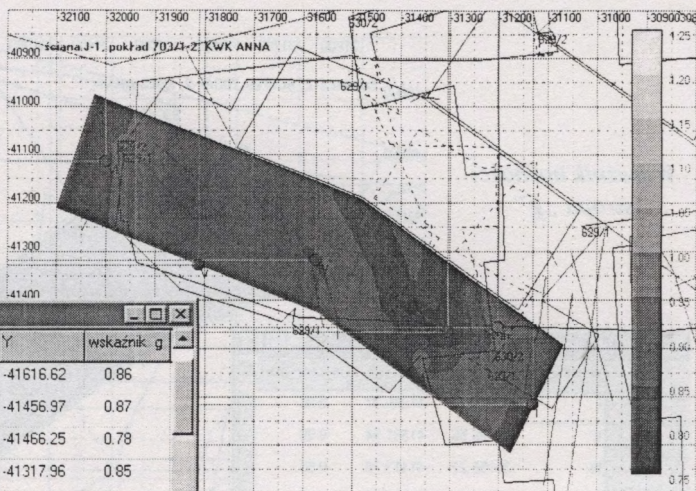
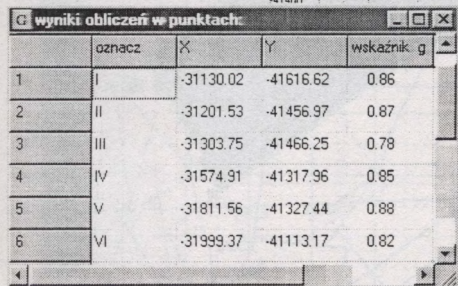
Zamieszczono obliczenia, prognozowanej energii wstrząsów i wskaźnika nośności stropu „g”, dla wszystkich wydzielonych odcinków oraz wykresy dla obrysu całej ściany, przy najbardziej niekorzystnych warunkach z przyjętych założeń. Współrzędne geometryczne punktów reprezentujących dany odcinek określono poszukując lokalnych maksimów lub minimów wartości prognozowanych energii wstrząsów. Posłużono się w tym przypadku metodą bezgradientową funkcji wielu zmiennych.

Maksymalna wartość
wstrząsu górotworu
 E_t [J]



Rys.3. Ściana J-1, wysokość ściany 2,1 m, postęp 9,6 m/dobę, $a_{w2} = 0,8$

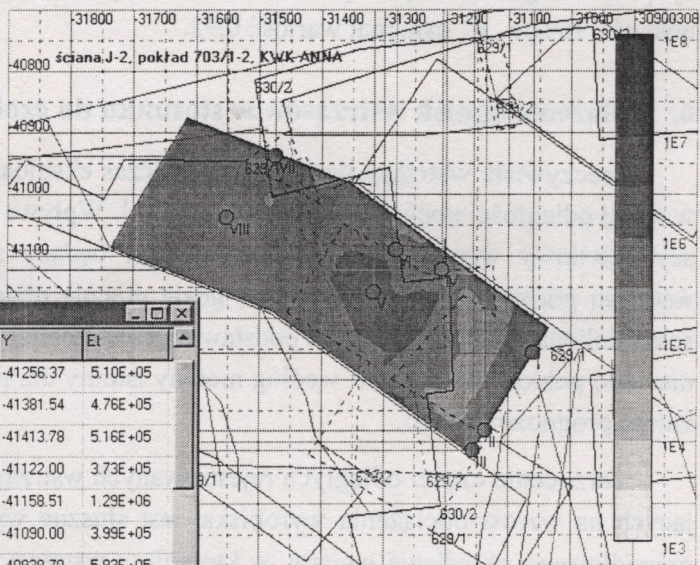
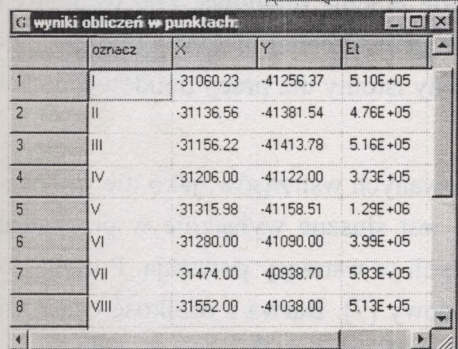
Wskaźnik nośności
stropu „g”



Rys.4. Ściana J-1, wysokość ściany 2,1 m, postępowanie 6,4 m/dobę, $aw_2 = 0,8$

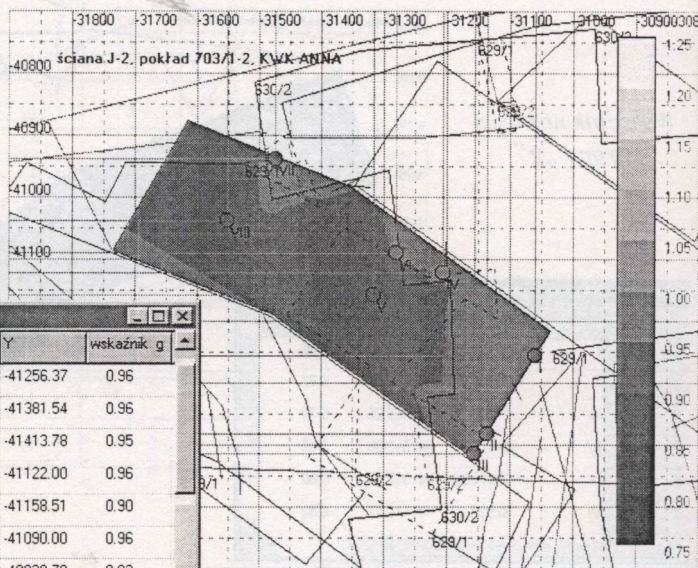
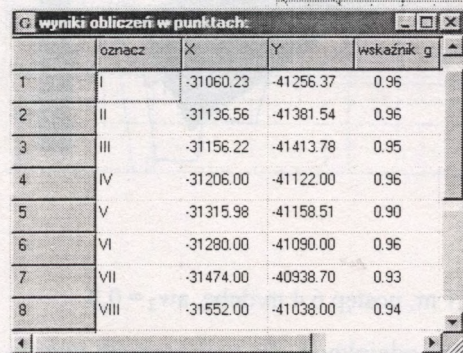
Porównanie wyników w wytypowanych odcinkach, dla tych samych warunków obliczeń, wykazuje zbieżność osiąganych rezultatów, i tak np. dla odcinków I oraz IV we wcześniej wspomnianej pracy [9] energia wstrząsu była szacowana na poziomie $1E5$ J, a wskaźnik nośności stropu „g” osiągał wartości 0,86.

Maksymalna wartość
wstrząsu górotworu
 $E_t [J]$



Rys.5. Ściana J-2, wysokość ściany 2,3 m, postępowanie 7,0 m/dobę

Wskaźnik nośności
stropu „g”



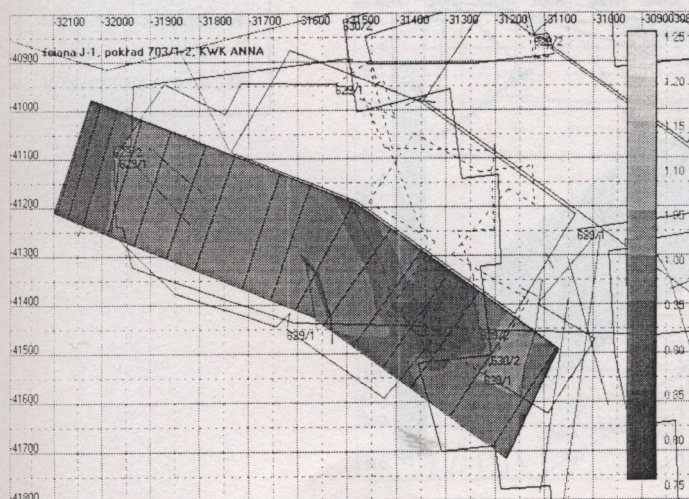
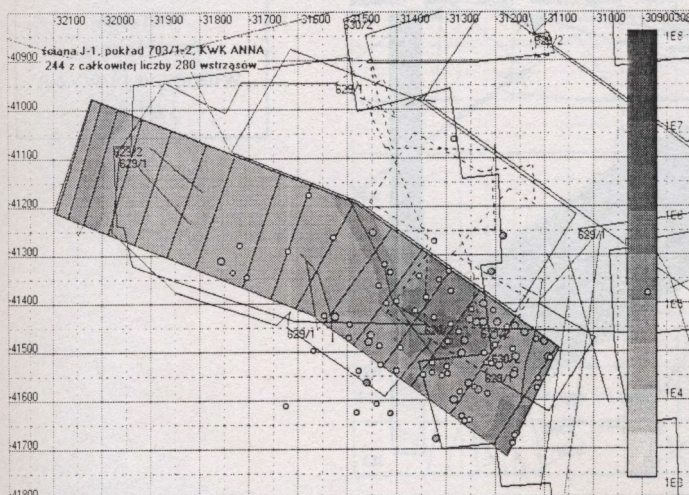
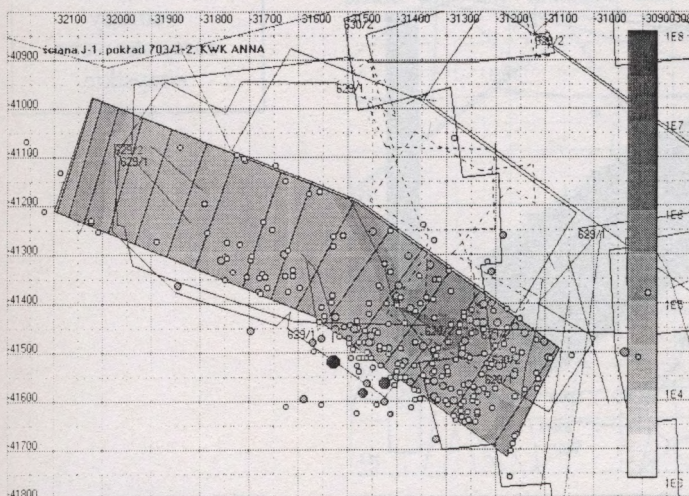
Rys.6. Ściana J-2, wysokość ściany 2,3 m, postęp 0,6 m/dobę

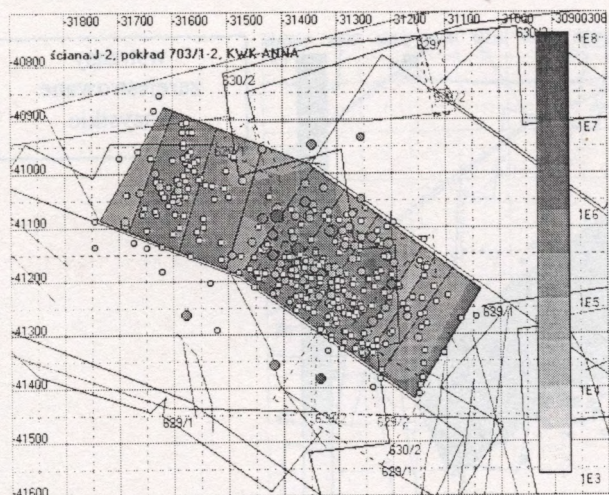
Przykładowo dla rejonu resztki reprezentowanej przez odcinek VII w pracy [10] energia wstrząsu była szacowana na poziomie $5,53E5$ J, a wskaźnik nośności stropu „g” osiągnął wartość 0,92.

6. Położenie ognisk wstrząsów w stosunku do czoła ściany

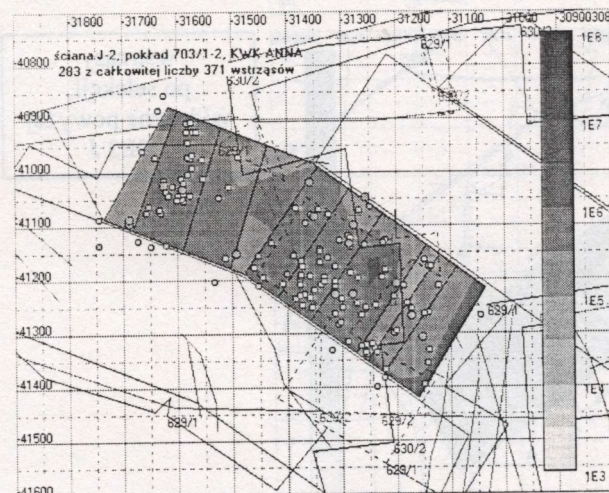
Rzeczywiste wstrząsy występujące podczas eksploatacji występują często w dużej odległości pochyłej od czoła ściany [1]. Wpływa to znacząco na mniejszy chwilowy wzrost obciążenia wyrobiska, będący skutkiem wystąpienia wstrząsu górotworu, w czole ściany, gdzie pracuje obudowa. Dla wybranych ścian dokonano takiej oceny na podstawie przestrzennej metody obliczeń i odniesiono poziom wstrząsów, według metody istotny dla pracy obudowy, do poziomu prognozowanego.

Odrzucenie części odległych rejestrowanych wstrząsów, jako nie wpływających na wzrost obciążenia wyrobiska, jest słuszne wyłącznie w przypadku prawidłowego określenia warstw, w których te wstrząsy powstają. Pozwala to dopiero na dobór optymalnego typu obudowy [7]. Barwa i wielkość oznaczeń wstrząsów określają wartość zarejestrowanych energii. Położenie czoła ściany wyliczano z miesięcznych postępów uśredniając przebiegi.

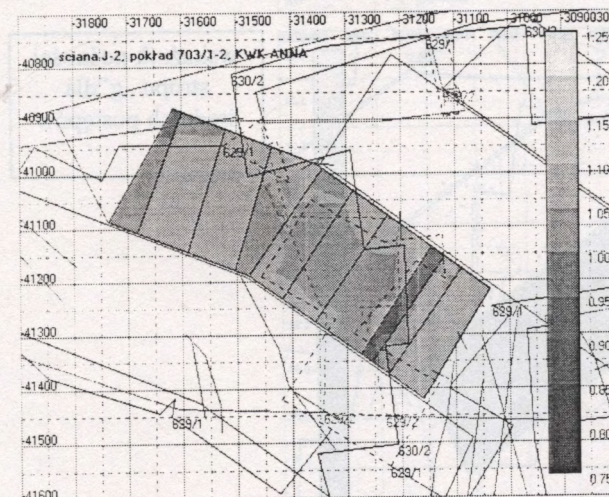




wstrząsy
zarejestrowane
wszystkie



wstrząsy
po selekcji,
widoczne powyżej
1,0E3 J



wskaźnik nośności
stropu „g” dla
średnich postępów

Poprawność wyboru w prezentowanych przykładach lokalizacji warstw odpowiedzialnych za wstrząsy, mogą potwierdzać analizy aktywności sejsmicznej przeprowadzone w Rybnickiej Spółce Węglowej S.A. [8], gdzie autorzy artykułu jej wzrost wiążą z intensyfikacją produkcji oraz wzrastaniem głębokości pokładów, zaliczając do nich między innymi ściany J-1 i J-2, jednocześnie stwierdzając, że hipocentra dotychczas rejestrowanych wysokoenergetycznych wstrząsów były w zdecydowanej większości lokalizowane z dala od wyrobisk górniczych.

Na wykresach przedstawiono także poziom wskaźnika nośności stropu „g” dla tak wyliczonych danych, czyli osiąganą podczas rzeczywistej eksploatacji.

Można zauważyć, że ilość i energia wyselekcjonowanych wstrząsów zmniejsza się dla obliczonych obszarów odprężonych. Także wartości rejestrowanych energii są niższe od prognozowanych poziomów.

Zwraca uwagę lokalne pogorszenie się wskaźnika nośności stropu „g” w ścianie J-2 na trzecim fragmencie linii postępów do wartości 0,9, a więc i tak jeszcze dobrych warunków utrzymania stropu. Sytuacja taka była związana z ponad czteromiesięcznym postojem ściany na skutek ogniska pożarowego w zrobach uprzednio wybranej ściany J-1.

7. Podsumowanie

W przedstawionych przykładach pokrywają się poziomy obliczanych wielkości wyliczanych metodą tradycyjną i przestrzenną, oraz charakter zmian na wykresach powodowany zmianami warunków górniczo-geologicznych. Zbieżność porównywanych wyników potwierdza przyjęte założenia modelu przestrzennego oraz poprawność wartości obliczeniowych realizowanych przy jego udziale.

Nowy sposób przedstawienia informacji, posługujący się bardziej zaawansowaną grafiką w postaci map izolinii zależności, wydaje się być korzystniejszy w porównaniu z dotychczasową formą prezentacji wyników, które przedstawia rysunek 1. Umożliwia całościową ocenę sytuacji w całej ścianie, a nie tylko w wybranych jej odcinkach, korespondując z techniką wizualizacji stosowaną w nowoczesnych systemach sterowania obudów.

Przedstawiona metoda obliczeń może znaleźć zastosowanie również przy analizie danych pomiarowych z takich systemów.

Literatura

1. A.Biliński: Ocena stanu zagrożenia tapnięciem wyrobiska eksploatacyjnego. Prace GIG, 1989, seria dodatkowa.
2. A.Biliński: Przejawy ciśnienia górotworu w polach eksploatacji ścianowej w pokładach węgla. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo 1968, z. 221.
3. A.Biliński: Wpływ podporności obudowy na ruchy górotworu w chodnikach przyścianowych przy eksploatacji na zawał. Prace Naukowe GIG nr 773, 1992.
4. A.Biliński: Wyniki badań ruchów górotworu w polach eksploatacji ścianowej. Prace GIG, seria dodatkowa, Katowice 1989.
5. A.Biliński, T.Kostyk, S.Prusek: Zasady doboru obudowy zmechanizowanej dla wyrobisk ścianowych. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska w Górnictwie. Miesięcznik WUG. Katowice nr 3/97.
6. J.Dubiński, W.Konopko: Tapania. Ocena. Prognoza. Zwalczanie. GIG. Katowice 2000.
7. T.Kostyk, S.Prusek: Wpływ lokalizacji wstrząsów górotworu na warunki utrzymania wyrobiska ściany zawałowej. Prace Naukowe GIG Nr 40, seria: Konferencje. Katowice 2002.
8. E.Kozioł, S.Dzierżęga, T.Kabza: Wpływ koncentracji wydobywania na kształtowanie się aktywności sejsmicznej górotworu w warunkach kopalń Rybnickiej Spółki Węglowej S.A. Prace Naukowe GIG Nr 32, seria: Konferencje. Katowice 1999.
9. Określenie możliwości i warunków stosowania obudowy PIOMA-10/25-Oz w ścianie J-1 w pokładzie 703/1-2 w KWK „Anna”. Praca GIG (niepublikowana) o numerze 7332856BG, 1996 Katowice.
10. Określenie możliwości i warunków stosowania obudowy PIOMA-RZN-10/25-Oz w ścianie J-2 w pokładzie 703/1-2. Praca GIG (niepublikowana) o numerze 51172108-152, 1998 Katowice.
11. Praca zbiorowa: Zasady i zakres stosowania kompleksowej metody oceny stanu zagrożenia tapaniami w zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny. Wydawnictwo GIG, seria Instrukcje, nr 1 1996.
12. Sikora W.: Monitorowanie i automatyzacja systemów mechanizacyjnych w górnictwie światowym – zakres stosowania i tendencje rozwojowe. Szkoła Mechanizacji Górnictwa, Szczyrk, 2002.
13. W.Szuścik: Kierunki rozwoju metod doboru obudów zmechanizowanych do warunków ścianowych. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna. Bezpieczna Eksploatacja Obudów Zmechanizowanych w Warunkach Technicznej Restrukturyzacji Górnictwa. Szczyrk 1998.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

KOMPUTEROWE WYKONYWANIE OBLICZEŃ W PROJEKTOWANIU SEKCJI OBUDÓW ŚCIANOWYCH

Stanisław LOSIAK, Janusz BLASCHKE, Jan PTAK

Streszczenie: W artykule objaśniono pojęcie równań podstawowych i wynikowych modelu matematycznego sekcji lemniskatowej. Przedstawiono korzyści wynikające z posługiwania się programem obliczeń bazującym na równaniach wynikowych modelu matematycznego sekcji. Scharakteryzowano rodzaje programów i przedstawiono funkcjonowanie programu do obliczeń sekcji lemniskatowej z siłownikiem zastrzałowym w zakresie wykonywania obliczeń, zestawienia wyników obliczeń i ich graficznego odwzorowania.

1. Wstęp

Złożoność i zakres wykonywanych obliczeń w procesie projektowania sekcji obudowy zmechanizowanej do ścianowych wyrobisk wydobywczych zależy od rodzaju sekcji, a w szczególności od jej struktury geometrycznej. Sekcje lemniskatowe, nawet w wersji najbardziej prostej, mają strukturę geometryczną, której właściwości w zakresie kinematyki opisuje dziewięć współzależnych wielkości zmiennych.

Statykę sekcji w najbardziej prostym przypadku, gdy przyjmuje obciążenie tylko od stropu i spągu lub oddziałują na strop i spąg, charakteryzuje dwanaście wielkości zmiennych, współzależnych. Dla wyznaczenia wielkości zmiennych konieczne jest przyjęcie wartości jeszcze dla dwudziestu wielkości geometrycznych zdeterminowanych, zapewniających funkcjonowanie sekcji w założonych warunkach. Wykonywanie obliczeń w procesie projektowania sekcji, każdej odmiany [1] nie jest proste i racjonalne, a właściwie wykonalne tylko wtedy, gdy do obliczeń skorzysta się z komputera.

Komputer do obliczeń jest nieodzowny zwłaszcza, gdy projektowana sekcja wyposażona jest w stropnicę przednie (wysuwną lub uchylną względnie zespół stropnic wysuwną i uchylną), w stropnicę tylną, albo gdy osłona odzawałowa sekcji może być zasypywana gruzowiskiem skalnym z zawału stropu. Obliczenia komplikują się dodatkowo, gdy dotyczą sekcji aktywnie oddziałujących na przenośnik odstawczy, np. współpracujący z głowicą strugową.

Dr inż. Stanisław Losiak

Dr inż. Janusz Blaschke

Dr inż. Jan Ptak

Akademia Górniczo-Hutnicza

Al. Mickiewicza 30

30-059 Kraków

tel.: (0...12) 6335162

2. Podstawa wykorzystania komputera do obliczeń sekcji

Zastosowanie komputera do obliczeń w procesie projektowania sekcji obudowy jest możliwe, ponieważ pomiędzy wielkościami geometrycznymi charakteryzującymi strukturę sekcji występują ścisłe związki, które można zapisać prostymi zależnościami. Struktura geometryczna sekcji pozwala zapisać liczbę zależności, niezbędną do wyznaczenia wszystkich wielkości zmieniających się podczas funkcjonowania sekcji, a w szczególności tych wielkości, które określają wzajemne położenia zasadniczych zespołów sekcji dla każdej wysokości jej rozparcia [2].

Poprzez wielkości struktury geometrycznej sekcji występują związki pomiędzy wielkościami charakteryzującymi statykę sekcji. Na podstawie tych związków (i zasad statyki) możliwe jest zapisanie zależności wiążących ze sobą wielkości charakteryzujące statykę sekcji. Z warunków równowagi sił zapisuje się tych zależności tyle, ile jest niezbędne dla wyznaczenia wielkości zmiennych. Z zależności wiążących ze sobą wielkości charakteryzujące statykę sekcji można wyznaczyć przede wszystkim siły występujące w węzłach kinematycznych sekcji [3]. Można także wyznaczyć parametry sił, niezbędne dla ustalenia warunków stateczności układu podpornościowego sekcji i całej sekcji. Znajomość sił działających w węzłach kinematycznych sekcji pozwala na ich właściwe rozwiązanie konstrukcyjne, wymiarowe i materiałowe.

Zależności wiążące ze sobą zarówno wielkości geometryczne i charakteryzujące statykę sekcji można zapisać jako równania w postaci:

$$\left. \begin{aligned} F_1(x, y, z, \dots, \alpha, \beta, \gamma, \dots, a, b, c, \dots) &= 0 \\ F_2(x, y, z, \dots, \alpha, \beta, \gamma, \dots, a, b, c, \dots) &= 0 \\ \dots\dots\dots \\ F_i(x, y, z, \dots, \alpha, \beta, \gamma, \dots, a, b, c, \dots) &= 0 \\ \dots\dots\dots \\ F_n(x, y, z, \dots, \alpha, \beta, \gamma, \dots, a, b, c, \dots) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Równania można otrzymać również w postaci:

$$\left. \begin{aligned} x &= F_x(x_o, a, b, c, \dots) \\ y &= F_y(x_o, y_o, a, b, c, \dots) \\ \dots\dots\dots \\ \alpha_o &= F_\alpha(x_o, y_o, \alpha_o, a, b, c, \dots) \\ \dots\dots\dots \\ \xi_o &= F_\xi(x_o, y_o, \xi_o, a, b, c, \dots) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

gdzie:

$x, y, z, \dots, \alpha, \beta, \gamma, \dots, \xi$ - zmienne zależne,

$x_0, y_0, z_0, \dots, \xi_0$ - zmienne niezależne,

a, b, c - wielkości zdeterminowane,

$i = 1, 2, 3, \dots, n$ - liczby naturalne, porządkowe,

n - liczba równań zapisanych na podstawie obliczeń zasad planimetrii i statyki; również ilość wielkości zmiennych zależnych charakteryzujących strukturę sekcji i jej statykę.

Równania w postaci (2) są rozwiązaniami układu równań typu (1), zapisanych w postaci $F_i = 0$. Równań (2) otrzymuje się tyle, ile wielkości charakteryzuje strukturę geometryczną i statykę sekcji.

Równania typu (1) nazywane są równaniami podstawowymi, wyjściowymi. Równania typu (2) nazywane są równaniami wynikowymi. Równania te podają, jak zmienne zależne zależą od zmiennych niezależnych oraz jak wpływają na nie wielkości zdeterminowane. Model matematyczny sekcji mogą tworzyć tylko równania podstawowe. Można jednak model matematyczny sekcji tworzyć z równań wynikowych, a w szczególności z równań podstawowych i wynikowych. W tym przypadku z równań wynikowych można wyznaczać wartości wielkości zmiennych zależnych. Równania podstawowe służą natomiast do weryfikowania wyników obliczeń.

W zależności od tego, jaki model matematyczny sekcji stanowi bazę programu komputerowego mamy do dyspozycji różne programy. Programy komputerowe służące do obliczeń obudów mogą być napisane dla poszczególnych struktur sekcji lemniskatowych [4] względnie syntetycznie, z pomocą których można dokonać obliczeń sekcji o dowolnej strukturze [5].

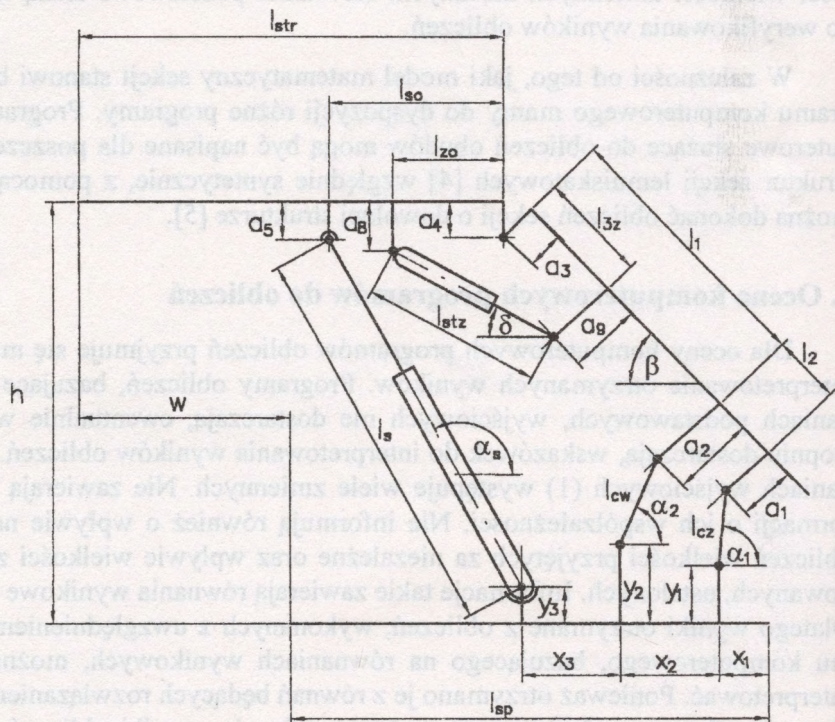
3. Ocena komputerowych programów do obliczeń

Dla oceny komputerowych programów obliczeń przyjmuje się możliwość interpretowania otrzymanych wyników. Programy obliczeń, bazujące na równaniach podstawowych, wyjściowych nie dostarczają, ewentualnie w małym stopniu dostarczają, wskazówek do interpretowania wyników obliczeń. W równaniach wyjściowych (1) występuje wiele zmiennych. Nie zawierają więc informacji o ich współzależności. Nie informują również o wpływie na wyniki obliczeń wielkości przyjętych za niezależne oraz wpływie wielkości zdeterminowanych, ustalonych. Informacje takie zawierają równania wynikowe typu (2). Dlatego wyniki otrzymane z obliczeń, wykonanych z uwzględnieniem programu komputerowego, bazującego na równaniach wynikowych, można łatwiej interpretować. Ponieważ otrzymano je z równań będących rozwiązaniem układu równań podstawowych wymagających sprawdzenia, wyniki obliczeń poddane muszą być weryfikacji. Są poprawne, jeżeli spełniają równania podstawowe.

Zatem, najbardziej korzystne są programy, które bazują jednocześnie na równaniach wynikowych oraz podstawowych wykorzystywanych do sprawdzania wykonanych obliczeń. W procesie projektowania sekcji obudowy mając określone wymagania odnośnie jej właściwości podpornościowo-statecznościowych, łatwo jest kształtować te właściwości dysponując równaniami wynikowymi. Z równań tych można odczytać wpływ poszczególnych wielkości niezależnych, a przede wszystkim zdeterminowanych, charakteryzujących strukturę geometryczną sekcji na te właściwości.

4. Program komputerowy do obliczeń

Prezentowany jest program do komputerowego obliczania sekcji lemniskatowej z siłownikiem zastrzałowym, którego strukturę geometryczną z wielkościami ją charakteryzującymi przedstawia schemat na rysunku 1. W bazie programu są równania podstawowe i wynikowe, opisujące strukturę geometryczną sekcji i statykę. Z równań wynikowych wyznacza się wartości wielkości zmiennych. Równania wyjściowe wykorzystuje się do sprawdzania poprawności obliczeń. Obliczenia wykonane są poprawnie, jeżeli wyniki obliczeń spełniają równania podstawowe.



Rys.1. Schemat struktury geometrycznej sekcji

Wartości wielkości charakteryzujących strukturę geometryczną i statykę sekcji wyznacza się w zależności od wysokości rozparcia od założonej minimalnej do maksymalnej. Wartości wielkości charakteryzujących statykę sekcji wyznacza się ponadto dla założonych wartości wielkości parametrycznych. Prezentowany program napisano przyjmując za wielkości parametryczne:

- podporność stojaków sekcji: wstępną P_{sw} i roboczą P_{sr} ,
- siłę rozparcia siłownika zastrzałowego, odpowiadającą ciśnieniu wstępnemu i robocznemu medium hydraulicznego oraz działającą w przestrzeni podtłokowej R_{zpt} i nadtłokowej R_{znt} ,
- współczynnik tarcia dla skały i stali.

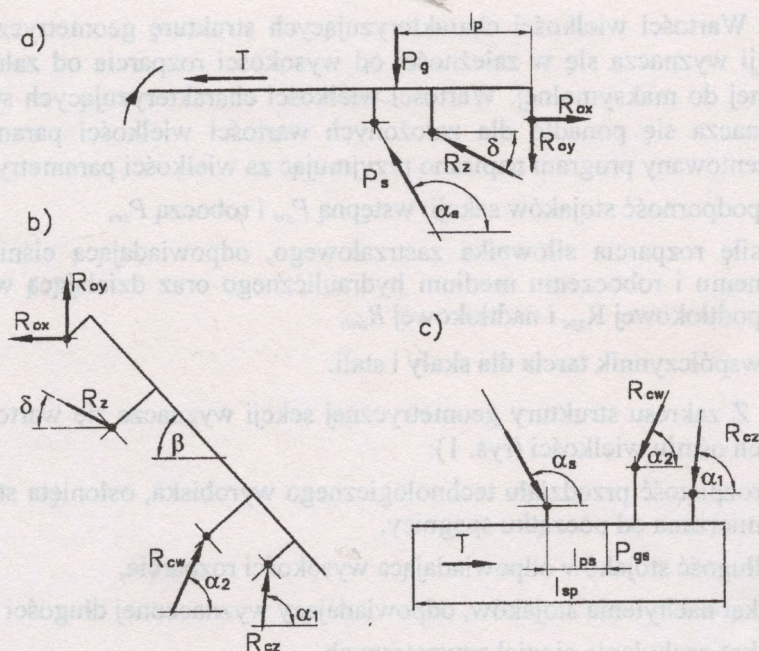
Z zakresu struktury geometrycznej sekcji wyznacza się wartości następujących ośmiu wielkości (rys. 1):

- w - rozpiętość przedziału technologicznego wyrobiska, osłonięta stropnicą, odmierzana od początku spągnicy,
- l_s - długość stojaków odpowiadająca wysokości rozparcia,
- α_s - kąt nachylenia stojaków, odpowiadający wyznaczonej długości stojaków,
- α_1 - kąt nachylenia cięgieł zewnętrznych,
- α_2 - kąt nachylenia cięgieł wewnętrznych,
- β - kąt nachylenia osłony odzawałowej,
- l_{sz} - długość siłownika zastrzałowego,
- δ - kąt nachylenia siłownika zastrzałowego.

Rozpiętość przedziału technologicznego wyrobiska w jest jednocześnie współrzędną odciętą toru ruchu stropnicy w układzie odniesienia $h(w)$.

Dla ustalonych wartości wielkości parametrycznych (P_s , R_z , μ) z zakresu statyki sekcji wyznacza się wartości dla dziewięciu następujących wielkości (rys. 2):

- P_g - obciążenia, jakie może być wywierane przez stropnicę na strop (P_{gw}) lub jakie może być przyjmowane przez stropnicę, gdy oddziałuje na nią strop (P_{gr}),
- l_p - położenie prostej działania obciążenia dla długości stropnicy,
- P_{gs} - siły przekazywanej przez spągnicę na spąg w fazie rozpierania sekcji (P_{gsr}) lub w fazie działania stropu na stropnicę (P_{gst}),
- l_{ps} - położenia prostej działania siły P_{gs} na długości spągnicy,
- μ_s - współczynnika tarcia występującego pomiędzy spągnicą i spągiem,
- R_{ox} , R_{oy} - składowych siły występującej w przegubie łączącym stropnicę z osłoną odzawałową,
- R_{cz} - siły występującej w cięgłach zewnętrznych,
- R_{cw} - siły występującej w cięgłach wewnętrznych.

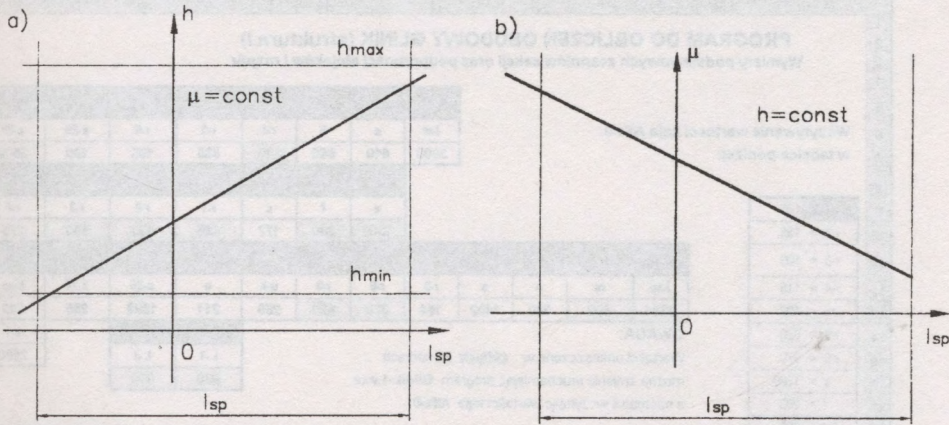


Rys.2. Plany sił działających na zespoły zasadnicze sekcji

Wartości wszystkich wyszczególnionych wielkości odnoszą się do idealnego rozparcia sekcji. Sekcja rozparta jest idealnie wtedy, gdy stropnica jest w położeniu równoległym do spagnicy.

Wyznaczone obliczeniami wartości program zestawia w odpowiednich tabelach, oddzielnie dla wielkości geometrycznych i statyki. Tabele można drukować. Wyniki obliczeń zestawione w tabelach można również odwzorowywać graficznie w zależności od wysokości rozparcia sekcji. Wyniki obliczeń z zakresu statyki można odwzorowywać dla ustalonej wysokości rozparcia sekcji w zależności od poszczególnych wielkości parametrycznych. Szczególne znaczenie mają wyniki odwzorowane w zależności od współczynnika tarcia, gdyż jego zmiana zależna jest nie tylko od rodzaju materii skalnej, ale także od jej stanu i charakteru na powierzchni styku z sekcją obudowy, co istotnie wpływa na właściwości podpornościowo-statecznościowe sekcji.

Wyniki obliczeń odwzorowane graficznie stanowią charakterystyki sekcji. Z charakterystyk łatwo jest ustalić zakres funkcjonowania sekcji i jej właściwości podpornościowo-statecznościowe. W szczególności, z charakterystyki przedstawiającej zmianę położenia na długości spągnicy prostej działania siły przekazywanej przez spągnicę na spąg, w zależności od wysokości rozparcia sekcji lub współczynnika tarcia, łatwo można ustalić stan stateczności całej sekcji (rys. 3).



Rys.3. Charakterystyka zmian położenia prostej działania siły przenoszonej przez spągnicę na spąg

Program obliczeń ma strukturę dwuczęściową i jest niejednorodny. Część pierwsza programu, krótka – napisana w Turbo Basicu, w oparciu o metodę przybliżoną (metodę połowienia przedziału) rozwiązywania równania algebraicznego wyższego rzędu, służy do wyznaczania kąta nachylenia osłony odzawałowej β (rys. 1). Druga część programu jest napisana w Excelu. Programem tym liczy się najpierw wielkości geometryczne, a następnie wielkości charakteryzujące statykę sekcji.

5. Funkcjonowanie programu obliczeń

Program komputerowy jest gotowy do wykonywania obliczeń, gdy wypełniona zostanie metryka sekcji (rys. 4). Na rysunku 4 podaje się wymiary podstawowych zespołów sekcji oraz podporność stojaków i siłowników rozporowych, czyli wartości wielkości zdeterminowanych i traktowanych parametrycznie. Najpierw przystępuje się do wyznaczania wartości kąta nachylenia osłony odzawałowej sekcji (programem DOS-owym). Z kolei do bazy danych programu wczytuje się obliczone wartości kąta nachylenia osłony odzawałowej (rys. 5). Następnie można przystąpić do obliczeń całościowych. Najpierw wykonuje się obliczenia kinematyki zgodnie z rysunkiem 6 dla zmieniającej się wysokości rozparcia sekcji według kroku ustalonego w pierwszej części programu. Wyniki obliczeń programu zestawia się w arkusze w zależności od wysokości rozparcia sekcji. Fragment arkusza z wynikami obliczeń kinematyki przedstawia rysunek 7. W obliczeniach kinematyki wyznacza się także wartości funkcji V i jej znak algebraiczny (rys. 8) oraz dokonuje się sprawdzenia poprawności wykonania obliczeń z zakresu kinematyki.

1

2

3

4

5

6

7

8

9

10

11

12

13

14

15

16

17

18

19

20

21

22

23

24

A

B

C

D

E

F

G

H

I

J

K

L

M

N

O

P

PROGRAM DO OBLICZEŃ OBUDOWY GLINIK (struktura I)

Wymiary podstawowych zespołów sekcji oraz podporności stojaków i rozpór

Wczytywanie wartości kąta Alfa-0 w tabelce poniżej:

r-1 = 145
r-2 = 135
r-3 = 100
r-4 = 115
m = 490
r-9 = 820
r-8 = 970
e = 1300
f = 280
L-1 = 630
L-2 = 800
H
Alfa-0

Stropnica zasadnicza							
l-st	a	b	r-4	r-5	r-6	a-28	a-29
3600	810	660	115	335	155	100	3500

Osłona odzawalowa						
e	f	c	r-1	r-2	r-3	r-7
1300	280	177	145	135	100	275

Spąglica											
l-sp	m	n	s	r-0	r-8	r-9	u-k	u	a-26	a-27	b-sp
2381	490	360	1492	154	970	820	250	211	1896	285	940

Ciepła				s-1
L-1	L-2			2500
630	800			

UWAGA:

Wartości umieszczone w żółtych komórkach można zmienić uruchamiając program Glinik-1.exe a następnie wczytując wartości kąta Alfa-0

Słownik										
Słownik				Sztuk	Długości		Pod tokiem		Nad tokiem	
					I-min	I-max	Wstępna	Robocza	Wstępna	Robocza
Stojaki hydrauliczne				2			2994	3730		
Słownik zasirafowy				1			339	429	245	311

Wymiary oraz dane wejściowe

Obliczenia

Tabela 1

T1 alfa-0 = f(H)

T1 alfa-0 = f(H)

T1 alfa-0 = f(H)

Rys.4. Metryka sekcji

Wymiary oraz dane wejściowe															
24	1645	2,9188													
25	1693	2,8961													
26	1741	2,8737													
27	1790	2,8514													
28	1838	2,8293													
29	1886	2,8072													
30	1934	2,7851													
31	1983	2,7629													
32	2031	2,7406													
33	2079	2,7179													
34	2128	2,6950													
35	2176	2,6716													
36	2224	2,6477													
37	2272	2,6232													
38	2321	2,5979													
39	2369	2,5718													
40	2417	2,5446													
41	2466	2,5162													

Rys.5. Wczytywanie kąta β do programu obliczeń

Wyniki pokazane na rysunku 8 wskazują stan poprawności wykonanych obliczeń. Tabele z wartościami wielkości geometrycznych, wśród których wielkość w charakteryzuje kinematykę sekcji może być drukowana. Można ją wprowadzić do biblioteki programu obliczeń. Na podstawie wyników obliczeń można opracować charakterystyki wielkości geometrycznych sekcji, wydrukować je lub wprowadzić do biblioteki programu obliczeń.

Obliczanie kinematyki

Program wykonuje obliczenia kinematyki dla zmiennego H w zakresie od H-min do H-max

Wyniki obliczeń znajdują się w arkuszach: 'Tabela 1' 'T1 alfa-0 = f(H)', 'T1 alfa-1 = f(H)', 'T1 alfa-2 = f(H)', 'T1 alfa-s = f(H)', 'T1 L-s = f(H)', 'T1 s-o = f(H)', 'T1 alfa-p = f(m)', 'T1 L-p = f(H)'

Obliczanie statyki

Program wykonuje obliczenia statyki dla zmiennego H w zakresie od H-min do H-max

1. Wybór fazy pracy sekcji:

↓ Do tej komórki wpisz odpowiednią cyfrę!

1 1 Faza pracy sekcji: 1 – Obciążenie, 2 – Rozpięcie

2. Wybór rodzaju podpórności w stojakach hydraulicznych:

↓ Do tej komórki wpisz odpowiednią cyfrę!

P-s 3730 2 Stojaki hydrauliczne: 1 – Podpórność wstępna, 2 – Podpórność robocza

3. Wybór współczynnika tarcia μ między stropnicą a stropem:

↓ Do tej komórki wpisz wartość wsp. μ !

0,3 (zalecana wartość $\mu = 0,3$)

Wyniki obliczeń znajdują się w arkuszach: 'Tabela 2a', 'Tabela 2b', 'Tabela 2c', 'Tabela 2d', 'T2 P-x = f(H)', 'T2 P-1 = f(H)', 'T2 P-2 = f(H)', 'T2 R-Dx = f(H)', 'T2 R-Dy = f(H)', 'T2 z = f(H)', 'T2 z = f(H)'

Rys.6. Ustalanie parametrów obliczeń statyki

Obliczanie kinematyki

Sprawdzenie równań wyjściowych ⇒

Tabela 1

H	Alfa-0 rd	Alfa-0 st	Alfa-0 ost	Alfa-1 rd	Alfa-1 st	Alfa-2 rd	Alfa-2 st	L-s	Alfa-s rd	Alfa-s st	L-p	Alfa-p rd	Alfa-p st
1500	2,9692	171,3	0,1524	0,4618	26,5	0,2309	13,2	1 524,0	2,2445	128,6	808,6	3,1665	18
1548	2,9653	169,9	0,1763	0,4618	27,6	0,2538	14,5	1 561,1	2,2245	127,5	803,7	3,1623	18
1597	2,9419	168,6	0,1997	0,5036	28,9	0,2778	15,9	1 598,8	2,2054	126,4	798,9	3,1583	18
1645	2,9188	167,2	0,2227	0,5271	30,2	0,3027	17,3	1 637,2	2,1873	125,3	794,0	3,1545	18
1693	2,8961	165,9	0,2455	0,5522	31,6	0,3287	18,8	1 676,1	2,1700	124,3	789,2	3,1508	18
1741	2,8737	164,6	0,2679	0,5790	33,2	0,3555	20,4	1 715,7	2,1537	123,4	784,4	3,1472	18
1790	2,8514	163,4	0,2902	0,6072	34,8	0,3832	22,0	1 755,8	2,1382	122,5	779,5	3,1437	18
1836	2,8293	162,1	0,3123	0,6368	36,5	0,4118	23,6	1 796,5	2,1236	121,7	774,7	3,1404	17
1886	2,8072	160,8	0,3344	0,6678	38,3	0,4410	25,3	1 837,8	2,1097	120,9	769,8	3,1372	17
1934	2,7851	159,6	0,3565	0,7001	40,1	0,4710	27,0	1 879,3	2,0965	120,1	764,8	3,1341	17
1983	2,7629	158,3	0,3787	0,7336	42,0	0,5016	28,7	1 921,4	2,0841	119,4	759,8	3,1310	17
2031	2,7406	157,0	0,4010	0,7684	44,0	0,5328	30,5	1 963,8	2,0723	118,7	754,7	3,1281	17
2079	2,7179	155,7	0,4236	0,8042	46,1	0,5645	32,3	2 006,7	2,0610	118,1	749,5	3,1252	17
2126	2,6950	154,4	0,4466	0,8412	48,2	0,5967	34,2	2 049,8	2,0503	117,5	744,2	3,1224	17
2176	2,6716	153,1	0,4700	0,8792	50,4	0,6294	36,1	2 093,1	2,0400	116,9	738,7	3,1197	17
2224	2,6477	151,7	0,4939	0,9182	52,6	0,6625	38,0	2 136,6	2,0302	116,3	733,1	3,1170	17
2272	2,6232	150,3	0,5184	0,9582	54,9	0,6969	39,9	2 180,2	2,0206	115,8	727,3	3,1145	17
2321	2,5979	148,8	0,5437	0,9992	57,3	0,7296	41,8	2 223,9	2,0112	115,2	721,3	3,1120	17
2369	2,5716	147,4	0,5696	1,0411	59,7	0,7635	43,7	2 267,5	2,0020	114,7	715,0	3,1096	17
2417	2,5446	145,8	0,5970	1,0839	62,1	0,7975	45,7	2 311,0	1,9928	114,2	708,4	3,1074	17
2466	2,5162	144,2	0,6254	1,1275	64,6	0,8315	47,6	2 354,3	1,9836	113,7	701,5	3,1052	17
2514	2,4865	142,5	0,6551	1,1720	67,2	0,8654	49,6	2 397,2	1,9742	113,1	694,3	3,1033	17
2562	2,4553	140,7	0,6863	1,2172	69,7	0,8991	51,5	2 439,6	1,9644	112,6	686,6	3,1015	17
2610	2,4222	138,8	0,7194	1,2632	72,4	0,9324	53,4	2 481,4	1,9541	112,0	678,4	3,0999	17
2659	2,3871	136,8	0,7545	1,3098	75,0	0,9652	55,3	2 522,5	1,9432	111,3	669,7	3,0987	17
2707	2,3496	134,6	0,7920	1,3571	77,8	0,9973	57,1	2 562,7	1,9314	110,7	660,4	3,0978	17
2755	2,3081	132,3	0,8304	1,4049	80,5	1,0294	58,9	2 601,7	1,9183	109,9	650,3	3,0975	17

Rys.7. Arkusz z wynikami obliczeń kinematyki

Znak funkcji V (rys. 8), wykorzystywany w programie obliczania statyki sekcji, służy do ustalania znaku algebraicznego współczynnika tarcia [6].

Wynagry oraz dane wejściowe Obliczenia Tabela 1 T1 dla $\alpha=0 = f(0)$ T1 dla $\alpha=1 = f(1)$ T1 dla $\alpha=2 = f(2)$

Rys.8. Arkusz z wynikami sprawdzającymi poprawność obliczeń kinematyki

Aby przystąpić do obliczania statyki sekcji należy zadeklarować fazę pracy sekcji (rys. 6) i do komórki F63 wpisać symbol deklaracji:

- 1 — obciążanie,
2 — rozpieranie.

Zadeklarować trzeba również wybór rodzaju podporności stojaków hydraulicznych i wpisać do komórki F67 symbol deklaracji:

- 1 — podporność wstępna, lub
2 — podporność robocza.

Po zadeklarowaniu rodzaju podporności program automatycznie wpisuje do komórki D67 wartość podporności P_s , przepisując ją z odpowiedniej komórki metryki sekcji. W przypadku zadeklarowania fazy rozpierania, sensowne jest wykonanie obliczeń tylko dla podporności wstępnej stojaków. Dla deklaracji fazy obciążania wymagane jest wykonanie obliczeń dla podporności wstępnej i roboczej stojaków. Przed rozpoczęciem obliczeń do kolejnej komórki (D72) należy wpisać wartość współczynnika tarcia.

Program przeprowadza obliczenia statyki dla wartości siły rozparcia siłownika zastrzałowego medium hydraulicznym o ciśnieniu wstępnym i roboczym, dla przestrzeni podtłokowej i nadtłokowej (rys. 9 – wiersze 55 i 56). Wartość siły rozparcia dla przestrzeni nadtłokowej wpisuje się ze znakiem ujemnym (komórki M56 i N56).

Rys.9. Arkusz z wynikami obliczeń statyki

Rys.10. Arkusz z wynikami sprawdzającymi poprawność obliczeń statyki

Wyniki obliczeń statyki, tak jak wyniki obliczeń geometrii (kinematyki) można wydrukować lub pozostawić w bibliotece programu. Na podstawie wyników obliczeń zestawionych w arkuszach można sporządzić charakterystyki statyki sekcji, które mogą być również zapamiętane lub wydrukowane.

Obliczenia statyki mogą być powtarzane dla kolejnych współczynników tarcia. Jeżeli wykona się obliczenia statyki np. dla 5 wartości współczynnika tarcia to dla fazy rozpierania sekcji otrzyma się 5 arkuszy z wynikami, a dla fazy roboczej (obciążania) sekcji otrzyma się 10 arkuszy z wynikami obliczeń. W każdym arkuszu, ze względu na 4 wartości siły rozparcia słownika zastrzałowego otrzyma się 4 komplety wyników obliczeń dla każdej wielkości charakteryzującej statykę sekcji. Gdy obliczenia zostaną wykonane dla 5 wartości współczynnika tarcia, to dla każdej wielkości statyki otrzyma się 20 kompletów wyników dla danej podporności stojaków. Ze względu na to, że dla sekcji obciążonej obliczenia wykonuje się dla dwóch wartości podporności stojaków (wstępnej i roboczej) otrzymuje się dla każdej wielkości statyki 40 kompletów wyników. Wyniki całych obliczeń statyki zajmują 60 kompletów wyników zamieszczonych na 15 arkuszach zobrazowanych na rysunku 9.

Obliczenia statyki można wykonać również dla zerowej wartości siły rozparcia słownika zastrzałowego. Powiększy się wtedy odpowiednio ilość kompletów arkuszy wyników. W przygotowaniu do obliczeń statyki sekcji nie należy deklarować wartości zerowej współczynnika tarcia, ponieważ wartości zerowe współczynnika tarcia wprowadza do obliczeń program na podstawie toru ruchu stropnicy. Również dla każdej fazy pracy sekcji program wprowadza do obliczeń znak algebraiczny współczynnika tarcia w zależności od charakteru toru ruchu stropnicy [6].

6. Zakończenie

Funkcjonowanie sekcji lemniskatowej o najprostszym rozwiązaniu, bez względu na jej strukturę geometryczną, wyznacza co najmniej 10 wielkości zmiennych zależnych od wysokości rozparcia. Wielkości te warunkują również statykę sekcji niezależnie od warunków stanu równowagi jej głównych zespołów. Stan równowagi tych zespołów wymaga ustalenia się 12 wielkości statyki. Pomiedzy wielkościami geometrycznymi, a zwłaszcza pomiedzy wielkościami geometrycznymi i charakteryzującymi statykę sekcji występują złożone zależności. Wykonanie obliczeń sekcji w celu jej funkcjonalnego zaprojektowania i wyznaczenia właściwości bez komputera jest praktycznie niemożliwe.

Zastosowanie komputera umożliwia wykorzystanie zależności występujących pomiedzy wielkościami zmieniającymi się wraz z wysokością rozparcia sekcji do symulacyjnego wyznaczania wartości tych wielkości. Liczba zależności, jakie można zapisać dla wielkości geometrycznych na podstawie planu

struktury geometrycznej sekcji i dla wielkości charakteryzujących jej statykę na podstawie warunków równowagi pozwala na jednoznaczne rozwiązanie modelu matematycznego sekcji i uzyskanie dokładnych wyników obliczeń.

Funkcjonowanie programu komputerowego do obliczeń z zakresu statyki sekcji przedstawiono, gdy spośród wielkości charakteryzujących statykę za parametryczne przyjęto:

- podporność stojaków P_s ,
- siłę rozparcia siłownika zastrzałowego R_z ,
- współczynnik tarcia występującego pomiędzy stropnicą i stropem μ .

Możliwe jest napisanie programu dla ustalenia innych wielkości parametrycznych. Jeżeli znana jest siła, jaka potrzebna jest do utrzymywania stropu i jej zakres zmian, można program komputerowy napisać przyjmując za wielkości parametryczne:

- siłę P_g , jaka potrzebna jest do utrzymania stropu,
- współrzędną l_p położenia prostej działania siły P_g na długości stropu,
- współczynnik tarcia występującego pomiędzy stropnicą i stropem.

W tym wariancie, poza siłami w ciągłach i przegubie łączącym stropnicę z osłoną odzawałową oraz parametrami siły przekazywanej przez spągnicę na spąg, obliczeniami wyznacza się:

- podporność stojaków P_s ,
- siłę rozparcia siłownika zastrzałowego R_z .

Istnieją również inne warianty rozwiązania programu obliczeń. Można np., ze względu na ograniczenia wynikające z rozwiązania spągnicy, przyjąć jako wielkości parametryczne:

- siłę P_{gs} przekazywaną przez spągnicę na spąg,
- współrzędną l_{ps} położenia jej prostej działania na długości spągnicy.

Model matematyczny i program do obliczeń komputerowych można napisać dla sekcji wyposażonej w stropnicę przednie i przypadku obciążenia osłony odzawałowej zasypanej gruzowiskiem skalnym. Możliwe jest obliczanie sekcji wyposażonej w stropnicę tylną.

Dla zilustrowania funkcjonowania przedstawionego programu do obliczeń komputerowych sekcji wykorzystano wyniki obliczeń wykonane dla sekcji lemniskatowej obudowy GLINIK. W modelu matematycznym tej sekcji zastosowano oznaczenia wielkości geometrycznych i statyki przyjęte przez Zakład Maszyn Górniczych GLINIK. Z tego powodu oznaczenia wielkości podanych na rysunkach 4 do 10 są inne od podanych na rysunkach 1 do 3 i omawianych w tekście.

Literatura

1. A.Klich, S.Losiak, J.Ptak: Podobieństwo i różnice w opisie segmentów lemniskatowych obudów osłonowych do górniczych wyrobisk ścianowych. Materiały z Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Efektywne prowadzenie wyrobisk w trudnych warunkach górniczo-geologicznych”. CMG KOMAG, Gliwice – Szczyrk, 2000.
2. S.Losiak, K.Krauze, J.Ptak, J.Blaschke: Model matematyczny sekcji obudowy z zawieszeniem lemniskatowym. Materiały z Konferencji „Matematyczne metody i technika komputerowa w górnictwie”, t.3, Politechnika Wrocławska, Wrocław – Szklarska Poręba, 1987.
3. M.Damasiewicz: Mechanika teoretyczna dla praktyków. PWT, Warszawa, 1956.
4. S.Losiak, J.Blaschke, J.Ptak: Opracowanie programu komputerowego do obliczeń statycznych i kinematycznych obudów dwu- i czterostojakowych. AGH, Kraków, 2002, (opracowanie dla ZMG GLINIK Sp. z o.o. w Gorlicach).
5. A.Klich, S.Losiak, J.Blaschke, J.Ptak: Analiza właściwości kinematycznych i podpornościowych sekcji obudowy GLINIK-08/22-Oz oraz określenie założeń konstrukcyjnych jej modernizacji na obudowę TAGOR-11/34-POz. AGH, Kraków, 1998, (opracowanie dla Tarnogórskiej Fabryki Urządzeń Górniczych TAGOR).
6. J.Ptak, S.Losiak: Metody uwzględniania sił tarcia w obliczeniach numerycznych statyki sekcji lemniskatowej obudowy ścianowej. Materiały Konferencji KOMTECH 2002 „Kierunki rozwoju górnictwa do 2010 roku”. CMG KOMAG, Gliwice – Szczyrk, 2002.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

METODY UWZGLĘDNIANIA SIŁ TARCIA W OBLICZENIACH STATYKI SEKCJI LEMNISKATOWEJ OBUDOWY ŚCIANOWEJ

Jan PTAK, Stanisław LOSIAK

Streszczenie: W artykule zwrócono uwagę na znaczenie sił tarcia występujących w statyce sekcji lemniskatowej, a w szczególności siły tarcia na stropnicy i spagnicy. Przedstawiono przyczyny i sposób występowania siły tarcia na stropnicy i spagnicy. Scharakteryzowano i oceniono metody uwzględniania sił tarcia w obliczeniach statyki sekcji lemniskatowej oraz podano wnioski.

1. Wstęp

Dopóki stropnica sekcji lemniskatowej obudowy ścianowego wyrobiska wydobywczego nie ma kontaktu ze stropem, tak podczas rozpierania jak i rabowania sekcji, tarcie występuje tylko w przegubach (węzłach kinematycznych) łączących jej zespoły zasadnicze [1]. Z chwilą, gdy stropnica wejdzie w kontakt ze stropem tarcie może wywiązać się również między nim i stropnicą. Na zasadzie względności ruchu stropnicy w odniesieniu do spagnicy, tarcie wywiązuje się także między spagnicą i spagiem. W wyrobiskach z zawałem stropu, jeżeli gruzowisko skał zawałowych zalega na osłonie odzawałowej, tarcie występuje między gruzowiskiem i osłoną odzawałową.

Tarcie między stropem i stropnicą, a w efekcie również między spagiem i spagnicą, wywiązuje się, jeżeli stropnica przemieszcza się ruchem płaskim. Stropnica przypierana do stropu w fazie rozpierania sekcji przesuwa się wzdłuż stropu, co skutkuje wywiązaniem się tarcia. Tarcie wywiązuje się również, gdy w wyniku konwergencji stropu stropnica obniża się realnie lub potencjalnie, bo wtedy również dochodzi do przesunięcia się jej, realnego lub potencjalnego wzdłuż stropu [2].

Informacje o rodzaju ruchu stropnicy otrzymuje się na podstawie toru ruchu stropnicy. Tor ruchu stropnicy podaje się dla punktu leżącego na jej początku lub dla środka geometrycznego przegubu łączącego stropnicę z osłoną odzawałową. Jeżeli tor ma informować o rodzaju ruchu stropnicy, można go podawać dla dowol-

Dr inż. Jan Ptak

Dr inż. Stanisław Losiak

Akademia Górniczo-Hutnicza
Katedra Maszyn Górniczych
Przeróbczych i Transportowych
Al. Mickiewicza 30, paw. B-2
30-059 Kraków
tel./fax: (0...12) 6335162

nego jej punktu. Tor ruchu stropnicy podany dla jej początku poza tym, że informuje o rodzaju ruchu, przedstawia zmianę rozpiętości przedziału technologicznego wyrobiska osłoniętego stropnicą, zachodzącą ze zmianą wysokości rozparcia sekcji.

2. Znaczenie tarcia dla funkcjonowania sekcji

Tarcie występujące w przegubach sekcji nawet wtedy, gdy stropnica przypierana jest do stropu, a także gdy strop oddziałuje na stropnicę, nie ma istotnego znaczenia. Wynika to z tego, że materiały przegubów cechują się małym współczynnikiem tarcia i przeguby obrotowe mają względnie małe średnice. Momenty sił tarcia w przegubach nie odgrywają znaczącej roli.

Występujące między osłoną odzawałową i gruzowiskiem odzawałowym tarcie występuje w określonych warunkach i dla tych przypadków może mieć znaczenie dla funkcjonowania sekcji. W szczególnych przypadkach można je uwzględniać w obliczeniach statyki sekcji.

Tarcie między osłoną odzawałową i gruzowiskiem zawałowym należy uwzględniać bez względu na rodzaj ruchu wykonywanego przez stropnicę [3]. Jeżeli stropnica przemieszcza się ruchem płaskim, tarcie między stropem i stropnicą oraz między spągami i spągnicą ma istotny wpływ na właściwości podpornościowo-statecznościowe sekcji obudowy lemniskatowej. Wpływ ten wynika z faktu, że współczynnik tarcia dla stali i skał jest znaczny, a przede wszystkim zmienny. Zależy od rodzaju materii skalnej i charakteru oraz stanu powierzchni skały na styku ze stropnicą i spągnicą. Istotne jest również to, że działanie tarcia jest złożone. Zależy nie tylko od charakteru toru ruchu stropnicy, ale również od fazy pracy sekcji. Działanie siły tarcia nie jest jednoznaczne dla danego toru ruchu stropnicy i ustalonej fazy pracy sekcji. Wraz z wysokością rozparcia sekcji może zmieniać się określona funkcja charakteryzująca jej stan rozparcia, zależna od jej parametrów geometrycznych i zmienia ta, a szczególnie zmiana znaku algebraicznego funkcji, powodować będzie zmianę działania siły tarcia [4].

3. Wpływ siły tarcia na statykę sekcji

Pośród wielkości charakteryzujących statykę sekcji podstawową jest podporność. Wpływ tarcia występującego między stropem i stropnicą na podporność sekcji, wyrażony współczynnikiem tarcia, jeżeli pominie się działanie siłownika zastrzałowego określa zależność:

$$P_g = P_s \frac{a}{b + \mu V}, \text{ kN} \quad (1)$$

w której:

P_s – siła rozparcia stojaków, kN,

a, b, V – funkcje zależne od cech geometrycznych sekcji i od wysokości jej rozparcia,

μ – współczynnik tarcia dla stali i skały.

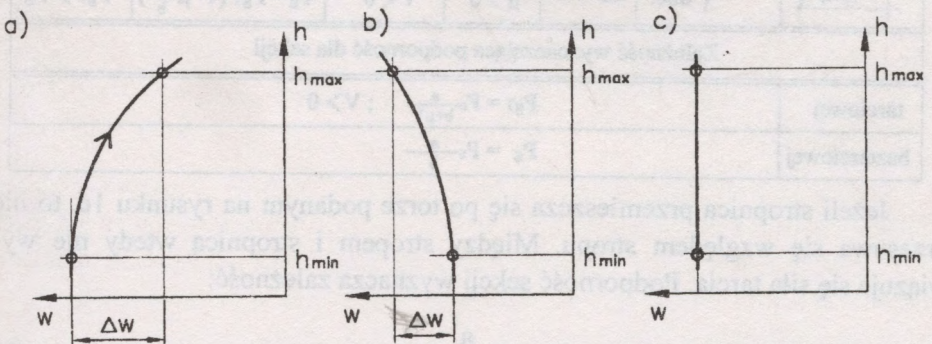
Zawsze spełniony jest warunek $a > 0$ i $b > 0$. Funkcja V może natomiast przyjmować wartości różne od zera, jak również i wartość zerową. Wobec tego może być:

$$V < 0 \text{ lub } V > 0$$

Funkcja V może mieć dany znak algebraiczny w całym przedziale rozpięcia sekcji, ale może go również zmieniać. Zależność (1) jest obowiązująca dla sekcji, której stropnica przemieszcza się po torze zgodnie z rysunkiem 1a, gdy sekcja jest rozpięta, co pokazuje strzałka na torze ruchu stropnicy, a funkcja V ma znak dodatni. Jeżeli stropnica sekcji będzie pod wpływem działania stropu obniżała się lub wykazywała tendencję do obniżania, a funkcja V będzie większa od zera, to zależność (1) przyjmie postać:

$$P_g = P_s \frac{a}{b - \mu V}, \text{ kN} \quad (2)$$

Z porównania zależności (1) i (2) wynika, że sekcja będzie wykazywała malejącą podporność wstępną w wyrobiskach ze skałami o większym współczynniku tarcia, natomiast w takich warunkach będzie wykazywała rosnącą podporność roboczą. W fazie rozpięcia sekcji i przypierania stropnicy do stropu tarcie będzie „osłabiało” działanie stojaków i to tym bardziej im większym współczynnikiem tarcia będą charakteryzowały się skały wyrobiska. W fazie oddziaływania stropu na stropnicę tarcie będzie wywoływało efekt przeciwny, tym większy im wyższy będzie współczynnik tarcia.



Rys.1. Torzy ruchu stropnicy dla jej punktu początkowego o stałej monotoniczności

Inaczej tarcie będzie wpływało na sekcję obudowy, której stropnica będzie przemieszczała się po torze zgodnie z rysunkiem 1a, gdy funkcja V w przedziale rozpierania będzie ujemna ($V < 0$). Wtedy zależność (2) będzie wyznaczała podporność wstępną, a zależność (1) podporność roboczą. W odniesieniu do sekcji obudowy, której stropnica przemieszcza się po torze zgodnie z rysunkiem 1b, jeżeli w przedziale rozpierania funkcja V jest dodatnia, podporność wstępną będzie wyznaczała również zależność (2), a podporność roboczą zależność (1). Natomiast zastosowanie zależności (1) i (2) będzie przeciwne, gdy funkcja V będzie ujemna. Zależności wyznaczające podporność wstępną i roboczą sekcji w zależności od toru ruchu stropnicy i fazy pracy zawarto w tabeli 1. W tabeli tej na schemacie stropnicy odpowiednio do strzałki na jej torze ruchu oznaczającej fazę pracy sekcji podano zwroty siły tarcia działającej na stropnicę.

Zależności wyznaczające podporności sekcji lemniskatowej z uwzględnieniem toru ruchu stropnicy, fazy pracy i znaku funkcji V

Tabela 1

Tor ruchu stropnicy	Kierunek ruchu stropnicy	Zwrot siły tarcia	Znak współcz. tarcia	Znak funkcji V	Zależność po uwzględn. znaku V	Relacja
	rozp.		$\mu > 0$	$V > 0$	$P_g = P_{gT} (1 + \mu \frac{V}{b})$	$P_{gT} < P_g$
			$\mu > 0$	$V < 0$	$P_g = P_{gT} (1 - \mu \frac{V}{b})$	$P_{gT} > P_g$
	obc.		$\mu < 0$	$V > 0$	$P_g = P_{gT} (1 - \mu \frac{V}{b})$	$P_{gT} > P_g$
			$\mu < 0$	$V < 0$	$P_g = P_{gT} (1 + \mu \frac{V}{b})$	$P_{gT} < P_g$
	rozp.		$\mu < 0$	$V > 0$	$P_g = P_{gT} (1 - \mu \frac{V}{b})$	$P_{gT} > P_g$
			$\mu < 0$	$V < 0$	$P_g = P_{gT} (1 + \mu \frac{V}{b})$	$P_{gT} < P_g$
	obc.		$\mu > 0$	$V > 0$	$P_g = P_{gT} (1 + \mu \frac{V}{b})$	$P_{gT} < P_g$
			$\mu > 0$	$V < 0$	$P_g = P_{gT} (1 - \mu \frac{V}{b})$	$P_{gT} > P_g$
Zależność wyznaczająca podporność dla sekcji						
tarciowej	$P_{gT} = P_s \frac{a}{b + \mu V} \quad ; V > 0$					
baztarciowej	$P_g = P_s \frac{a}{b}$					

Jeżeli stropnica przemieszcza się po torze podanym na rysunku 1c, to nie przesuwają się względem stropu. Między stropem i stropnicą wtedy nie występuje siła tarcia. Podporność sekcji wyznacza zależność:

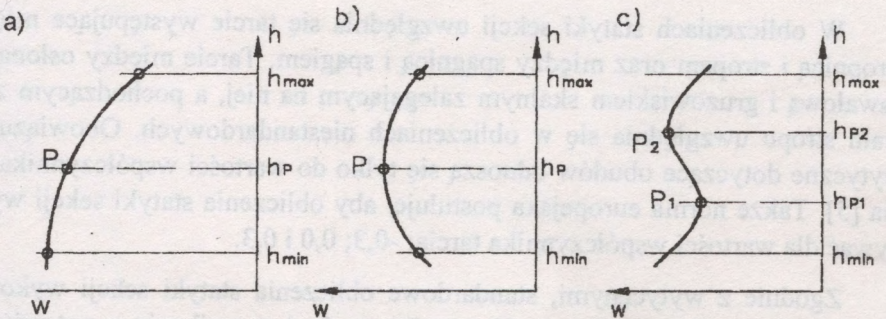
$$P_g = P_s \frac{a}{b}, \text{ kN} \tag{3}$$

Podporność robocza takiej sekcji jest większa od podporności wstępnej odpowiednio do powiększenia się podporności stojaków.

4. Realne kinematyczne właściwości sekcji

Sekcje lemniskatowe obudów ścianowych dotychczas projektowano i budowano na duże przedziały rozpierania. Życzeniem kopalń było, aby do wybiegania pokładów, zwłaszcza węgla kamiennego o różnej grubości w przedziale od 1,5 do 3,5 m, wystarczająca była obudowa z jednego typoszeregu. Sekcje obudowy ze względu na właściwości mechanizmu lemniskatowego trudno było wykonać tak, aby w dużym przedziale rozpierania miały jednorodną kinematykę.

Znane sekcje obudowy mają więc w przedziale rozpierania tory ruchu stropnicy o różnej monotoniczności. Tory ruchu stropnic sekcji są na ogół dwu, a nawet trzy zakresowe. Przykłady realnych torów ruchu stropnicy pokazano na rysunku 2.



Rys.2. Tory ruchu stropnicy dla jej punktu początkowego, dla sekcji realnych o dużym przedziale rozpierania

Sekcja, której stropnica przemieszcza się po torze z rysunku 2a w dolnym zakresie przedziału rozpierania od $h_{\min}$ do punktu P współdziała ze skałami otaczającymi wyrobisko bez udziału tarcia. W górnym zakresie przedziału wysokości rozpierania od punktu P do $h_{\max}$ ma podporność zależną od tarcia. Podporność wstępna będzie zgodna z zależnością (1), jeżeli będzie $V > 0$ lub zgodna z zależnością (2), jeżeli będzie $V < 0$.

Podporność roboczą sekcji wyznaczać będzie odpowiednio zależność (2) dla $V > 0$ i zależność (1) dla $V < 0$. Sekcja, której stropnica będzie przemieszczała się po torze zgodnie z rysunkiem 2b i 2c, mając zmienną kinematykę w przedziale rozpierania (tor dwu i trzy zakresowy) może mieć różne podporności w przedziale rozpierania, ale może mieć podporność zmieniającą się według charakterystyki nie zmieniającej swojej właściwości.

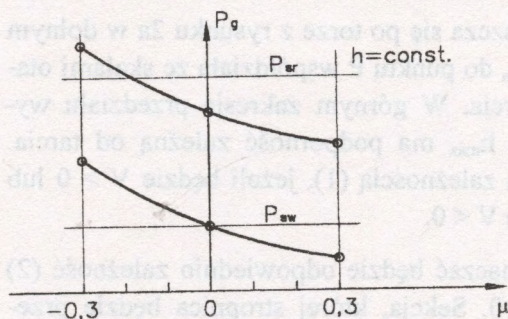
Sekcja będzie zmieniać podporność wstępną i roboczą w zakresie rozpięcia, jeżeli w przedziale rozpięcia jej funkcja V nie będzie zmieniała znaku algebraicznego. Zawsze będzie $V > 0$ albo $V < 0$. Charakterystykę podpornościową sekcja będzie miała jednorodną, jeżeli w punkcie P (rys. 2b) albo w punkcie P_1 i P_2 (rys. 2c) funkcja V będzie odpowiednio zmieniała swój znak.

Ze względu na złożony wpływ tarcia na właściwości podpornościowo-statecznościowe sekcji, gdyż tarcie wpływa nie tylko na wartość podporności ale również na położenie jej prostej działania na długości stropnicy i spągnicy [3], obliczenia statyki sekcji nie mogą uwzględniać tylko wartości współczynnika tarcia [5]. Aby wyniki obliczeń były jednoznaczne i realne, aby ich interpretacja była właściwa, dla każdej wartości współczynnika tarcia przyjętej do obliczeń należy uwzględnić poza torem ruchu stropnicy, zwrot siły tarcia na stropnicy oraz znak funkcji V .

5. Uwzględnianie tarcia w statyce sekcji

W obliczeniach statyki sekcji uwzględnia się tarcie występujące między stropnicą i stropem oraz między spągnicą i spągciem. Tarcie między osłoną odzawałową i gruzowiskiem skalnym zalegającym na niej, a pochodzącym z zawalu stropu uwzględnia się w obliczeniach niestandardowych. Obowiązujące wytyczne dotyczące obudów odnoszą się tylko do wartości współczynnika tarcia [5]. Także norma europejska postuluje, aby obliczenia statyki sekcji wykonywać dla wartości współczynnika tarcia: -0,3; 0,0 i 0,3.

Zgodnie z wytycznymi, standardowe obliczenia statyki sekcji wykonuje się dla zalecanych wartości współczynnika tarcia, bez wnikania w potrzebę ich wykorzystania dla poszczególnych przypadków i wariantów obliczeń.



Rys.3. Graficzny obraz wyników obliczeń standardowych statyki sekcji w zależności od wartości normatywnych współczynnika tarcia

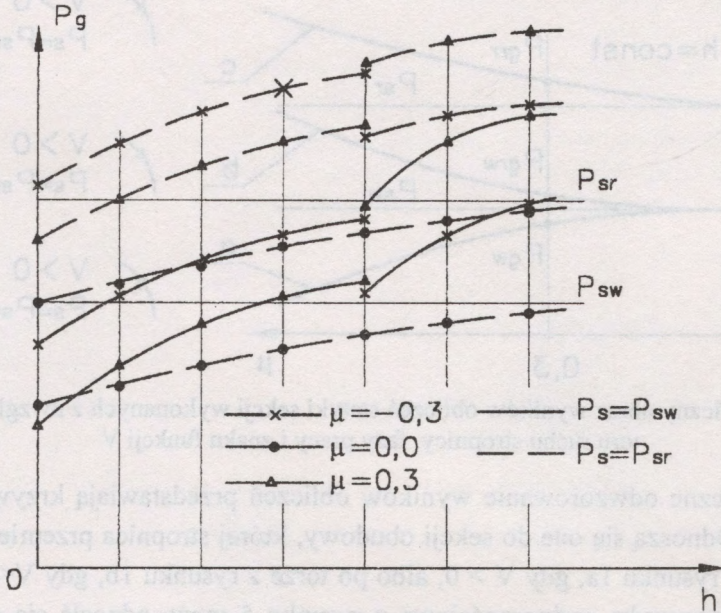
Jeżeli pominie się wariantowe zmiany siły siłowników obliczenia przeprowadza się w następujących wariantach:

- dla podporności wstępnej stojaków,
- dla podporności roboczej stojaków.

Wyniki obliczeń odwzorowane graficznie dla ustalonej wysokości rozparcia sekcji sprowadzają się do dwóch linii pokazanych na rysunku 3.

Problemem jest jak interpretować te wyniki w odniesieniu do sekcji charakteryzującej się torem ruchu np. z rysunku 1a.

Jeszcze trudniej interpretować, jeżeli pominie się interpretację trywialną wyniki obliczeń odwzorowane graficznie w zależności od wysokości rozparcia sekcji dla poszczególnych wartości współczynników tarcia (rys. 4).



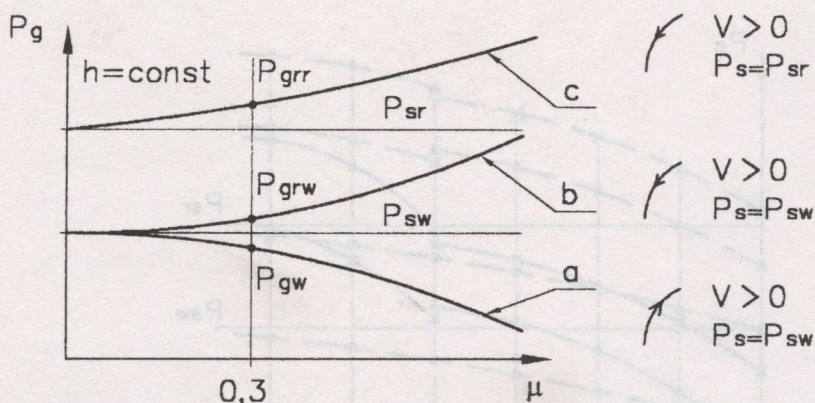
Rys.4. Charakterystyki podpornościowe sekcji w zależności od sposobu rozparcia dla normatywnych wartości współczynnika tarcia

Jeżeli abstrahuje się od toru ruchu stropnicy i fazy pracy sekcji oraz znaku funkcji V , jak wyjaśnić fakt, że charakterystyki otrzymane dla zerowej wartości współczynnika tarcia są ciągłe, w zależności od wysokości rozparcia, a charakterystyki otrzymane dla nie zerowych wartości współczynnika tarcia są nieciągłe. Trudno wyjaśnić, dlaczego w drugim zakresie przedziału wysokości rozpięcia podporność wstępna jest skokowo większa, a podporność robocza jest skokowo mniejsza.

Łatwe i jednoznaczne do interpretowania są wyniki obliczeń wykonanych programem komputerowym śledzącym tor ruchu stropnicy oraz znak funkcji V i automatycznie uwzględniającym znak algebraiczny wprowadzonej do obliczeń wartości współczynnika tarcia. Obliczenia są powtarzane dla różnych wartości współczynnika tarcia. Wykonywane są wariantowo dla:

- podporności wstępnej stojaków i fazy przypierania stropnicy do stropu (rys. 5a),

- podporności wstępnej stojaków, kiedy na stropnicę oddziałuje strop, a więc gdy stropnica wykazuje tendencje do zmiany ruchu wzdłuż stropu albo wykonuje ten ruch (rys. 5b),
- podporności roboczej stojaków, gdy na stropnicę oddziałuje strop (rys. 5c).



Rys.5. Graficzny obraz wyników obliczeń statyki sekcji wykonanych z uwzględnieniem toru ruchu stropnicy, fazy pracy i znaku funkcji V

Graficzne odwzorowanie wyników obliczeń przedstawiają krzywe na rysunku 5. Odnoszą się one do sekcji obudowy, której stropnica przemieszcza się po torze z rysunku 1a, gdy $V > 0$, albo po torze z rysunku 1b, gdy $V < 0$ (tabela 1). Charakterystyka podpornościowa z rysunku 5 może odnosić się do sekcji charakteryzującej się np. torem ruchu dwuzakresowym z rysunku 2b, której funkcja V w punkcie P zmienia odpowiednio znak. Dla przedstawionych na rysunku 5 wyników obliczeń, aby były jednoznaczne należy podać tor ruchu stropnicy sekcji i znak algebraiczny funkcji V .

Jeżeli stropnica sekcji przemieszcza się ruchem płaskim w przedziale rozpierania, obojętnie czy torem ruchu jest krzywa jedno czy wielozakresowa, nie ma potrzeby przeprowadzania obliczeń dla zerowej wartości współczynnika tarcia. Statyka sekcji charakteryzującej się torem ruchu stropnicy, który ma odcinek prosty normalny do spągnicy, obliczana jest dla wysokości rozparcia z zakresu tego odcinka toru z zależności (3). Program obliczeń wprowadza wtedy automatycznie wartości zerowe współczynnika tarcia bez względu na to, dla jakich zadanych wartości tego współczynnika wykonywane są obliczenia. Oczywiście dla sekcji obudowy, dla której stropnica nie przesuw się wzdłuż stropu nie ma potrzeby w obliczeniach statyki uwzględniać tarcia.

6. Uwagi końcowe

- Ustanowienie przepisami wymogu, aby w obliczeniach statyki sekcji lemniskatowej uwzględniać siłę tarcia, jest uzasadnione wiedzą o właściwościach podpornościowych sekcji lemniskatowych.
- Siła tarcia występująca na stropnicy sekcji lemniskatowej już przy współczynniku tarcia wynoszącym 0,3 ma znaczącą wartość, w odniesieniu do składowej normalnej do stropnicy podporności stojaków sekcji i może znacząco wpływać na jej podporność w fazie przypierania stropnicy do stropu, jak i w fazie oddziaływania stropu na stropnicę. Siła tarcia występująca na stropnicy może zmniejszać lub powiększać podporność sekcji w fazie przypierania stropnicy do stropu i przeciwnie w fazie, gdy strop oddziałuje na stropnicę (tabela 1, rys. 4).
- Na podstawie wyników poprawnie wykonanych obliczeń statyki sekcji można kształtować jej właściwości odpowiednio do wymagań wynikających z warunków wyrobiska i charakterystyki otaczających je skał. Można kształtować sekcje o podporności narastającej wraz z progresją działania stropu i sekcje reagujące z opóźnieniem na działanie stropu (rys. 1b).
- Występowanie siły tarcia na stropnicy warunkowane jest charakterem jej ruchu. Siła tarcia występuje, gdy stropnica przemieszcza się lub może potencjalnie przemieszczać się ruchem płaskim. Informacją o charakterze ruchu stropnicy jest tor ruchu jej dowolnego punktu.
- Wpływ siły tarcia na podporność sekcji na danej wysokości rozparcia wynika z toru ruchu stropnicy i znaku algebraicznego funkcji V zależnej od wielkości geometrycznych struktury sekcji.
- Określona przepisami wartość współczynnika tarcia na poziomie 0,3 do obliczeń statyki sekcji jest dyskusyjna, ponieważ dla niektórych skał i stali, szczególnie przy pewnych stanach i charakterze ich powierzchni, współczynnik tarcia osiąga wartości wyższe i to znacznie. Istnieje także możliwość wpływania na współczynnik tarcia dla skał i stali rozwiązaniami konstrukcyjnymi stropnicy. Wyróżnienie jednej wartości współczynnika tarcia miałoby sens tylko w tym znaczeniu, aby poszczególne obliczenia wykonywane dla szeregu wartości współczynnika tarcia zawierały wyniki dla zalecanej wartości współczynnika tarcia. Takie wyniki obliczeń umożliwiłyby ocenę właściwości podpornościowych różnych sekcji lemniskatowych. Normatywne zalecenie, aby obliczenia statyki sekcji wykonywać dla zerowej wartości współczynnika tarcia, gdy kinematyka jej stropnicy takich obliczeń nie wymaga jest nie uzasadniony.
- Obliczenia statyki sekcji lemniskatowej powinny uwzględniać siły tarcia i być wykonywane metodą dającą realne wyniki, które zapewnić może metoda obliczeń uwzględniająca zasady mechaniki.

Literatura

1. M.Damasiewicz : Mechanika teoretyczna dla praktyków. PWT Warszawa, 1956.
2. S.Losiak, K.Krauze, J.Ptak, J.Blaschke: Model matematyczny sekcji obudowy z zawieszeniem lemniskatowym. Materiały z Konferencji nt.: „Matematyczne metody i technika komputerowa w górnictwie”, tom 3. Politechnika Wrocławska. Wrocław – Szklarska Poręba, 1987.
3. S.Losiak, J.Ptak, J.Blaschke, P.Domański: Zagrożenia dla segmentu lemniskatowego ścianowej obudowy zmechanizowanej w położeniach granicznych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 2, 2001.
4. A.Klich, S.Losiak, J.Ptak: Dobieranie obudów zmechanizowanych do górniczych wyrobisk ścianowych z uwzględnieniem charakterystyk podpornościowo–statecznościowych. Materiały z Międzynarodowej Konferencji NT pt. „Bezpieczna eksploatacja obudów zmechanizowanych w warunkach technicznej restrukturyzacji górnictwa”. CMG KOMAG. Gliwice–Szczyrk, listopad 1998.
5. Wymagania konstrukcyjne i wytrzymałościowe dla obudów zmechanizowanych. CMG KOMAG. Gliwice 1998.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

MINIMALNA MASA OBIEKTU JAKO CEL OBLICZEŃ WYTRZYMAŁOŚCIOWYCH PODZESPOŁÓW OBUDÓW ZMECHANIZOWANYCH

Józef MARKOWICZ

Streszczenie: W artykule przedstawiono procedury optymalizacyjne programu metody elementów skończonych MSC Nastran, których celem jest uzyskanie konstrukcji o minimalnej masie przy założonym poziomie wyężenia. Przeanalizowano stan wyężenia stropnicy obudowy zmechanizowanej w zależności od wysokości pracy sekcji. Przeprowadzono analizę wytrzymałościową stropnicy w celu otrzymania obiektu o minimalnej masie.

1. Wstęp

Aktualnie projektowane i produkowane sekcje obudów zmechanizowanych charakteryzują się zdecydowanie większą podpornością w porównaniu do sekcji produkowanych wcześniej. Wraz z podpornością obudowy najczęściej rośnie również masa produkowanych sekcji. Dla ograniczenia masy podzespołów obudowy można zastosować materiały konstrukcyjne charakteryzujące się zdecydowanie lepszymi własnościami wytrzymałościowymi. Można również tak zaprojektować strukturę podzespołów sekcji, aby w maksymalnym stopniu wykorzystać zastosowany w czasie produkcji materiał konstrukcyjny. Otrzymuje się wtedy obiekt charakteryzujący się minimalną masą przy założonym poziomie wyężenia.

Optymalizację struktury każdego podzespołu sekcji obudowy zmechanizowanej można przeprowadzić w tradycyjny sposób przez wielokrotne powtarzanie obliczeń przy zakładaniu różnych wymiarów elementów konstrukcji. Obliczenia prowadzi się wtedy etapami, aż do uzyskania założonego stanu wyężenia. Taki sposób postępowania jest bardzo żmudny oraz pracochłonny i nie zawsze prowadzi do zadowalającego wyniku.

Zdecydowanie lepsze efekty można uzyskać wykorzystując procedury optymalizacyjne oferowane na przykład w programach metody elementów skończonych. Wykorzystanie tych procedur umożliwia znaczne ograniczenie pracochłonności ob-

*Dr inż. Józef Markowicz
Politechnika Śląska
Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2
44-100 Gliwice
tel.: (0...32) 2371274*

liczeń, wymaga jednak szczegółowego zapoznania się ze sposobem modelowania oraz zadawania parametrów optymalizacyjnych stosowanych w algorytmie.

W artykule przeanalizowano stan wytyżenia stropnicy obudowy zmechanizowanej. Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem programu metody elementów skończonych MSC Nastran. Wykorzystując następnie procedury optymalizacyjne tego programu przeprowadzono analizę wytrzymałościową stropnicy, której celem było otrzymanie konstrukcji o minimalnej masie przy założonym poziomie wytyżenia.

2. Zasady obliczeń optymalizacyjnych

Procedury optymalizacyjne systemu obliczeniowego MSC Nastran najczęściej wykorzystywane są do zweryfikowania konstrukcji celem uzyskania minimalnej masy obiektu przy założonych naprężeniach maksymalnych. Ponadto optymalizacja możliwa jest w zakresie:

a. założonych ograniczeń:

- przemieszczeń elementów,
- odkształceń jednostkowych elementów,

b. optymalizowanych zmiennych:

- grubości elementów powłokowych,
- przekroju poprzecznego pręta,
- przekroju poprzecznego belki,
- momentów bezwładności belki.

Przed przystąpieniem do obliczeń optymalizacyjnych obiektu należy zbudować model metody elementów skończonych oraz ustalić cele optymalizacji zawarte w algorytmie programu MSC Nastran [2].

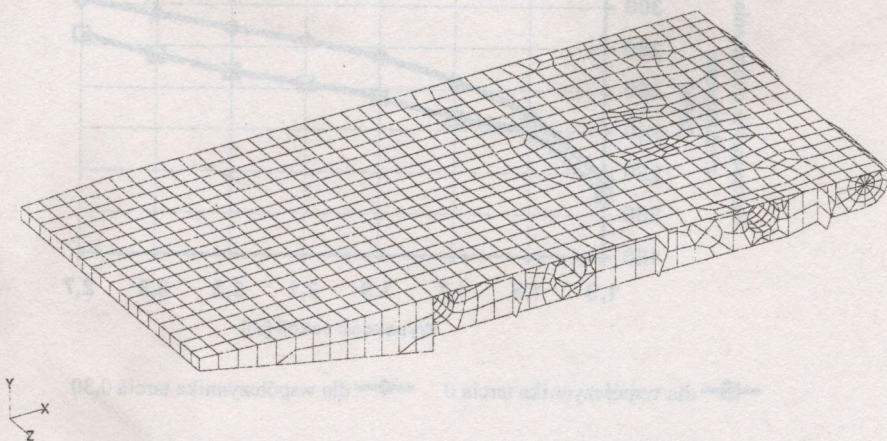
Zdefiniowanie celów optymalizacji sprowadza się zasadniczo do trzech etapów. W pierwszym z nich należy ustalić liczbę cykli optymalizacyjnych (liczba cykli optymalizacyjnych ograniczona jest do 20). W drugim etapie należy ustalić atrybut optymalizacji (rodzaj elementu – pręt, belka, elementy powłokowo-powierzchniowe oraz ich parametry, względem których będą przebiegały obliczenia optymalizacyjne – powierzchnia, promień bezwładności, grubość). Zadać należy również procentowy zakres ich zmian lub zakres zmian ograniczyć przez podanie konkretnych wartości optymalizowanych wielkości. Można również wprowadzić procentowy zakres zmian optymalizowanych wielkości w jednym cyklu optymalizacyjnym. W ostatnim etapie ustala się ograniczenia procesu optymalizacji np. przemieszczenia, obroty, naprężenia oraz ich wartości. Po zdefiniowaniu powyższych celów można przystąpić do analizy optymalizacyjnej dla zadanego sposobu obciążenia i podparcia obiektu.

3. Analiza wyężenia stropnicy

Przed przystąpieniem do optymalizacji masy stropnicy przeanalizowano stan jej wyężenia. Przeprowadzona analiza miała na celu wyznaczenie najbardziej niekorzystnego układu obciążeń i wysokości sekcji, przy której wyężenie stropnicy jest największe. Obliczenia przeprowadzono na przykładzie stropnicy obudowy zmechanizowanej FAZOS-12/28 R-Oz. Modelując stropnicę przyjęto następujące założenia upraszczające:

- blachy, z których wykonana jest stropnica modelowano elementami powłokowymi, natomiast gniazda stojaków elementami bryłowymi,
- z analizy wyłączono wysuwne osłony boczne oraz te podzespoły, które nie mają istotnego wpływu na nośność zestawu obudowy (np. uchwyty montażowe, elementy służące do mocowania podzespołów hydrauliki siłowej, itp.),
- założono, że wytrzymałość spoin jest równa wytrzymałości litego materiału łączonych blach,
- obciążenia podzespołów modelowano zewnętrznymi siłami czynnymi przyłożonymi w gniazdach siłowników hydraulicznych, bądź w osiach sworzni przegubów łączących poszczególne podzespoły nośne sekcji,
- pominięto wpływ sił tarcia występujących w parach obrotowych.

Model stropnicy, składający się z 3410 węzłów i 3512 elementów powłokowych i bryłowych, pokazano na rysunku 1. Nie modelowano osłon bocznych, które stanowią oddzielny podzespół. Obciążenie pochodzące od osłon bocznych zawsze przejmowane jest przez zasadniczą część konstrukcji stropnicy.



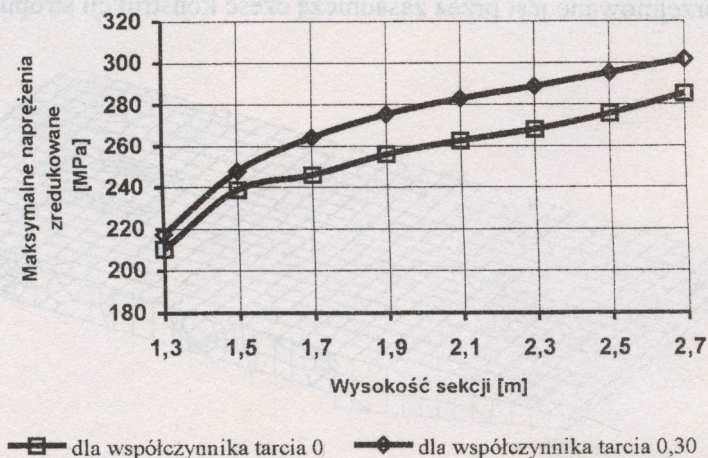
Rys.1. Model stropnicy z podziałem na elementy

Zamodelowano symetryczny sposób podparcia realizowany w trakcie badań stanowiskowych [1]. Warunki brzegowe zostały zdefiniowane przez odebranie odpowiednich stopni swobody. Uwzględniając najbardziej niekorzystny sposób podparcia założono, że z przodu stropnicy występują podpory przesuwne, natomiast z tyłu podpory stałe. Obciążenie stropnicy zamodelowano w postaci sił oddziaływania stojaków hydraulicznych, siły w siłowniku podprze stropnicy oraz sił działających w przegubach łączących stropnicę z osłoną. Wartości i kierunki sił działających na stropnicę zależą od wysokości sekcji i przyjętego współczynnika tarcia μ między stropem a stropnicą. Wartości tych sił otrzymano na podstawie obliczeń statycznych płaskiego modelu sekcji.

Celem wyznaczenia wpływu wysokości obudowy zmechanizowanej na wyężenie stropnicy przeprowadzono obliczenia rozkładu naprężeń zredukowanych. Obliczenia te wykonano w całym zakresie wysokości pracy sekcji, tj. od 1,3 do 2,7 m z krokiem 0,2 m. Przeprowadzając obliczenia zakładano, że:

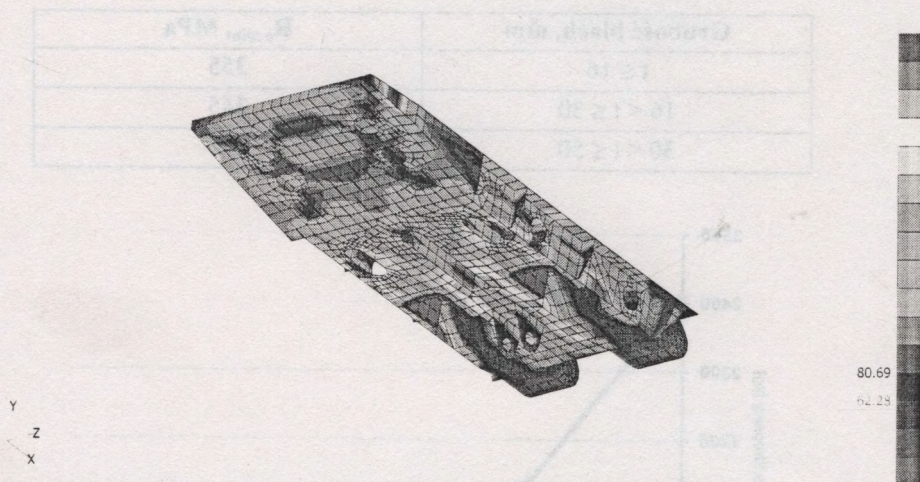
- między stropem i stropnicą nie występuje siła tarcia,
- między stropem i stropnicą może występować siła tarcia o zwrocie w stronę zawahu, a współczynnik tarcia wynosi 0,3.

Po wykonaniu każdego etapu obliczeń analizowano rozkłady naprężeń zredukowanych oraz określono miejsca, w których występuje największe wyężenie podzespołu. Przeprowadzone obliczenia na modelu stropnicy wykazały, że ze wzrostem wysokości obudowy rosną wartości naprężeń zredukowanych. Ma to miejsce zarówno przy pominięciu sił tarcia, jak i dla współczynnika tarcia 0,3. Wpływ wysokości sekcji na wyężenie stropnicy przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Wpływ wysokości obudowy na wartość maksymalnych naprężeń zredukowanych w stropnicy

Rozkład naprężeń zredukowanych w stropnicy dla wysokości 2,7 m pokazano na rysunku 3.



Rys.3. Mapa wyężenia stropnicy dla wysokości 2,7 m

4. Wyznaczenie minimalnej masy stropnicy przy założonym poziomie wyężenia

Celem obliczeń optymalizacyjnych było otrzymanie struktury stropnicy o minimalnej masie tak, aby w całej konstrukcji nie został przekroczony dopuszczalny poziom naprężeń na granicy plastyczności wg PN-90/B-03200 [3]. Dla przyjętych grubości poszczególnych blach stropnicy nałożono ograniczenia dotyczące maksymalnych naprężeń zredukowanych. Optymalizowano więc grubości blach wchodzących w skład konstrukcji stropnicy. Z obliczeń wyłączono gniazda stojaków, które modelowano elementami bryłowymi.

Ustalono następujące parametry procedury optymalizacyjnej:

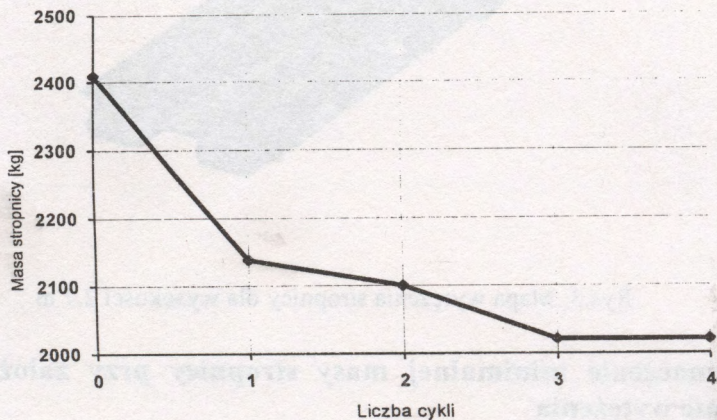
- liczba cykli – 20,
- atrybuty optymalizacji – zakres zmian grubości wszystkich blach podanych analizie od 5 mm do 50 mm,
- ograniczenia – wartości naprężeń zredukowanych w całej konstrukcji nie mogą przekroczyć granicy plastyczności; wartości tych naprężeń podano w tabeli 1.

Obliczenia optymalizacyjne struktury stropnicy dla obciążeń nominalnych zakończyły się po 4 cyklach. Na rysunku 4 pokazano historię zmiany masy stropnicy w funkcji liczby cykli optymalizacyjnych. Porównanie grubości blach przed optymalizacją z wynikami uzyskanymi po optymalizacji przedstawiono na rysunku 5.

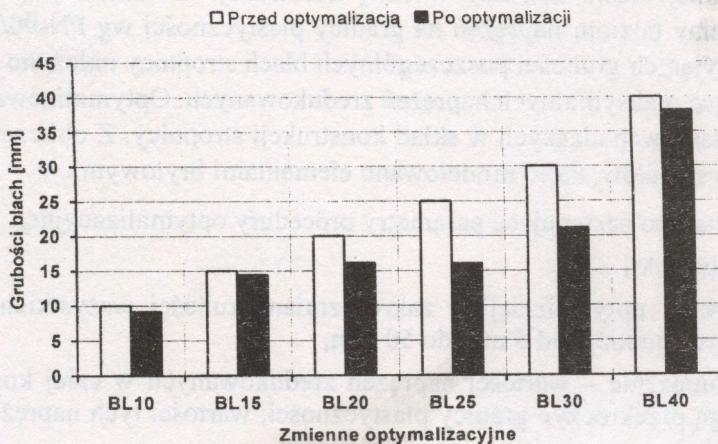
**Wartości naprężeń na granicy plastyczności dla stali 18G2A
w zależności od grubości blach**

Tabela 1

Grubość blach, mm	$R_{e\ min}$, MPa
$t \leq 16$	355
$16 < t \leq 30$	345
$30 < t \leq 50$	335



Rys.4. Historia zmiany masy stropnicy w funkcji liczby cykli optymalizacyjnych



BL10 – blacha o grubości 10 mm

BL25 – blacha o grubości 25 mm

BL15 – blacha o grubości 15 mm

BL30 – blacha o grubości 30 mm

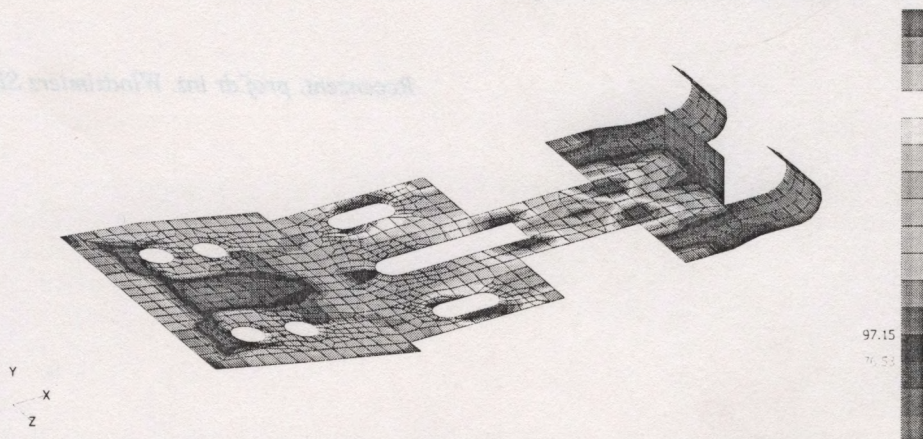
BL20 – blacha o grubości 20 mm

BL40 – blacha o grubości 40 mm

Rys.5. Porównanie grubości blach stropnicy przed i po optymalizacji

Obliczenia wykonane dla obciążeń nominalnych stropnicy i symetrycznego sposobu jej podparcia wykazały, że po optymalizacji grubości wszystkich analizowanych blach uległy zmniejszeniu. Uwzględniając znormalizowane grubości blach stropnicy stwierdzono, że masa stropnicy zmniejszyła się z 2409 kg do 2121 kg.

Na rysunku 6 przedstawiono rozkłady pól naprężeń zredukowanych w MPa dla najbardziej wyiężonej blachy stropnicy po wykonaniu optymalizacji.



Rys.6. Rozkład pól naprężeń zredukowanych dla blachy 20 mm po optymalizacji

5. Podsumowanie

Poziom wyiężenia podstawowych podzespołów nośnych obudowy zmechanizowanej zależy w dużym stopniu od wysokości sekcji. Istotny wpływ na poziom wyiężenia sekcji ma wartość siły tarcia na stropnicy obudowy. Obliczenia wytrzymałościowe głównych podzespołów nośnych sekcji oraz badania stanowiskowe obudowy powinny być wykonywane dla wysokości, przy których poziom wyiężenia konstrukcji jest największy.

Przykładowe obliczenia, których celem było wyznaczenie minimalnej masy stropnicy (wykonane dla obciążeń odpowiadających podporności roboczej sekcji i przy założeniu, że wartości naprężeń zredukowanych nie przekroczą granicy plastyczności) doprowadziły do zmian grubości poszczególnych blach konstrukcyjnych. Spowodowało to zmniejszenie masy stropnicy o 12%.

Wykorzystanie procedur optymalizacyjnych w metodzie elementów skończonych umożliwia wprowadzenie zmian konstrukcyjnych, które spowodują obniżenie masy konstrukcji przy zachowaniu założonego poziomu jej wyiężenia.

Literatura

1. J.Markowicz, K.Mysliwiec, E.Nahorniak, S.Romanowicz, S.Szweda: Symulacja komputerowa statycznych badań stanowiskowych obudów zmechanizowanych, Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 2, 1998.
2. MSC/Nastran. The Mac Neal – Shwender Corporation. MSC/Nastran for Windows. Advanced Analysis Examples Manual. 1997 The MacNeal – Shwender Corporation.
3. PN-90/B-03200 Konstrukcje stalowe. Obliczenia statyczne i projektowanie.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

INTELIGENTNE, ENERGOOSZCZĘDNE UKŁADY ZASILANIA GÓRNICZYCH MASZYN TRANSPORTOWYCH NAPĘDZANYCH SILNIKAMI ZINTEGROWANYMI

Zygmunt SZYMAŃSKI

Streszczenie: W artykule przedstawiono analizę celowości wprowadzania napędów zintegrowanych do układów napędowych maszyn górniczych transportowych. Opisano budowę, własności ruchowe oraz wybrane obwody sterowania silnika zintegrowanego, ze szczególnym uwzględnieniem specyfiki napędu górniczego. Zamieszczono także koncepcję nowoczesnego, energooszczędnego układu zasilania górniczej maszyny transportowej, złożonego z silnika zintegrowanego, tranzystorowego lub tyrystorowego zasilacza oraz inteligentnego obwodu sterowania zbudowanego na sterownikach mikroprocesorowych. Układy sterowania umożliwiają realizację łagodnego rozruchu napędu przenośnika taśmowego lub łańcuchowego, płynną regulację prędkości przesuwu taśmy przenośnika, zapewniającą pracę przy stałym momencie napędowym lub stałej mocy mechanicznej (maksymalna sprawność energetyczna układu), diagnostykę lokalną oraz globalną układu przenośnika oraz automatyzację pracy systemu przenośników. W artykule zamieszczono wybrane algorytmy sterowania oraz procedury optymalizacyjne zapewniające pracę energooszczędną układu. Przedstawiono także wyniki symulacji komputerowych układu napędowego oraz częściową weryfikację pomiarową wyników analizy.

1. Wstęp

Maszyny górnicze eksploatowane w podziemnych zakładach górniczych wymagają spełnienia warunków: energooszczędności, niezawodności oraz bezpieczeństwa pracy. W napędach górniczych maszyn transportowych wyraźną poprawę wskaźników energetycznych i ekonomicznych uzyskuje się przez: zastosowanie nowych rozwiązań silników napędowych (energooszczędne silniki indukcyjne lub silniki kompaktowe), zastosowanie nowoczesnych zasilaczy przekształtnikowych sterowanych układami mikroprocesorowymi, sterowanie optymalne pracą maszyny górniczej.

Wprowadzenie do obwodów zasilania maszyn górniczych przekształtników: tyrystorowych lub tranzystorowych (tran-

Dr inż. Zygmunt Szymański

Politechnika Śląska

Katedra Automatykacji

i Elektryfikacji Górnictwa

ul. Akademicka 2

44-100 Gliwice

tel./fax: (0...32) 2371688/2371537

email: zszyman@zeus.polsl.gliwice.pl

zystory IGBT), umożliwia regulację prędkości obrotowej silników napędowych w szerokim zakresie oraz przeprowadzanie łagodnego i pewnego rozruchu przy znamionowych warunkach obciążenia, a także zmianę rodzaju pracy silnika napędowego maszyny górniczej. Wprowadzenie nowych konstrukcji silników indukcyjnych do układu napędowego maszyn transportowych oraz sterowników przemysłowych (ZMP-16, Simatic S7, GE Fanuc) do ich obwodów sterowania, zapewni realizację określonych zadań technologicznych i transportowych, przy ograniczonym zużyciu energii elektrycznej oraz zwiększy niezawodność pracy maszyn (przenośnik taśmowy, przenośnik zgrzeblowy).

W artykule przedstawiono analizę celowości wprowadzania napędów energooszczędnych do układów maszyn transportowych, wybrane algorytmy i kryteria sterowania energooszczędnego oraz przykłady zastosowania techniki mikroprocesorowej w obwodach sterowania maszyn.

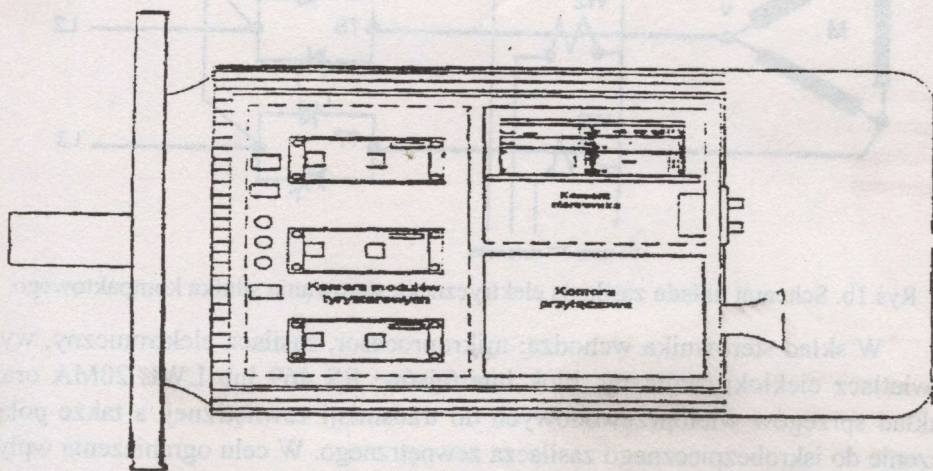
2. Zintegrowane silniki indukcyjne w napędach górniczych maszyn transportowych

Trójfazowe silniki indukcyjne stosowane w układach napędowych maszyn górniczych transportowych: przenośniki taśmowe, przenośniki zgrzeblowe, powinny spełniać wymagania budowy ognioszczelnej, przy stopniu ochrony przed porażeniem prądem elektrycznym i przenikaniem obcych ciał - IP54 [1, 2]. Silniki te powinny zapewniać specjalne wymagania eksploatacyjne: duży moment rozruchowy, specjalny kształt charakterystyki mechanicznej, odporność na długie i częste rozruchy, klasa izolacji uzwojeń: F lub H, głęboką regulację prędkości obrotowej ($0-1,1n_N$). Wymaga to wprowadzenia specjalnej konstrukcji obwodu elektromagnetycznego silnika, który musi być wyposażony w dodatkowe kanały wentylacyjne (chłodzone wodą lub powietrzem) oraz zastosowania specjalnej konstrukcji wirnika (pręty mosiężne lub miedziane, przy pierścieniach zwierających wykonanych z brązu) [1, 9, 10]. Cykle technologiczne maszyn transportowych (przenośniki taśmowe), narzucają silnikom napędowym pracę przy niekorzystnych wartościach sprawności energetycznej oraz współczynnika mocy ($\cos \varphi \approx 0,2-0,3$).

Pewną poprawę parametrów energetycznych układu zasilania, można uzyskać stosując specjalne zasilacze przekształtnikowe: rozruszniki tyrystorowe, lub układy łagodnego rozruchu, albo silniki wielobiegunowe. Rozwiązaniem racjonalnym jest możliwość wprowadzenia zintegrowanych, energooszczędnych silników indukcyjnych do układów napędowych transportowych maszyn górniczych. W skład zintegrowanego silnika indukcyjnego wchodzi: energooszczędny silnik indukcyjny, zasilacz przekształtnikowy oraz sterownik mikroprocesorowy.

W skład spawanej konstrukcji silnika wchodzi: pakiet blach stojana, ze-
spół tarcz łożyskowych, wentylator, skrzynka zaciskowa z ognioszczelnymi
przepustami kablowymi oraz z iskrobezpiecznymi interfejsami komunikacyj-
nymi, układ przetworników pomiarowych, moduł zasilacza przekształtnikowe-
go oraz wirnik klatkowy.

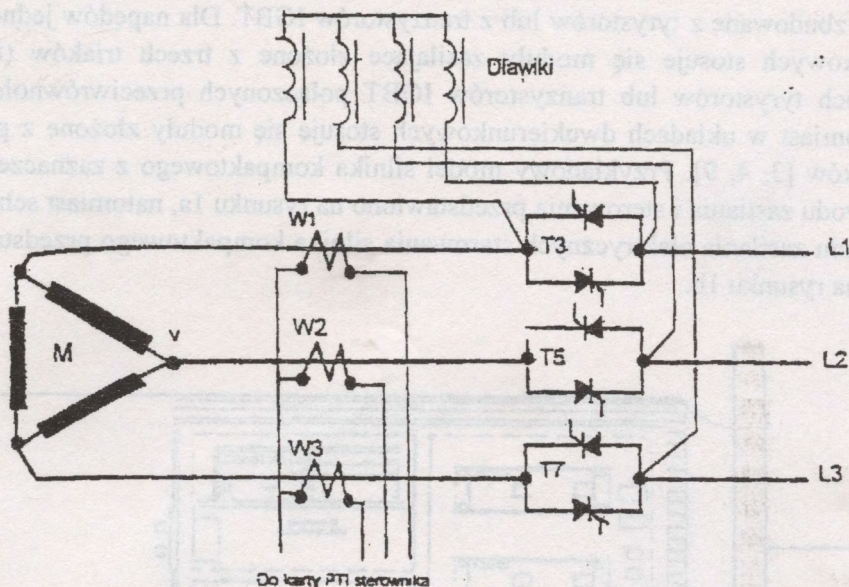
W skład modułu zasilającego wchodzi układy sterowników trójfazowych
AC zbudowane z tyrystorów lub z tranzystorów IGBT. Dla napędów jednokie-
runkowych stosuje się moduły zasilające złożone z trzech triaków (układ
dwóch tyrystorów lub tranzystorów IGBT połączonych przeciwrównolegle),
natomiast w układach dwukierunkowych stosuje się moduły złożone z pięciu
triaków [3, 4, 9]. Przykładowy model silnika kompaktowego z zaznaczeniem
obwodu zasilania i sterowania przedstawiono na rysunku 1a, natomiast schemat
układu zasilania elektrycznych starowania silnika kompaktowego przedstawi-
no na rysunku 1b.



Rys.1a. Schemat modelu silnika kompaktowego z zaznaczeniem obwodu zasilania i sterowania

Układ sterownika mikroprocesorowego zapewnia: załączanie i wyłączanie
silnika, programowo sterowany rozruch, hamowanie silnika przed zatrzyma-
niem przenośnika, wybór kierunku wirowania, kontrolę i nadzór nad wybranymi
parametrami eksploatacyjnymi silnika. W obwodzie sterowania silnika są
zastosowane indukcyjne przetworniki prędkości obrotowej oraz czujniki tem-
peratury: pozystory i rezystory termometryczne typu Pt100. Czujniki tempera-
tury są umieszczone na połączeniach czołowych uzwojeń oraz na dwóch tar-
czach łożyskowych. Moduły zasilacza i sterownika są umieszczone w skrzynce
zaciskowej. Jako ochronę przeciwporażeniową zastosowano w silniku zinte-

growanym system przewodów ochronnych z możliwością kontroli ciągłości przewodu ochronnego dla przewodów oponowych zasilających silnik. W komorze modułów zasilających są umieszczone: triaki tyrystorowe lub tranzystorowe, bloki układów separujących i obwodów sterujących: separatory transpatorowe lub transformatorowe, układy ochrony przepięciowej, blok trzech przekładników prądowych oraz blok dławików sieciowych.



Rys.1b. Schemat układu zasilania elektrycznego sterowania silnika kompaktowego

W skład sterownika wchodzi: mikroprocesor, zasilacz elektroniczny, wyświetlacz ciekłokrystaliczny, blok interfejsów: RS 469 lub LWL 20MA oraz układ sprzęgów wieloprzewodowych do transmisji zewnętrznej, a także połączenie do iskrobezpiecznego zasilacza zewnętrznego. W celu ograniczenia wpływu zakłóceń generowanych przez obwody zasilania na pracę obwodów sterowania można zastosować połączenia światłowodowe w skrzynce sterującej [3, 4]. Odmianą kompaktowego silnika indukcyjnego jest górniczy silnik indukcyjny wyposażony w integralne moduły diagnostyczne firmy RELIANCE ELECTRIC typu „IQ Inteligent” [1, 2]. Silniki wersji „IQ Inteligent” są wyposażone w inteligentne przetworniki i czujniki pomiarowe, które wykorzystuje się do pomiarów: napięcia zasilania, prądu pobieranego z sieci, sprawdzenia symetrii zasilania, pomiaru temperatury uzwojeń i łożysk silnika, pomiaru drgań i wibracji wału, korpusu oraz innych części mechanicznych silnika. Wielkości zmierzone są gromadzone w pamięci procesora zabudowanego w skrzynce zaciskowej silnika oraz przesyłane przez rejestry komunikacyjne do procesora nadrzędnego, w którym są analizowane i archiwizowane. Zasilacz przekształtni-

Układ sterowania zawiera 6 tranzystorów IGBT, tranzystor do hamowania dynamicznego oraz obwody zabezpieczeń: nadmiarowo-prądowego, temperaturowego, podnapięciowego oraz od asymetrii napięć. Zastosowanie zintegrowanych układów napędowych w maszynach górniczych (silnik indukcyjny i zasilacz przekształtnikowy we wspólnej obudowie) upraszcza konstrukcję układu napędowego maszyn, upraszcza konfigurację obwodów: zabezpieczeń: zwarciowych, ochrony przeciwporażeniowej oraz kontroli stanu izolacji, stwarzając równocześnie możliwości archiwizacji zaistniałych zaburzeń oraz bieżącej kontroli parametrów eksploatacyjnych: maszyny, obwodu zasilania oraz urządzeń zabezpieczających.

Proponowane rozwiązanie zapewnia poprawę warunków oddawania ciepła wydzielanego na elementach półprzewodnikowych zasilacza (tranzystory IGBT), przez wentylację wymuszoną użytecznym strumieniem powietrza z kanałów wentylacyjnych zintegrowanego silnika napędowego oraz przez zwiększenie powierzchni oddawania ciepła. Wymiernym efektem ekonomicznym jest ograniczenie o około 30% zużycia energii elektrycznej pobieranej przez silniki napędowe układów transportowych przenośników taśmowych, co przy równoczesnym zwiększeniu niezawodności pracy układów napędowych zapewni pełną amortyzację kosztów modernizacji w czasie około 24 miesiące [4, 5].

3. Algorytmy sterowania górniczych maszyn transportowych

Przy doborze i projektowaniu indukcyjnych silników w wersji energooszczędnej do napędów maszyn transportowych i urabiających muszą być zastosowane metody optymalizacji wielokryterialnej [1, 4, 5]. W zależności od rodzaju układu napędowego maszyny funkcja celu silnika napędowego musi uwzględniać zarówno zagadnienia energooszczędności jak i koszty użytkowania i produkcji silnika. Muszą więc być spełnione następujące warunki:

$$\max \eta_n \{ x \in X(y), y \in Y, C_m(x,y) \leq 1,3 C_m^0 \} \quad (1)$$

$$\min \{ C_m, C_0 \} \text{ dla } x \in Y(y_1) \quad (2)$$

gdzie:

$C_m = m_{Cu} c_{Cu} + m_{Al} c_{Al} + m_{Fe} c_{Fe} + m_{iz} c_{iz}$ - koszt użytkowania materiałów czynnych

C_0 - koszt użytkowania silnika,

C_m^0 - koszt użytkowania silnika wykonanego z określonych materiałów,

η_n - sprawność znamionowa silnika,

x, y - współrzędne wektorów będących zmiennymi optymalizacyjnymi,

X, Y - zbiory wielkości dopuszczalnych.

Rozwiązanie warunków (1, 2) musi być zrealizowane przy narzuceniu zbioru funkcji ograniczających. W skład zbioru funkcji ograniczających wchodzi m.in.: względny moment rozruchowy, względny prąd rozruchowy, względny moment krytyczny, względny prąd biegu jałowego, poślizg znamionowy, przyrost temperatury uzwojeń stojana, współczynnik wypełnienia żłobka, gęstość prądu stojana i wirnika, średnice zewnętrzne blach stojana i wirnika, koszt użytkowania silnika. Funkcja celu układu napędowego systemu przenośników taśmowych powinna uwzględniać: sekwencyjny rozruch poszczególnych silników napędowych przy ograniczeniu prądowym oraz energooszczędną pracę silników przy różnych obciążeniach taśmy, przez zmianę parametrów zasilania silnika i ewentualną zmianę prędkości liniowej taśmy. Zależności te można przedstawić w postaci zależności (3):

$$\bigcap_{k=1}^n \bigcap_j [\mathbf{I}_k \cdot j \leq \mathbf{I}_{k\max}] \cap \max[\eta_k \cdot \cos \varphi_k] \text{ przy } \omega \in (0, \omega_{M\max}) \quad (3)$$

gdzie:

$\mathbf{I}_k$ – prąd pobierany z sieci przez k-ty silnik napędowy przenośnika,

$\omega_{M\max}$ - maksymalna prędkość obrotowa silnika napędowego.

Układ sterowania maszyny transportowej powinien zapewniać bieżącą kontrolę podstawowych parametrów zasilania: napięcie zasilania, prąd silnika oraz parametrów eksploatacyjnych maszyny: prędkość obrotowa silników napędowych, temperatura uzwojeń silnika oraz sygnalizację stanów pracy awaryjnej układu zasilania, hamowania i układu przeniesienia napędu. Obsługa maszyny jest informowana o stanach awaryjnych układu napędowego przez: zaświecenie się diod elektroluminescencyjnych oraz właściwym komunikatem na wyświetlaczu alfanumerycznym. W zależności od stopnia uszkodzenia maszyny zmniejsza się prędkość obrotową i moment napędowy silnika lub w skrajnych przypadkach następuje wyłączenie zasilania. Szczegółowy algorytm diagnostyki i kontroli parametrów eksploatacyjnych maszyny transportowej jest przedstawiony w [4, 5].

4. Diagnostyka układu napędowego górniczej maszyny transportowej

Niezawodność pracy górniczych maszyn transportowych zależy w znacznym stopniu od prawidłowej oceny stanu technicznego ich obwodów: elektrycznych, elektromechanicznych oraz mechanicznych. Ocenę można zrealizować w sposób globalny - wykorzystując specjalne stanowisko diagnostyczne lub w ograniczonym zakresie – wykorzystując czujniki i elementy diagnostyczne zainstalowane w maszynie.

Diagnostykę globalną powinno się przeprowadzać w sposób okresowy, np.: w terminach wynikających z eksploatacji a uzgodnionych między użytkownikiem i wytwórcą, lub po awarii spowodowanej wadą konstrukcyjną maszyny albo względami eksploatacyjnymi.

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 zasilania, obwodów sterowniczych oraz zabezpieczeń; wyprowadzenie obwodów kontrolno-pomiarowych do złącza wielotykowego, umieszczonego w kabinie operatora, separacja optoelektroniczna obwodów pomiarowych, zastosowanie interfejsów: RS485C, RS 469 lub LWL 20MA do komunikacji z komputerem zewnętrznym, zastosowanie magistrali przesyłowej umożliwiającej transmisję danych i spełniającej wymagania karty UIC556 [4, 5].

Specjalny diagnostyczny system pomiarowy sterowany z mikrokomputera powinien być wyposażony w urządzenia umożliwiające realizację badań technicznych: układu mechanicznego oraz układu hamulcowego. Wszystkie wyniki pomiarów będą przechowywane w pamięci mikrokomputera.

W ramach bieżącej kontroli stanu technicznego silnika napędowego można ograniczyć zakres pomiarów do: pomiaru rezystancji uzwojeń stojana, rezystancji izolacji stojana, kontroli klatki wirnika oraz łożysk silnika. Ocenę stanu technicznego układu zasilania (tranzystorowy lub tyrystorowy falownik napięcia) przeprowadza się sprawdzając: elementy wykonawcze, zabezpieczenia zwarciovowe oraz realizując programy testujące umieszczone w pamięci sterownika mikroprocesorowego (nastawy zabezpieczeń przeciążeniowych, zwarciovych, kontrola ciągłości napięć zasilających oraz obwodów sprzężeń zwrotnych).

Do realizacji badań diagnostycznych maszyny transportowej wykorzystano sterownik mikroprocesorowy ZMP-16, zbudowany na bazie procesora MIPS R3000 oraz sterownik nadrzędny Simadyn. Sterowniki te mogą realizować różne funkcje: diagnostyczne, sterujące, komunikacyjne i dokumentacyjne. Sterownik ZMP-16 może współpracować z analogowymi i cyfrowymi urządzeniami pomiarowymi. Programy główne sterowników: Simadyn S-400 oraz ZMP-16 umożliwiają automatyczne przysyłanie sygnałów z przetworników pomiarowych do odpowiednich modułów wejść i wyjść sterowników, natomiast realizacja złożonych algorytmów funkcyjnych, przechowywanie i obróbkę ma-

tematyczną wyników pomiarów, wizualizację graficzną realizowanych operacji - na ekranie monitora lub w postaci komentarza na wyświetlaczu panelu operacyjnego oraz na tablicy synoptycznej. [5, 6]. Panel kontrolny umożliwia przeprowadzenie kontroli nastaw zabezpieczeń zwarciovych i przeciążeniowych modułów wykonawczych oraz ocenę stanu technicznego: silnika napędowego, zasilacza tranzystorowego obwodu siłowego oraz obwodu sterowania [5].

Bieżąca kontrola stanu technicznego maszyny jest zrealizowana na diodach elektroluminescencyjnych typu LED: czerwona - sygnalizuje stan awaryjny, żółta - sygnalizuje przeciążenie oraz zielona - sygnalizuje stan normalny. Sterowanie maszyny odbywa się w sposób lokalny - z pulpitu sterowniczych, lub w sposób automatyczny - przez program operacyjny umieszczony w mikrokontrolerze. W przypadkach stwierdzenia nieprawidłowości lub przekroczenia wartości granicznych jest sygnalizowany stan awaryjny, blokowane są obwody siłowe a na wyświetlaczach alfanumerycznych sterowników pojawiają się odpowiednie komunikaty. W przypadku pozytywnej diagnostyki następuje uruchomienie maszyny.

W czasie normalnej pracy układu napędowego maszyny kontroluje się temperaturę uzwojenia stojana silnika napędowego, temperaturę łożysk silnika oraz zestawu napędowego oraz temperaturę obudowy układów tranzystorów IGBT. Wyniki kontrolne oraz wyniki pomiarów wynikające z realizowanych cykli pracy są przechowywane w pamięci sterownika. Badania kontrolne przeprowadzono na modelu laboratoryjnym maszyny złożonym z silnika indukcyjnego o mocy: 5 kW, zasilanego z tranzystorowego falownika napięcia Lenze serii: 6000 i sterowników: ZMP-16 oraz Simadyn S-400. Wyniki badań laboratoryjnych potwierdziły przydatność proponowanej metody badań diagnostycznych do badań maszyn transportowych w warunkach kopalnianych.

5. Układy sterowania systemem kopalnianych przenośników taśmowych

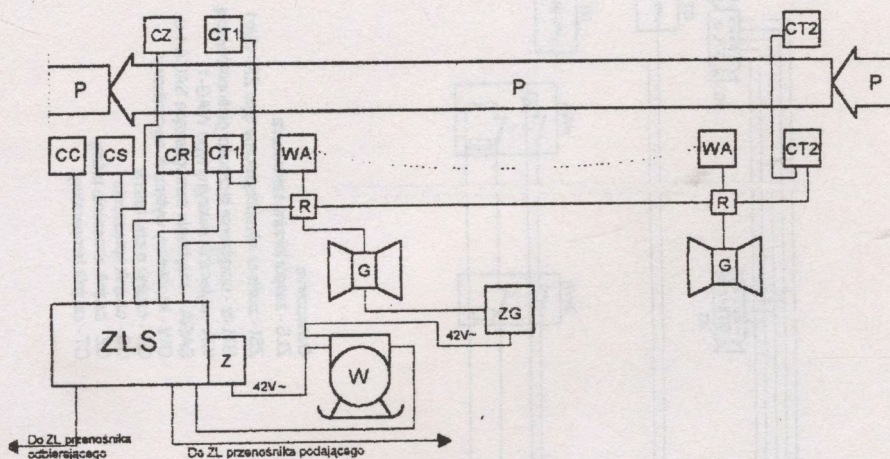
Układy napędowe maszyn transportowych mogą obejmować zasilanie i sterowanie pracą jednego przenośnika lub systemu przenośników taśmowych. W polskim górnictwie stosuje się szereg rozwiązań umożliwiających automatyzację pracy napędu wielosilnikowego jednego przenośnika lub systemu przenośników taśmowych, uwzględniających: rozruch oraz właściwą kolejność załączania poszczególnych silników. Układy te w znacznym stopniu są realizowane w oparciu o układy przekaźnikowe (PUMA 2, USPP, PL-10-Rk, APT lub AP 4), albo przez układy Betacontrol, Promos, USSP lub SAT-36 - zbudowane z wykorzystaniem sterowników przemysłowych [1, 4, 5].

Układy automatyzacji przenośników górniczych umożliwiają sterowanie z centralnego punktu i kontrolę pracy ciągów prostych i rozgałęzionych, zawierających do 36 przenośników (maksymalnie 6 tras po 6 przenośników). W blokach elektronicznych zastosowano standartowe moduły EUROCARD oraz elementy cyfrowe CMOS umożliwiające budowę przeciwybuchową iskrobezpieczną (ExiaibI) [1]. W skład układu sterowania systemu przenośników taśmowych wchodzi: zespół centralny, zespół lokalny, zasilacze iskrobezpieczne, czujniki: prędkości, spiętrzenia, temperatury. Zespoły sterowania: centralny oraz lokalne zawierają sterowniki mikroprocesorowe (np.; mikrokomputer 80C837) wykorzystywane zarówno do sterowania, jak i do transmisji szeregowej dwukierunkowej jedną parą żył, o zasięgu 6 km z impedancją dopasowania 160 Ω . Na pokrywie sterownika znajduje się ekran graficzny wyświetlania konfiguracji ciągów odstawy i stanów awaryjnych (wyłączenie napędu, numer zablokowanego wyłącznika awaryjnego) oraz klawiatura membranowa: uprawnień, programatora i sterowania. Na pokrywie zespołów lokalnych umieszczono: wyświetlacz alfanumeryczny LCD i diody LED, przyciski ZAŁ-WYŁ i STOP. W artykule przedstawiono układy sterowania pojedynczego przenośnika oraz systemu przenośników taśmowych napędzanych silnikami zintegrowanymi, realizujących odstawę urobku od przodku wydobywczego do zbiornika zasobniczego na podszybiu stacji załadowniczej, w oparciu o nowoczesne sterowniki programowalne ZMP-16, Simdas S5 oraz Simadyn S-400.

Przenośnik taśmowy typu NOWOMAG-1200 jest napędzany dwoma silnikami indukcyjnymi ognioszczelnymi z tyrystorowym blokiem rozruchowym. Wyposażenie przenośnika obejmuje: układ zasilania, układy: sterowania, sygnalizacji oraz blokad napędu przenośnika. Przenośnik jest wyposażony w zespół hamulcowy z agregatem hydraulicznym. Układ sterowania napędu jest zbudowany w oparciu o urządzenie sterujące typu ZMP-16. Wejścia cyfrowe sterownika ZMP-16 są podłączone do obwodów: czujników pomiarowych, wyłączników awaryjnych przenośnika, styków rozruszników tyrystorowych silników napędowych przenośnika oraz elektrohydraulicznego hamulca. W obwodzie sterowania przenośnika zastosowano czujniki pomiarowe: ruchu taśmy, spiętrzenia urobku, ciśnienia, temperatury oraz naciągu taśmy. Sterownik ZMP-16 przez kanały transmisji sygnałów współpracuje zarówno ze sterownikami silników napędowych, które kontrolują temperatury uzwojeń, łożysk oraz wartości prądów silników napędowych, jak i ze sterownikiem nadrzędnym.

System awaryjnego wyłączania przenośnika jest zrealizowany za pośrednictwem układu kontroli styków. Umożliwia to włączanie styków wyłączających bezpośrednio do obwodów sterowania rozruszników tyrystorowych oraz do elektrozaworów hamulca przenośnika, a także wyłącznika stacji napinającej.

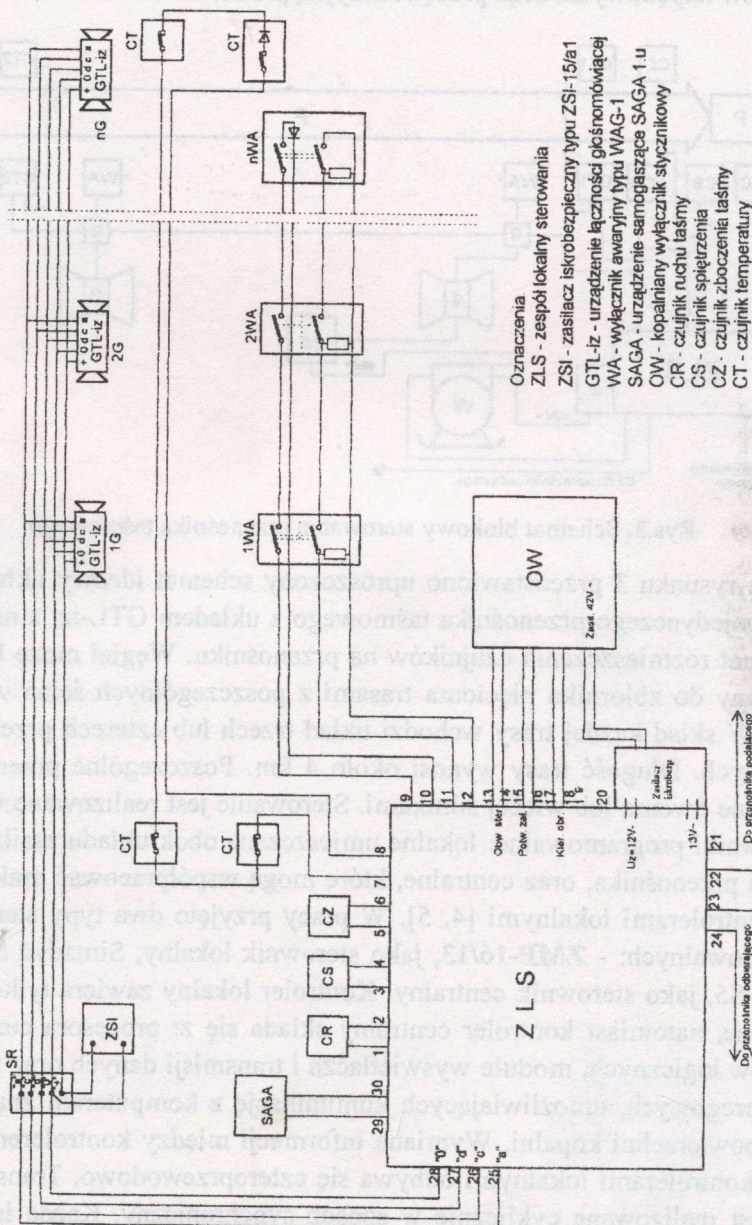
Sygnalizacja ostrzegawcza i informacyjna jest zrealizowana przez system łączności głośno mówiącej i sygnalizacji UGO-86 i generator sygnału ostrzegawczego GSO-91. Układ zasilania przenośnika umożliwia transport urobku przy pracy zespołowej obu silników lub przy zasilaniu indywidualnym każdego z silników napędowych, oraz pracę rewizyjną przenośnika.



Rys.3. Schemat blokowy sterowania przenośnika taśmowego

Na rysunku 3 przedstawiono uproszczony schemat ideowy układu sterowania pojedynczego przenośnika taśmowego z układem GTL-iz, a na rysunku 4 schemat rozmieszczenia czujników na przenośniku. Węgiel może być transportowany do zbiornika pięcioma trasami z poszczególnych ścian wydobywczych. W skład każdej trasy wchodzi układ trzech lub czterech przenośników składowych. Długość trasy wynosi około 4 km. Poszczególne przenośniki są napędzane dwoma lub więcej silnikami. Sterowanie jest realizowane w oparciu o sterowniki programowalne: lokalne umieszczane obok układu zasilania i sterowania przenośnika, oraz centralne, które mogą współpracować maksymalnie z 32 kontrolerami lokalnymi [4, 5]. W pracy przyjęto dwa typy sterowników programowalnych: - **ZMP-16/13**, jako sterownik lokalny, Simadyn S-400 lub Simdas S5, jako sterownik centralny. Kontroler lokalny zawiera tylko moduły funkcyjne, natomiast kontroler centralny składa się z: procesora centralnego, modułów logicznych, modułu wyświetlacza i transmisji danych oraz z interfejsów szeregowych, umożliwiających komunikację z komputerem znajdującym się na powierzchni kopalni. Wymiana informacji między kontrolerem centralnym a kontrolerami lokalnymi odbywa się czteroprzewodowo. Transmisja danych jest realizowana cyklicznie w sposób synchroniczny. Każda informacja zawiera adres sterownika, informacje sterujące oraz komendy **On** lub **Off**. Odległość pomiędzy sterownikami może wynosić około 30 km. Znamionowa

szybkość transmisji wynosi 1200 baudów. Poszczególne sterowniki są umieszczone w obudowach iskrobezpiecznych. Obsługa ma do dyspozycji uproszczoną klawiaturę oraz wyświetlacz alfanumeryczny. Kontroler lokalny umożliwia sterowanie i monitorowanie pracy przenośnika.



Rys.4. Schemat rozmieszczenia czujników w przenośniku taśmowym

Sterownik lokalny zapewnia: uruchamianie i wyłączanie przenośnika, likwidację poślizgu taśmy, wyłączanie układu w stanach awaryjnych, załączanie i wyłączanie silnika oraz zabezpieczenie przed przeciążeniem i zwarcie silnika.

Kontroler centralny pełni funkcje nadrzędną w stosunku do kontrolerów lokalnych. Kontroler centralny steruje pracą całych ciągów przenośników oraz monitoruje pracę poszczególnych linii transportowych.

Na rysunku 5 przedstawiono schemat połączeń sterownika mikroprocesorowego Simdas S5 z elementami współpracującymi. W ramach prac prowadzonych przez autora opracowano programy sterujące dla poszczególnych linii przenośników taśmowych oraz częściowo programy sterujące całym systemem, z uwzględnieniem kolejności załączania poszczególnych przenośników.

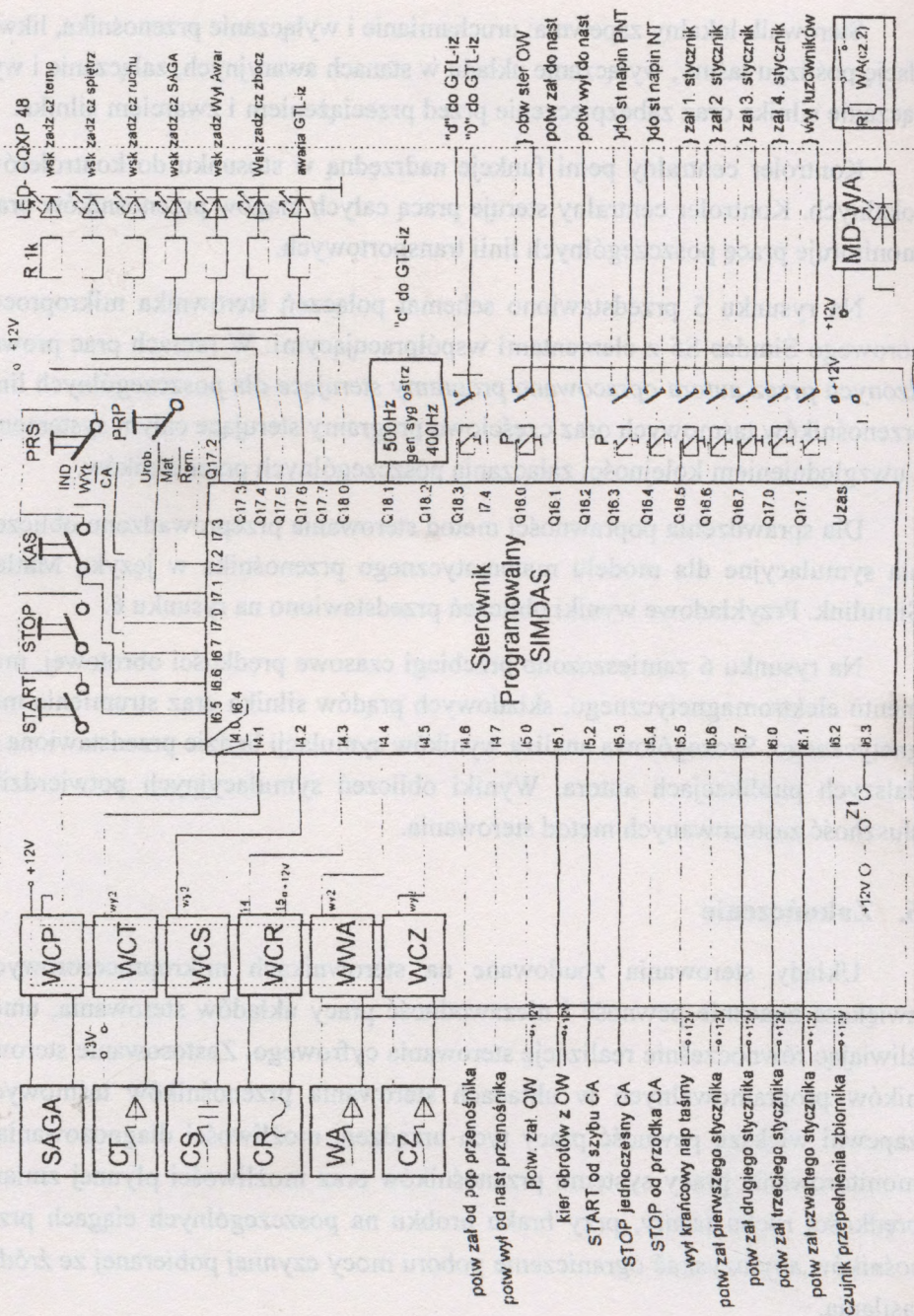
Dla sprawdzenia poprawności metod sterowania przeprowadzono obliczenia symulacyjne dla modelu matematycznego przenośnika w języku Matlab Simulink. Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 6.

Na rysunku 6 zamieszczono przebiegi czasowe prędkości obrotowej, momentu elektromagnetycznego, składowych prądów silnika oraz strumienia magnetycznego. Szczegółowa analiza wyników symulacji będzie przedstawiona w dalszych publikacjach autora. Wyniki obliczeń symulacyjnych potwierdziły słuszność zastosowanych metod sterowania.

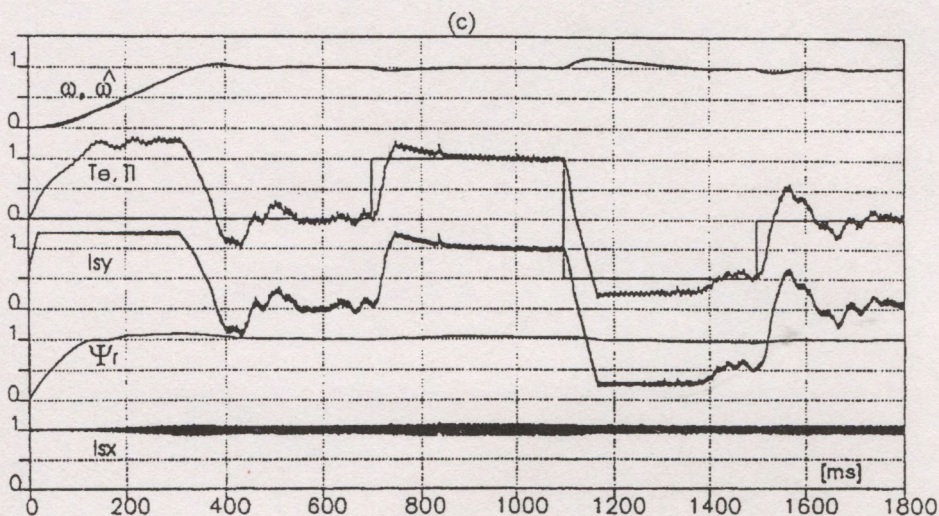
6. Zakończenie

Układy sterowania zbudowane na sterownikach mikroprocesorowych zwiększą znacznie pewność i niezawodność pracy układów sterowania, umożliwiając równocześnie realizację sterowania cyfrowego. Zastosowanie sterowników programowalnych w układach sterowania przenośników taśmowych zapewni większą pewność pracy tych urządzeń, możliwości diagnozowania i monitorowania pracy systemu przenośników oraz możliwości płynnej zmiany prędkości ruchu taśmy, przy braku urobku na poszczególnych ciągach przenośników aby uzyskać ograniczenie poboru mocy czynnej pobieranej ze źródła zasilania.

Proponowane rozwiązania układów sterowania maszyn górniczych mogą spowodować ograniczenie poboru mocy, oraz zwiększyć niezawodność pracy maszyn górniczych.



Rys.5. Schemat połączeń sterownika mikroprocesorowego z elementami współpracującymi

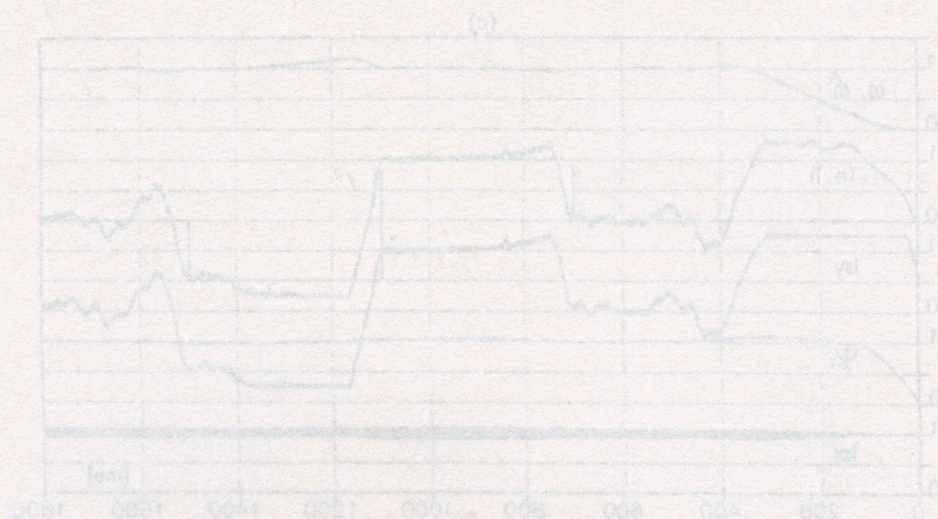


Rys.6. Przebiegi czasowe prędkości obrotowej silnika, momentu elektromagnetycznego oraz prądu silnika modelu matematycznego przenośnika

Literatura

1. J.Antoniak: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Wyd. Śląsk, Katowice 1990.
2. J.Antoniak: Kontrola procesów transportowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 4-5, Katowice 1999.
3. F.Szczucki: Rozwój układów automatyzacji przenośników w podziemiach kopalń. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 11, 1995.
4. Z.Szymański: Zastosowanie sterowników mikroprocesorowych Simatic S5 w układach sterowania maszyn górniczych i trakcji dołowej. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 6-7, 1996.
5. Z.Szymański: Układy napędowe górniczych maszyn transportowych napędzane silnikami zintegrowanymi z inteligentnymi układami sterowania. Materiały Konferencyjne PPEEiE'2000, Wisła, grudzień 2000.
6. Iskrobezpieczny mikroprocesorowy system sterowniczy typu ZMP-16. Dokumentacja techniczno-ruchowa CC Coal Control 1999.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Jerzy Antoniak



Rys. 6. Przebieg czasowy prędkości obrotowej szkieletu momentu elektromagnetycznego oraz prędkości modelu matematycznego przekładnika

Literatura

1. Antoniak: *Wykazanie i systemy transportu podziemnego w kopalniach*. Wyd. Śląsk, Katowice 1990.
2. Antoniak: *Kontrola procesów transportowych. Mechanizacja i Automaty-
zacja Górnictwa nr 4-5, Katowice 1992.*
3. F. Skoczniak: *Regulacja układów automatyki przesyłników w podziemnych
kopalniach. Mechanizacja i Automatyka Górnictwa nr 11, 1992.*
4. Z. Szymanski: *Zastosowanie sterowników mikroprocesorowych Simatic 32
w układach sterowania maszyn górnictwowych i taktyki dołowej. Mechanizacja
i Automatyka Górnictwa nr 6-7, 1994.*
5. Z. Szymanski: *Układy napędowe górnictwowych maszyn transportowych napo-
dane silnikami zintegrowanymi z inteligentnymi układami sterowania.
Materiały Konferencyjne PPE'96, 2000. Włocławek, grudzień 2000.*
6. *Inteligentny mikroprocesorowy system sterowniczy typu ZMP-16. Do-
kumentały techniczne ruchowa CC Coal Control 1999.*

Recenzent: prof. dr hab. inż. Jacek Antkowiak

WSPÓŁCZESNE KIERUNKI I METODY BADAŃ PRZEKŁADNI ZĘBATYCH PRZEZNACZONYCH DO NAPĘDU MASZYN GÓRNICZYCH

Antoni SKOĆ, Jacek SPAŁEK

Streszczenie: Jednym z kierunków zapewnienia wysokiej niezawodności i trwałości współczesnych maszyn górniczych jest optymalizacja postaci konstrukcyjnej przekładni zębatych będących istotnym elementem układów napędowych. Optymalizacja ta musi dotyczyć pełnego zakresu „istnienia technologicznego”, a więc faz: projektowania, wytwarzania oraz eksploatacji. Powinna ona bazować na wynikach rozwiniętego systemu, który musi uwzględniać odpowiednie kryteria optymalizacyjne oraz metody ich weryfikacji teoretyczno-doświadczalnych. W opracowaniu omówiono kryteria oceny przekładni w zakresie trwałości zmęczeniowej i tribologicznej, stanu dynamicznego, wibroakustycznego i termicznego. Przedstawiono też hierarchiczny system weryfikacji kryteriów na drodze eksperymentalnej. System ten tworzą: modelowe badania zjawisk i procesów, badania testowe węzłów konstrukcyjnych, jak zazębienia, łożyska i uszczelnienia, badania stanowiskowe rzeczywistych przekładni oraz badania eksploatacyjne.

1. Wprowadzenie

W technologicznym życiu maszyn i urządzeń przemysłowych, a w tym przekładni zębatych można wyróżnić 3 zasadnicze, następujące po sobie fazy (etapy) a mianowicie:

- projektowanie i konstruowanie,
- wytwarzanie i montaż,
- eksploataowanie.

W fazie projektowania i konstruowania powstaje zamysł (koncepcja) oraz zapis rozwiązania technicznego danego obiektu (dokumentacja techniczna) określająca szczegółowo cechy funkcjonalne, geometryczne, materiałowe oraz wytrzymałościowo-trwałościowe.

W fazie wytwarzania i montażu następuje nadanie obiektowi postaci materialnej będącej odwzorowaniem projektu

*Prof.dr hab.inż. Antoni Skoć
Dr inż. Jacek Spałek
Politechnika Śląska
Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2
44-100 Gliwice
tel.: (0...32) 2371584
e-mail: skocant@polsl.gliwice.pl
jotes@polsl.gliwice.pl*

techniczno-technologicznego, tak by spełniał on w całości przyjęte założenia użytkowe.

W fazie eksploatacji będącej w swej istocie zastosowaniem danej maszyny czy urządzenia do realizacji określonego procesu technicznego możemy wyróżnić charakterystyczne okresy: użytkowania, a więc wykonywania pracy użytkowej oraz okres odnawiania, a więc przywracania utraconych cech użytkowych.

W przypadku przekładni zębatych maszyn górniczych w każdej z wymienionych faz możliwym jest sformułowanie prognozy funkcjonowania i trwałości eksploatacyjnej przekładni [1] z wykorzystaniem odpowiednio uszeregowanego systemu badań teoretyczno-doświadczalnych.

2. Problem badań przekładni zębatych współczesnych napędów maszyn górniczych

Rozwój wysoko wydajnych maszyn górniczych wiążący się ze wzrostem jednostkowych mocy napędów wymaga dostosowania odpowiedniego systemu badań przekładni zębatych uwzględniających główne i szczegółowe kryteria ich oceny użytkowej (rys. 1).

KRYTERIA OCENY

GŁÓWNE KRYTERIA TECHNICZNE

- niezawodność,
- trwałość,
- sprawność,

SZCZEGÓŁOWE KRYTERIA TECHNICZNE

- funkcjonalność realizacji procesu technologicznego,
- dynamika ruchu,
- intensywność zużycia eksploatacyjnego elementów i węzłów konstrukcyjnych,
- stan termiczny,
- stan wibroakustyczny,

KRYTERIUM NADRZĘDNE – BEZPIECZEŃSTWO UŻYTKOWANIA

Rys.1. Kryteria oceny użytkowej przekładni zębatych układów napędowych maszyn i urządzeń górniczych

Jak widać z rysunku 1 realizacja głównych i szczegółowych kryteriów technicznych ma zagwarantować spełnienie warunku nadrzędnego, a więc bezpieczne użytkowanie przekładni wchodzącej w skład napędu danej maszyny czy urządzenia.

3. Metody realizacji badań przekładni zębatych

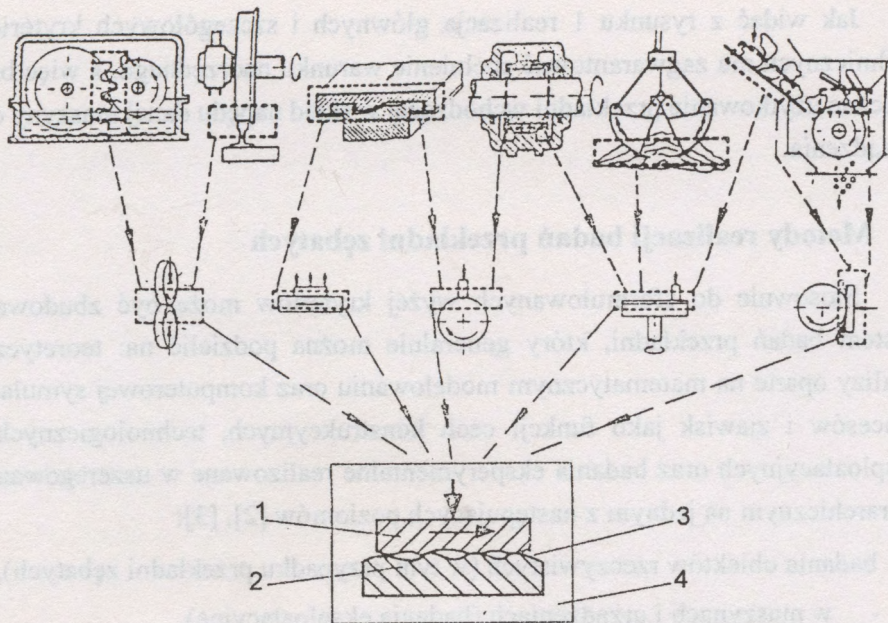
Stosownie do sformułowanych wyżej kryteriów może być zbudowany system badań przekładni, który generalnie można podzielić na: teoretyczne analizy oparte na matematycznym modelowaniu oraz komputerowej symulacji procesów i zjawisk jako funkcji cech konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych oraz badania eksperymentalne realizowane w uszeregowaniu hierarchicznym na jednym z następujących poziomów [2], [3]:

- badania obiektów rzeczywistych (w tym przypadku przekładni zębatych),
 - w maszynach i urządzeniach (badania eksploatacyjne),
 - na stanowiskach badawczych specjalnych (badania stanowiskowe),
- badania modeli obiektów rzeczywistych w zmniejszonej skali, bądź dla wybranej reprezentatywnej typowości (testowe badania stanowiskowe),
- modelowe badania doświadczalne bazujące na identyfikacji zjawisk i procesów elementarnych (np. generowanie pobudzeń dynamicznych i termicznych, zużycia tribologicznego, zmęczenia itp.).

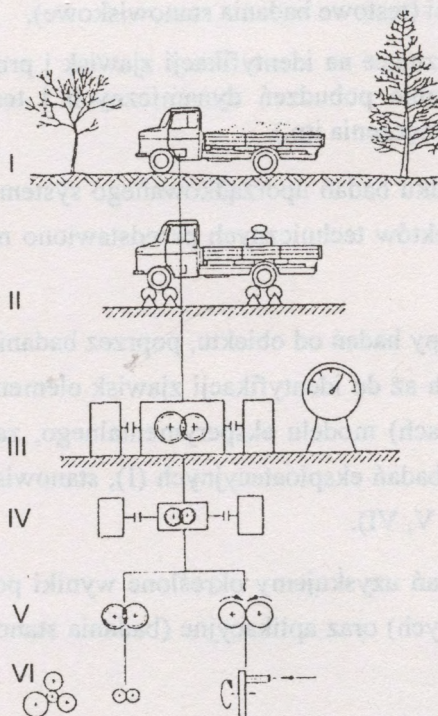
Przykład takiego ujęcia, dla przypadku badań uporządkowanego systemu badań tribologicznych różnego typu obiektów technicznych przedstawiono na rysunkach 2 i 3 [4].

Rysunek 2 obrazuje nam kolejne etapy badań od obiektu, poprzez badania wyodrębnionych węzłów konstrukcyjnych aż do identyfikacji zjawisk elementarnych na „małych” elementach (próbkach) modelu eksperymentalnego, zaś rysunek 3 pokazuje hierarchiczny układ badań eksploatacyjnych (I), stanowiskowych (II, III) oraz laboratoryjnych (IV, V, VI).

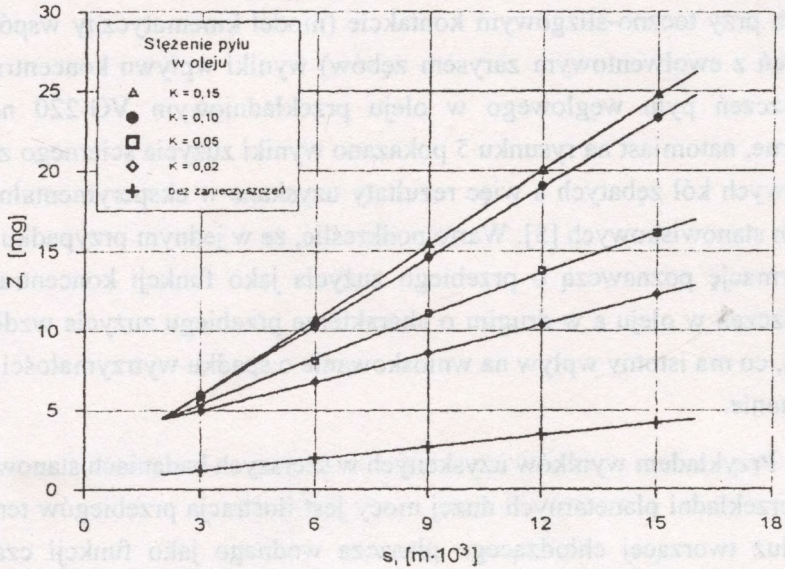
Na każdym poziomie realizacji badań uzyskujemy określone wyniki poznawcze (głównie w badaniach modelowych) oraz aplikacyjne (badania stanowiskowe i eksploatacyjne).



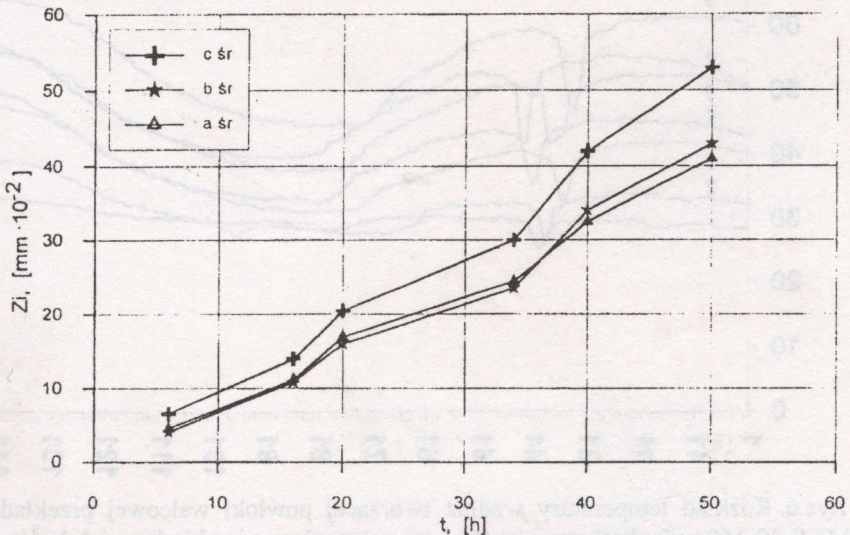
Rys.2. Struktura systemowych badań tribologicznych różnych obiektów technicznych
1, 2 - próbki, 3 - środek smarny, 4 - otoczenie



Rys.3. Obrazowe przedstawienie usze-
regowanej struktury badań przekładni
zębatach układu napędowego samo-
chodu



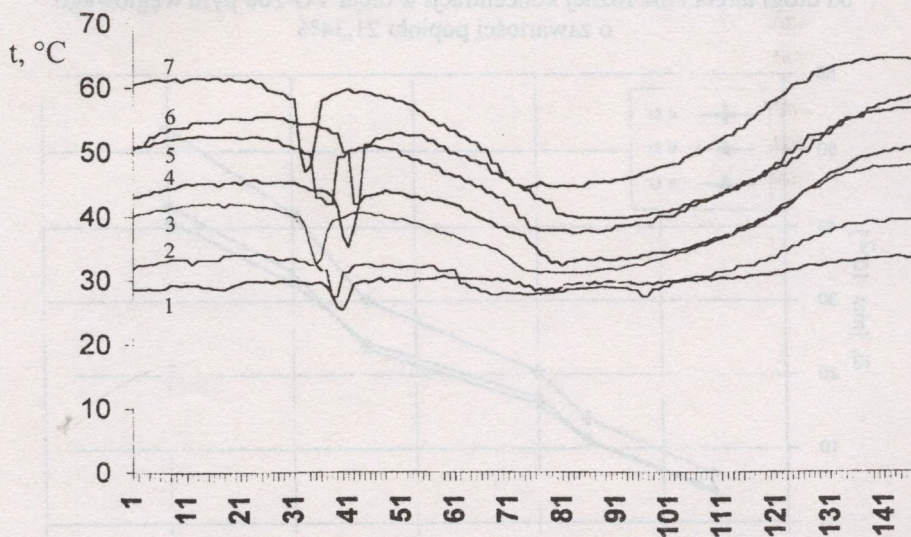
Rys.4. Zależność sumarycznego zużycia ściernego próbek walcowych od drogi tarcia i dla różnej koncentracji w oleju VG-200 pyłu węglowego o zawartości popiołu 21,34%



Rys.5. Zależność zużycia ściernego zębów koła testowego od czasu badań na stanowisku mocy zamkniętej przy obciążeniu $M = 60$ Nm. Smarowanie: olej VG-220 z zanieczyszczeniami pyłu węglowego o stężeniu 5% i zawartości popiołu 21,34%; a_{sr} , b_{sr} , c_{sr} – zużycie odpowiednio: głowy zęba, w okolicy średnicy podziałowej, stopy zęba

Przykładowo na rysunku 4 pokazano uzyskane w badaniach próbek walcowych przy toczno-ślizgowym kontakcie (model kinematyczny współpracy ząbów) wyniki wpływu koncentracji zanieczyszczeń pyłu węglowego w oleju przekładniowym VG-220 na zużycie ściernie, natomiast na rysunku 5 pokazano wyniki zużycia ściernego zębów modelowych kół zębatych a więc rezultaty uzyskane w eksperymentalnych badaniach stanowiskowych [5]. Warto podkreślić, że w jednym przypadku uzyskano informację poznawczą o przebiegu zużycia jako funkcji koncentracji zanieczyszczeń w oleju a w drugim o charakterze przebiegu zużycia wzdłuż zarysu zęba, co ma istotny wpływ na wnioskowanie o spadku wytrzymałości zębów na złamanie.

Przykładem wyników uzyskanych w szerszych badaniach stanowiskowych [6] przekładni planetarnych dużej mocy jest ilustracja przebiegów temperatury wzdłuż tworzącej chłodzącego płaszcza wodnego jako funkcji czasu pracy przekładni (rys. 6).



Rys.6. Rozkład temperatury wzdłuż tworzącej powłoki walcowej przekładni 14KP-39-160 w funkcji czasu badań przy natężeniu wody chłodzącej 4 dm³/min: 1-30 min, 2-40 min, 3-60 min, 4-75 min, 5-105 min, 6-120 min, 7-180 min

Rysunek ten przedstawia dynamikę nagrzewania się przekładni przy chłodzeniu jej wodą o natężeniu przepływu około 2 dm³/min, ale jednocześnie wskazuje na nierównomierność odbierania ciepła, a więc pokazuje obszary o

małej skuteczności chłodzenia. Należy przy tym zauważyć, że problem stanu termicznego jest kluczowym w budowie przekładni zębatych dużej mocy i staje się przedmiotem prowadzonych obecnie pogłębionych analiz naukowych [7, 8].

4. Podsumowanie

Wdrażanie nowych, wysoko wydajnych maszyn górniczych wymaga zastosowania w ich napędach niezawodnych, wysokiej trwałości i sprawności przekładni zębatych. Spełnienie tych kryteriów wiąże się z koniecznością optymalizacji postaci konstrukcyjnych przekładni na etapie projektowania, wykonania i montażu oraz racjonalizacji procesu ich użytkowania.

Optymalizacja ta bazować powinna na uszeregowanym hierarchicznie systemie badań teoretyczno-doświadczalnych. System ten tworzą:

- badania modelowe elementarnych zjawisk i procesów fizycznych z wykorzystaniem symulacji komputerowej oraz eksperymentu laboratoryjnego,
- badania testowe węzłów konstrukcyjnych przekładni (zazębienie, łożyskowania, uszczelnienie itp.),
- badania przekładni (obiektów rzeczywistych) realizowane jako badania stanowiskowe oraz badania eksploatacyjne.

Każdy z elementów tego systemu dostarcza nam określony zbiór wyników i wniosków cząstkowych. Dopiero ich łączna, zamknięta analiza pozwala na uzyskanie obiektu technicznego spełniającego kryteria wysokiej niezawodności, trwałości i sprawności.

Literatura

1. A.Skoć, J.Spatek: Prognozowanie stanu technicznego przekładni zębatych przeznaczonych do maszyn górniczych. Politechnika Śląska, Szkoła Mechanizacji Górnictwa, Gliwice – Szczyrk, maj 2002.
2. A.Skoć: Dynamika przekładni zębatych stożkowych. ZN Politechniki Śląskiej, Górnictwo, Z. 226, Gliwice 1996.
3. J.Spatek: Smarowanie przemysłowych przekładni zębatych. Zagadnienia teoretyczne. Praca naukowa własna. Politechnika Śląska, Gliwice 2000.
4. H.Czichos, K.H.Habig: Tribologie – Handbuch: Reibung und Verschleiss, Vieweg Verlag, Braunschweig – Wiesbaden 1992.

5. J.Spalek: Wpływ smarowania na trwałość tribologiczną przekładni zębatych układów napędowych maszyn górniczych. Praca naukowa własna. Politechnika Śląska, Wydział Górnictwa i Geologii, Gliwice 2001.
6. J.Spalek, A.Skoć: Badania przekładni planetarnych układów napędowych przenośników górniczych. Tribologia, (178) nr 4, 2001, s.773-782.
7. M.Čarnogurska: Teplotné pole odstupňovaného tyčového profilu s lokálnym ohrevom. Acta Mechanica Slovaca, 1/2000, s.69-76.
8. J.Spalek, R.Bukowski: Teoretyczne określenie stanu cieplnego walcowej przekładni zębatej. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe, (14), nr 1, 2001, s.75-82.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Jerzy Antoniak

LINY DO PODZIEMNYCH GÓRNICZYCH KOLEI SZYNOWO-LINOWYCH

Alfred CARBOGNO, Zbigniew FUNDALEWICZ, Stefan MATEJA

Streszczenie: W artykule przedstawiono spostrzeżenia wynikające z eksploatacji w kolejkach lin dotychczasowych konstrukcji. Przedstawiono konstrukcje lin stalowych o powierzchniowym styku drutów, ich zalety i wady. Podano również propozycje konstrukcji lin o powierzchniowym styku drutów, dla których przyjęto angielską nazwę „liny dyform”, możliwych do zastosowania w podziemnych kolejkach szynowo-linowych. Przedstawiono także wyniki eksploatacji lin typu dyform produkcji czeskiej w kolejce szynowo-linowej

1. Wstęp

W polskim górnictwie podziemnym węgla kamiennego coraz szerzej stosowane są do transportu pomocniczego ludzi, materiałów i maszyn kolejki linowo-szynowe, w których elementem ciągnącym jest lina stalowa. Są to kolejki szynowe ułożone na spagu lub podwieszane do stropu wyrobiska górniczego.

Kolejka spagowa - jest to mechaniczne urządzenie transportowe, którego zespoły jezdne poruszają się po torze dwuszynowym, ułożonym na spagu wyrobiska, o konstrukcji uniemożliwiającej wykolejenie bądź wywrócenie zestawu transportowego, poruszane napędem lino-
wym lub samobieżnym, a zespół transportowy stanowią platformy nośne lub ciągnąco-nośne do przewozu materiałów i urządzeń górniczych, kabiny lub ławy nakładane na zespół transportowy, służące do przewozu ludzi, specjalistyczne platformy do przewozu ładunków ciężkich, wraz z wyposażeniem zabezpieczającym ruch urządzenia.

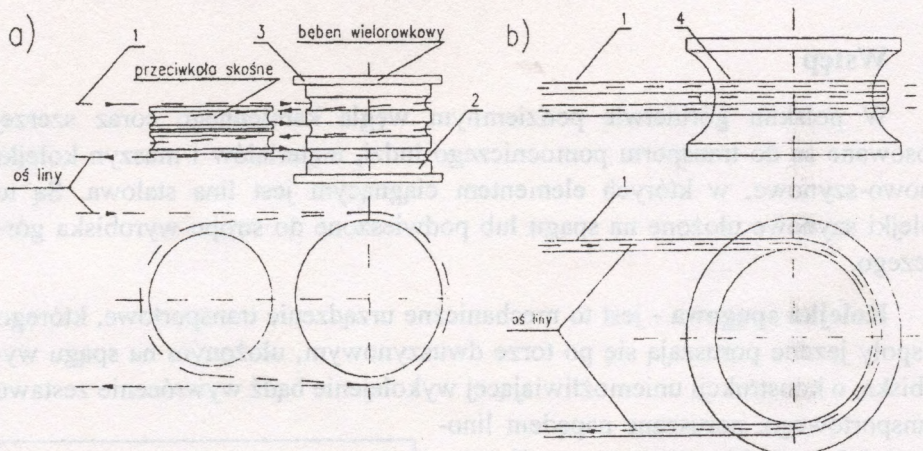
Kolejka podwieszana - jest to mechaniczne urządzenie transportowe, którego zespoły jezdne poruszają się po szynie zawieszonej pod stropem wyrobiska górniczego, napędzane są podwieszaną lokomotywą spalinową, lokomotywą aku-

Dr inż. Alfred Carbogno
Politechnika Śląska
Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2
44-100 Gliwice
tel.: (0...32) 2371274, 2372454
fax : (0...32) 2371595
e-mail: img@zeus.polsl.gliwice.pl

Mgr inż. Zbigniew Fundalewicz
Mgr inż. Stefan Mateja
Centrum Badań i Dozoru
Górnictwa Podziemnego, Sp. z o.o.
ul. Łędzińska 8
43-143 Łędziny
tel.: (0...32) 2166660 do 65
fax: (0...32) 2166666

mulatorową, ciągnikiem manewrowym lub liną ciągnącą, a zespół transportowy stanowią kabiny lub ławy do przewozu ludzi, wózki nośne i belki do przewozu materiałów i urządzeń górniczych, specjalistyczne zestawy transportowe do przewozu ładunków ciężkich, wraz z wyposażeniem zabezpieczającym ruch urządzenia.

Do poruszania liny ciągnącej w tych kolejkach stosowane są napędy cierne w postaci bębnow ciernych wielorowkowych z przeciwkołami (rys. 1a) lub bębny cierne paraboliczne (rys. 1b). Dotychczasowa eksploatacja kolejek szynowo-linowych wykazała, że najmniej trwałym ich elementem są stosowane konstrukcje lin stalowych. Dla eksploatacji lin w wymienionych kolejkach opracowano: konstrukcje lin, warunki stosowania lin, metody kontroli lin podczas ich pracy, kryteria wymiany lin.



Rys.1. Rodzaje napędów kolejek linowo-szynowych: a) bęben pędny wielorowkowy, b) bęben paraboliczny

1 - lina ciągnąca, 2 - wykładzina z rowkami linowymi, 3 - bęben wielorowkowy, 4 - bęben paraboliczny

2. Trwałość lin stalowych dotychczas stosowanych

W podziemnych wyrobiskach górniczych, w transporcie poziomym i o nachyleniu do 45° , stosuje się wyłącznie liny dopuszczone przez Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego o następujących konstrukcjach [11]:

- liny okrągłosplotkowe o punktowym styku drutów w splotkach: $T6 \times 19 + A_o$, $T6 \times 19 + A_t (7 \times 7)$, $T6 \times 37 + A_o$, $T6 \times 37 + A_t (7 \times 7)$,
- liny okrągłosplotkowe o liniowym styku drutów w splotkach: $S6 \times 19 + A_o$, $S6 \times 19 + A_t (7 \times 7)$, $W6 \times 19 + A_o$, $F6 \times 25 + A_o$, $F6 \times 25 + A_t (7 \times 7)$, $WS6 \times 31 + A_o$, $WS8 \times 31 + A_o$, $WS6 \times 31 + A_t (7 \times 7)$, $WS6 \times 31 + A_t (W6 \times 22 + A_o)$, $WS6 \times 36 + A_o$, $WS6 \times 36 + A_{10} (W6 \times 22 + A_o)$, $WS6 \times 36 + A_{10} (S6 \times 19 + A_o)$, $WS6 \times 36 + A_t (7 \times 7)$, $S8 \times 19 + A_t$, $WS8 \times 31 + A_t$, $WS8 \times 36 + A_t$,

- c) liny okrągłosplotkowe o liniowym i punktowym styku drutów w splotkach: ST6x31+A₀, ST 6x31+A₁ (7x7),
- d) liny okrągłosplotkowe o powierzchniowym styku drutów (ze splotkami formowanymi) według norm czeskich: S6x19+A₀, S6x19+A₁, S 6x27+A₀, S6x27+A₁, S6x37+A₀, S6x37+A₁, W6x 13+A₀, W6x 19+A₀, F6x25+A₀, F6x25+A₁ oraz dwuwarstwowa lina Herkules 18x7+A₀.

Wykaz wytwórców i konstrukcji lin dopuszczonych do stosowania w wyrobiskach górniczych w transporcie poziomym i o nachyleniu do 45° zawiera tabela 1, a przekroje konstrukcji lin rysunek 2. Spośród wymienionych lin najczęstsze zastosowanie znalazły następujące konstrukcje:

- a) w kolejkach spagowych:
- S6x19+A₀ według PN-70/M-80222 o średnicach 24 i 26 mm,
 - WS 6x3 1+A₀ według PN-72/M-80249 o średnicy 25 mm,
 - WS 6x36+A₀ według PN-72/M-80229 o średnicy 26 mm,
 - WS 6x36+A₁ według WT-14/92 „Drumet” o średnicach 25 i 27 mm,
 - WS 6x36+A₁ (6x22+A₀) według ZWT-98/TT-6 Fabryki Lin i Drutów „Linodrut” Zabrze Sp. z o.o. o średnicach 25 i 27 mm,
 - S6x37+A₀ według ŽD 024345 o średnicy 27 mm z powierzchniowym stykiem drutów (formowana)
- b) w kolejkach podwieszonych:
- S6x19+A₀ według PN-70/M-80222 o średnicy 16 mm,
 - WS 6x31+A₀ według PN-72/M-80249 o średnicy 16 mm,
 - WS 6x36+A₀ według PN-72/M80229 o średnicy 20 mm.

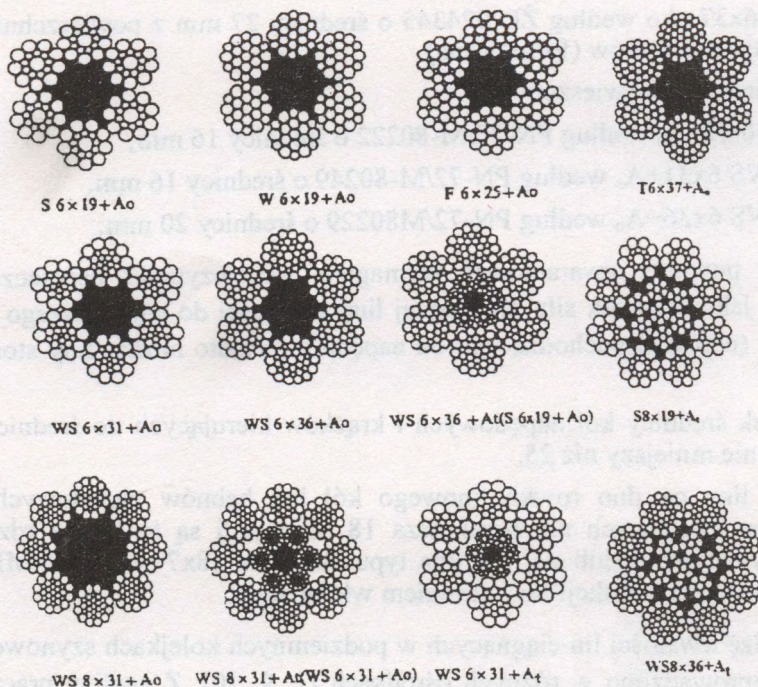
Liny powinny gwarantować wymagane współczynniki bezpieczeństwa obliczone jako stosunek siły zrywającej linę w całości do największego obciążenia liny (naciągu) pochodzącego od napędu a ponadto można liny stosować, gdy:

- stosunek średnicy kół napędowych i krążków kierujących do średnicy liny będzie nie mniejszy niż 25,
- nacisk liny na dno rowka linowego kół lub bębnow napędowych oraz krążków kierujących nie przekracza 18 MPa jeśli są to liny z rdzeniem stalowym typu A₁ lub A₁₀ lub lina typu Herkules 18x7+A₀, a 12 MPa dla pozostałych konstrukcji lin z rdzeniem włóknistym.

Analizę trwałości lin ciągnących w podziemnych kolejkach szynowo-linowych przeprowadzono w różnych ośrodkach [2, 9, 10]. Z analizy pracy lin i innych elementów kolejek szynowo-linowych eksploatowanych w 12 kopalniach (24 kolejki spagowe) przedstawionych w opracowaniu [2] wynika, że najslabszym ogniwem kolei spagowych z napędem linowym była lina pociągowa.

Do przyczyn wpływających na jej częste wymiany w wyniku zużycia zalicza się:

- starcia drutów warstwy zewnętrznej splotek liny stanowiące często 50% ubytku przekroju nośnego drutów tej warstwy, w wyniku współpracy z elementami napędów układami rolek wymuszającymi prowadzenie liny po skomplikowanej często trasie,
- silne lokalne starcia drutów warstwy zewnętrznej splotek przy łączeniu lin splotem długim, w miejscu tzw. „zamków”, tj. wprowadzeń kolejnych splotek do wewnątrz liny zamiast rdzenia, prowadzące do grupowych pęknięć drutów na krótkim odcinku liny,
- zapadnięcie się splotek w miejscu łączenia odcinków lin splotem długim,
- uszkodzenia mechaniczne lin np. w postaci przeciętej splotki,
- deformacje lin np. w postaci niewyprowadzonej prawidłowo pętli lub utworzenie się korkociągu,
- zgrupowanie nawet do 25 pękniętych drutów na odcinku $8d$ (d – średnica liny),
- pęknięcia grupowe 4-5 drutów w kolejnych splotkach na dłuższym odcinku liny jako rezultat ich starcia,
- korozja wżerowa liny na kilkunastometrowych odcinkach liny.



Rys.2. Przekroje konstrukcji lin produkcji polskiej (firmy DRUMET, FALIND, LINODRUT – Linmet, LINODRUT – Zabrze, LINODRUT – Bytom) dopuszczonych do stosowania w podziemnych górniczych kolejkach szynowo-linowych

Wykaz producentów i konstrukcji lin dopuszczonych przez WUG do stosowania w wyrobiskach górniczych w transporcie poziomym i o nachyleniu do 45°

Tabela 1

Wytwórca	Konstrukcje lin		Dopuszczenie Prezesa WUG
	do jazdy ludzi	do transportu materiałów	
Fabryka Lin i Drutu DRUMET Włocławek	S6x19+A _o według PN-70/M-80222 F6x25+A _o według PN-71/M-80243 WS 6x31+A _o według PN-72/M-80249 WS 6x36+A _o według PN-72/M-80229 T6x37+A _o , według PN-69/M-80208		Pismo z dnia 1991.03.21 L.dz. EM-284/ /404/1/91
	WS 6x36+A _t WS 8x36+A _t WS 8x31+A _o WS 8x31+A _t S8x19+A _t	według dokumentacji technicznej DRUMET-u	Pismo z dnia 1992.02.18 L.dz. EM-112/43100/ /10/92/Śm
	WS 6x31+A _t według dokumentacji technicznej DRUMET-u		Pismo z dnia 1993.05.17 L.dz. EM-904/460/1/ /2/3/VDŚm
WAMBELER DRAHTSEILEREI GmbH Dortmund Niemcy	S6x19+FE według DIN 3058 i średnicach 18-32 mm	S6x19+FE według DIN 3058 i średnicach 16-32 mm, F6x19+FE według DIN 3057 i średnicach 16-24 mm	Pismo z dnia 1993.03.10 L.dz. EM-1316/404/ /28/92/Zt
Żelazarnia a Dratowny Bohumin ŻDB. Czechy	S6x19+FE i W6x19+FE według DIN 21254 cz.6	S6x19+FE według DIN 3058 W6x19+FE według DIN 3059 WS 6x36+FE według DIN 3064	Pismo z dnia 1993.09 L.dz. EM-2188/404/ /29/92/Zt
	Liny stalowe o powierzchniowym styku drutów S6x19+A _o według ŽD 02 4340 S6x19+A _t według ŽD 02 4341 S6x27+A _o według ŽD 02 4342 S6x27+A _t według ŽD 02 4343 S6x37+A _o według ŽD 02 4344 S6x37+A _t według ŽD 02 4345 W6x13+A _o według ŽD 02 4347 W6x19+A _o według ŽD 02 4352 F6x25+A _o według ŽD 22-175-80 F6x25+A _t według ŽD 22-280-81 Herkules 18x7+A _o według ŽD 02 4370 jako lina otwarta	jako liny otwarte i zamknięte (bez końca)	Pismo z dnia 1995.09.22 L.dz. GEM-2215/ /4004/9/95/Zt
Fabryka Lin i Drutów FALIND Sosnowiec	S6x19+A _o według PN-70/M-80222 WS 6x31+A _o według PN-72/M-80249 WS 6x36+A _o według PN-70/M-80229 ST 6x31+A _o według PN-70/M-80228 T6x7+A _o , według PN-69/M-80296 T6x19+A _o , według PN-69/M-80207 T6x37+A _o , według PN-69/M-80208		Pismo z dnia 1994.08.31 L.dz. EM-1844/404/ /3/94/Zt

Wytwórca	Konstrukcje lin		Dopuszczenie Prezesa WUG
	do jazdy ludzi	do transportu materiałów	
Fabryka Lin i Drutów FALIND Sosnowiec	WS 6x36+A ₁₀ (W6x22+A ₀) według FWT-96/L-03 WS 6x31+A ₁₀ (W6x22+A ₀) według FWT-96/L-04		Pismo z dnia 1997.03.14 L.dz. GEM-4704/ /0001/97/03693/AZ
Dolnośląska Fabryka Lin i Drutu LINODRUT-LINMET Sp. z o.o. Wałbrzych	T6x19+A ₀ według PN-69/M-80297 T6x19+A _t (7x7) według PN-89/M-80215 T6x37+A ₀ według PN-69/M-80208 T6x37++A _t (7x7) według PN-89/M-80208 F6x25+A ₀ według PN-71/M-80243 F6x25+A _t (7x7) według PN-71/M-80242 S6x19+A ₀ według PN-70/M-80222 S6x19+A _t (7x7) według PN-70/M-80232 W6x19+A ₀ według PN-70/M-80225 ST 6x31+A ₀ według PN-70/M-80228 ST 6x31+A _t (7x7) według PN-70/M-80217 WS 6x31+A ₀ według PN-72/M-80249 WS 6x36+A ₀ według PN-70/M-80229 WS 6x36+A _t (7x7) według PN-70/M-80250		Pismo z dnia 1996.05.07 L.dz. GEM-4704/ /0001/96/06601/AZ
Górnośląska Fabryka Lin i Drutu LINODRUT BYTOM Sp. z o.o. Bytom	T6x19+A ₀ , według PN-69/M-80207 T6x37+A ₀ , według PN-69/M-80208 S6x19+A ₀ według PN-70/M-80222 ST 6x31+A ₀ wg PN-70/M-80228 WS 6x31+A ₀ według PN-72/M-80249 WS 6x36+A ₀ według PN-70/M-80229 WS 6x36+A _t (7x7), według PN-70/M-80250		Pismo z dnia 1998.08.12 L.dz. GEM-4704/ /0004/98/09436/AZ
Fabryka Lin i Drutów LINODRUT Sp. z o.o. Zabrze	F6x25+A ₀ według PN-71/M-80243 W6x19+A ₀ według PN-70/M-80225 S6x19+A ₀ według PN-70/M-80222 S6x19+A _t (7x7), według PN-70/M-80232 WS 6x31+A ₀ według PN-72/M-80249 ST 6x31+A ₀ według PN-70/M-80228 WS 6x36+A ₁₀ (W6x22+A ₀) według ZWT-98/TT6		Pismo z dnia 1999.08.03 L.dz. GEM-4704/ /0003/99/07334/AZ

Czas pracy liny w eksploatowanych kolejkach nie przekraczał 6 miesięcy, najczęściej wynosił 2,5-3,5 miesięcy, średnio 3 miesiące i uzależniony był głównie od: intensywności eksploatacji kolejki, długości trasy i liczby zakrętów, transportowanego ciężaru, pochylenia trasy, miejsca instalowania stacji napędowej oraz rodzaju napędu, technologii wykonywania zaplotu długiego itp.

W samej kopalni „Kleofas” w czterech kolejkach typu KS650 trwałość 22 lin konstrukcji $WS6x36+A_t$ ($S6x19+A_o$) o $R_m = 1770$ MPa, średnicy 27 mm oraz 24 mm (łącznie długość 28 km) wynosiła 1,5-7,4 miesiąca (średnio 4 miesiące). Wszystkie liny zostały odłożone z powodu zużycia liny, przez które rozumie się głównie osłabienie lin w wyniku starcia drutów i ich pękania. Z opracowania [10] wynika, że analizowana w 6 kopalniach (34 liny) trwałość lin konstrukcji $WS6x36+A_t$ $\phi 25$, 26, 27 mm oraz $WS6x31+A_o$ $\phi 25$ mm, wynosiła 4-15 miesięcy (średnio 8,3 miesiąca). Z analizy kolejnego opracowania [9] wynika, że trwałość lin $\phi 25$ i 27 mm konstrukcji $WS6x36+A_t$ ($S6x19+A_o$) o $R_m = 1770$ MPa eksploatowanych w pięciu kopalniach Rybnickiej Spółki Węglowej (23 kolejki spagowe typu KS-650/63/100 i KS-900/100, 30 sztuk lin o łącznej długości 27,95 km) wynosiła 1,6-17 miesięcy.

Z analizy opracowań [2,9,10] wynika, że aby wydłużyć czas pracy lin ciągniętych należy:

- utrzymywać sprawność ruchową wszystkich krążków prowadzących w sposób przymusowy linę wzdłuż trasy kolei,
- dokładnie wykonywać łączenie odcinków lin zaplotem długim, powinien on być wykonywany przez doświadczonych zaplataczy,
- przestrzegać instrukcji pod względem jej dozwolonego obciążenia,
- właściwie projektować trasę kolei.

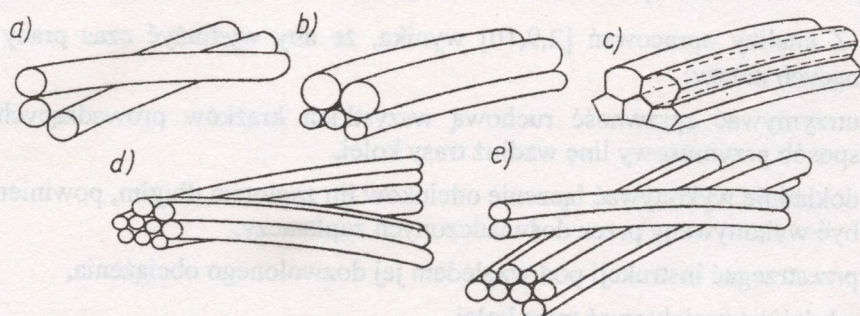
Na trwałość liny mają wpływ: długość trasy, liczba zakrętów, transportowany ciężar, nachylenie trasy, rodzaj napędu, technologia i dokładność wykonywania zaplotu długiego, intensywność pracy.

Najczęściej stosowane konstrukcje lin pociagowych w analizowanych kolejkach to: $\phi 25$ $WS6x31+A_o$ według PN-72/M-80249, $\phi 26$ $WS6x36+A_o$ według PN-72/M-80229, $\phi 24$ i $\phi 26$ $S6x19+A_o$ według PN-70/M-80222, $\phi 25$ i $\phi 27$ $WS6x36+A_t$ według WT-14/92 DRUMET $\phi 27$ $S6x19+A_t$ według PN-70/M-80232. Nie można jednoznacznie stwierdzić, by któraś ze stosowanych konstrukcji przewyższała jakością pozostałe, gdyż wszystkie cechują się krótką żywotnością w trakcie eksploatacji. Z analizy trwałości lin wynika, że koniecznym jest podjęcie prac nad opracowaniem lub zastosowaniem nowej – trwalszej konstrukcji liny do górniczych podziemnych kolejek szynowo-linowych.

Jedną z konstrukcji lin, które osiągają najwyższą trwałość w różnych urządzeniach transportowych w tym w transporcie podziemnym za granicą są liny o powierzchniowym styku drutów w splotkach zwane linami typu dyform. Próbne zastosowanie w Polsce w maszynie wyciągowej dwubębnowej stosowanej w kopalni „Rozbark” w szybie „Stalmach” lin nośnych dyform produkcji firmy BRIDON dało oszałamiającą trwałość wynoszącą 106 miesięcy dla liny nasiębieiernej i 88 miesięcy dla liny podsiębieiernej.

3. Liny o powierzchniowym styku drutów

Od roku 1834, w którym po raz pierwszy zastosowano linę stalową, trwały i nadal trwają prace mające na celu zwiększenie trwałości i niezawodności pracy lin stalowych. Na przestrzeni ostatnich 168 lat powstało wiele różnorodnych konstrukcji lin stalowych. Jedną z cech charakteryzujących liny stalowe jest styk między drutami w splotkach. Rodzaj styku drutów w splotkach liny wpływa między innymi na jej trwałość. Do niedawna rozróżniano punktowy, liniowy lub kombinowany punktowo-liniowy styk drutów w splotkach (rys. 3).

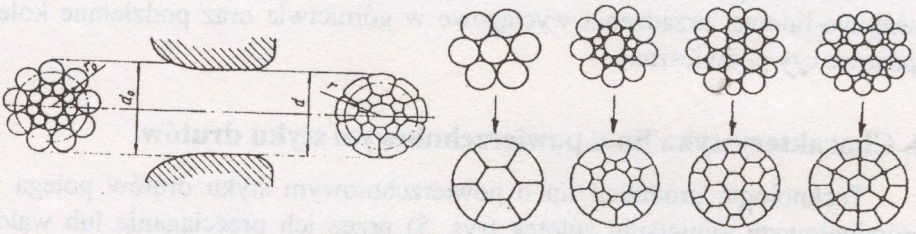


Rys.3. Rodzaje styku drutów w splotkach lin stalowych: a) punktowy T, b) liniowy L (S,W,WS,F), c) powierzchniowy P, d) punktowo-liniowy ST, e) liniowo-punktowy WT. Splotki: S-Seale, W-Warrington, WS-Warrington – Seale, F-Filler

Z uwagi na korzyści w postaci większej trwałości ze stosowania lin o liniowym styku drutów ich produkcja stanowi około 70% całej produkcji lin. Dalsze prace nad udoskonaleniem lin doprowadziły do powstania kolejnej odmiany lin, w których styk pomiędzy drutami w splotkach jest powierzchniowy. Powierzchniowy styk drutów w splotkach uzyskuje się przez poddanie splotek o liniowym styku drutów przeróbce plastycznej na zimno polegającej na promieniowym plastycznym zgniataniu splotek (rys. 4).

Za kraj, w którym powstały liny o powierzchniowym styku drutów w splotkach uznaje się Wielką Brytanię, gdzie pierwsze patenty dotyczące tych lin ogłoszono w 1953 roku (firma BRITISH ROPES LIMITED obecnie BRIDON),

w 1959 roku powstały dalsze udoskonalenia tych patentów. W Wielkiej Brytanii liny te wprowadzono pod nazwą lin typu „dyform”. W 1954 roku ogłoszono również patenty na liny o powierzchniowym styku drutów w Japonii, w której jako pierwszym kraju przystąpiono do produkcji seryjnej tych lin pod nazwą SRAF. Prace nad linami o powierzchniowym styku drutów rozpoczęto również w 1964 roku w dawnych krajach Wspólnoty Niepodległych Państw (Rosja, Ukraina).



Rys.4. Sposób odkształcenia promieniowego splotki w ciągadle i przekroje różnych konstrukcji splotek typu dyform

W kraju prace nad opracowaniem konstrukcji lin o powierzchniowym styku drutów (dalej używa się terminu liny dyform) rozpoczęto w dawnym Centralnym Laboratorium Przemysłu Wyrobów Metalowych (CLPWM) Oddział w Zabrzu w 1968. W wyniku tych prac wyprodukowano najpierw kilka różnych konstrukcji lin dyform, a mianowicie liny 1×7 , $6 \times 7 + A_0$, $S6 \times 19 + A_0$, $S7 \times 19$ przeznaczonych do badań laboratoryjnych a następnie Fabryki Lin i Drutu w Zabrzu oraz Sosnowcu wyprodukowały trzy liny dyform dla konkretnych urządzeń transportowych. Badania laboratoryjne lin dyform prowadzone były w latach 1969-1973 w CLPWM, Politechnice Śląskiej, Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie oraz w Głównym Instytucie Górnictwa w Katowicach.

Pierwszą linę typu dyform wykonano w kraju dla celów eksploatacyjnych dla wyciągu narciarskiego orczykowego eksploatowanego w Dolinach Donata w Szczyrku. Była to lina ϕ 13 mm, konstrukcji Seale $6 \times 19 + A_0$ z 10% stopniem gniotu splotek, której pierwotna konstrukcja miała średnicę 14 mm. Linę tę o długości 1350 m założono w 1971 r. Dobre wyniki z pracy tej liny spowodowały wyprodukowanie następnej liny dyform o średnicy 23 mm, konstrukcji $S6 \times 19 + A_0$ o długości 3550 m, którą zastosowano jako linę nośno-ciągnącą w kolei linowej krzesłkowej w Szczyrku w 1973 roku. Kolejną linę dyform ϕ 23 mm, konstrukcji $S6 \times 19 + A_0$ o długości 500 m wyprodukowano dla urządzeń wyciągowych szybkowych w kopalni „Gliwice”. Szczegółowych danych o pracy tych lin w dostępnej literaturze jest brak.

W kraju od 1974 roku brak jest dalszych informacji dotyczących prac nad linami typu dyform. Liny tej konstrukcji zostały jednak wdrożone do produkcji przez wiele firm liniarskich za granicą pod nazwami liny Dyform (Anglia), Forming (Francja, Szwajcaria), Verdichte seile (Niemcy), Star, Sun, SRAF, Green i Corona (Japonia), Compact (RPA), Dragonplota i Dragonverde (Hiszpania), tvarnene (Czechy). Stosowane są one najczęściej w dźwignicach i urządzeniach transportu linowego o trudnych warunkach pracy takich jak: suwnice, dźwigi, koparki, koleje linowe, wyciągi orczykowe, przenośniki taśmowo-linowe, urządzenia wyciągowe w górnictwie oraz podziemne koleje spagowe czy podwieszane.

4. Charakterystyka lin o powierzchniowym styku drutów

Technologia produkcji lin o powierzchniowym styku drutów polega na promieniowym zgniataniu splotek (rys. 5) przez ich przeciąganie lub walcowanie co powoduje trwałe odkształcenie plastyczne drutów i zwijanie splotek w linę [3, 4, 5, 6]. Plastyczne odkształcenie pierwotnie okrągłych drutów prowadzi do wielokrotnego zwiększenia powierzchni styku. Dzięki temu naprężenia stykowe w punktach styku drutów w splotkach, między splotkami oraz w punktach styku drutów z dnem rowka koła linowego ulegają znacznemu zmniejszeniu. Liny typu dyform mogą być również wykonane przez przeciąganie lin w całości a nie splotek. Liny o splotkach dyform mogą być wykonywane w dowolnym współczesnym zakładzie produkującym druty i liny, wyposażonym w typowy park ciągarek i maszyn do produkcji splotek i lin. Stosowane są różne schematy technologiczne wykonania splotek promieniowo odkształconych.

Stosuje się następujące sposoby ich produkcji:

- odkształcenie splotek przez walcowanie lub ciągnięcie na specjalnie przystosowanej ciagarce ławowej,
- odkształcenie splotek bezpośrednio przed ich zwiciem w linę.

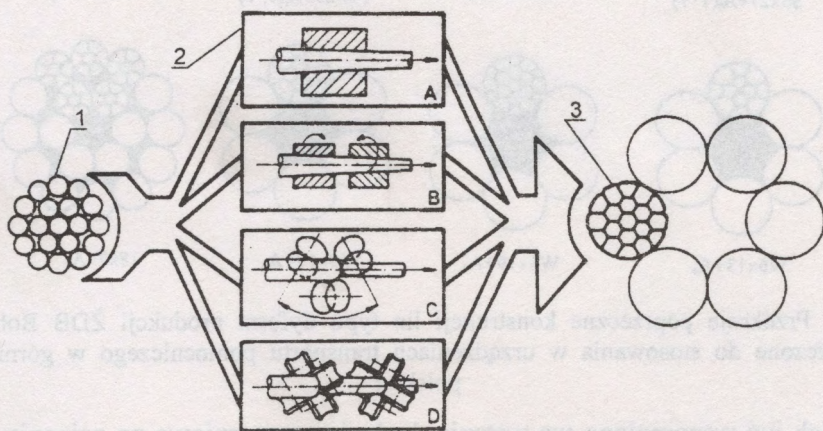
Do odkształcenia splotek można stosować:

- stałe ciągaćło klasyczne,
- klasyczne ciągaćło obrotowe,
- ciągaćła cylindryczne,
- układ ciągaćel czterokrążkowych.

Z analizy literatury wynika, że liny o powierzchniowym styku drutów w splotkach charakteryzują się następującymi zaletami [3-6]:

- większe wypełnienie poprzecznego przekroju metalicznego liny przy tej samej średnicy lin,

- powierzchniowy styk drutów przyczynia się do zmniejszenia naprężeń stykowych między drutami, splotkami jak i liną a rowkiem koła linowego,
- zastosowanie plastycznego odkształcenia splotek jest również formą odprężania lin,
- korzystniejszy rozkład naprężeń w drutach liny w jej przekroju poprzecznym,
- większa wytrzymałość na zerwanie,
- większa odporność na naciski poprzeczne,
- większa odporność na zużycie i ścieranie,
- mniejszy moment odkrętny,
- większy moduł sprężystości podłużnej liny /mniejsze wydłużenia/,
- wzrost trwałości zmęczeniowej od 50-180% (według różnych autorów) [1, 3, 4],
- większa odporność na działanie korozji,
- wysoka jednorodność własności mechanicznych,
- duża giętkość.

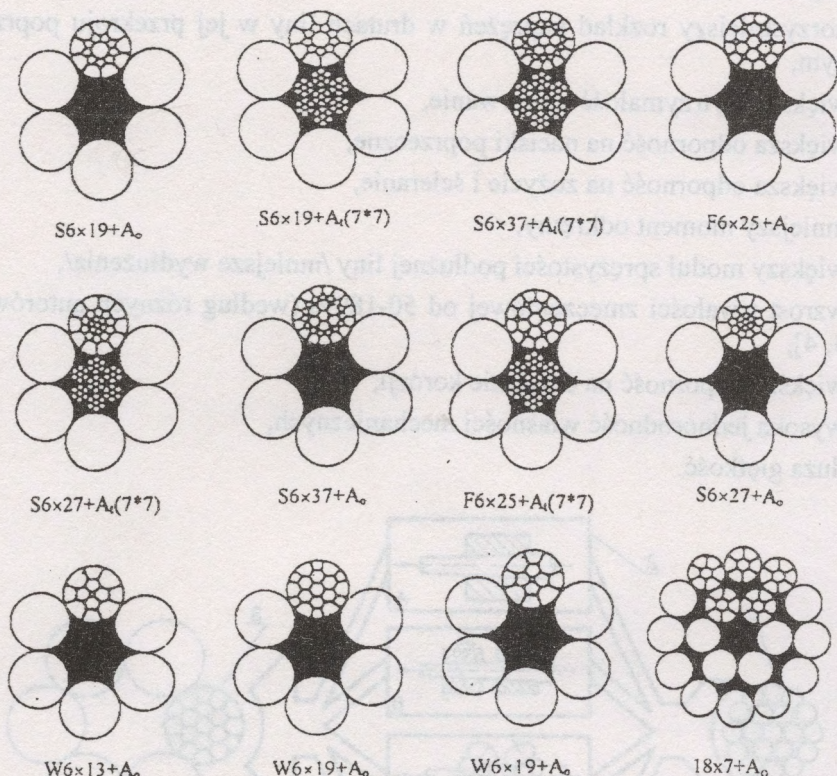


Rys.5. Stosowane metody produkcji splotek promieniowo zgniatanych (typu dyform):
a) ciągadła stałe, b) ciągadło obrotowe, c) wałki hiperboliczne, d) ciągadła wałeczkowe;

1 – splotka wyjściowa, 2 – rodzaj ciągadła, 3 – splotka dyform

Wymienione wyżej zalety lin o powierzchniowym styku drutów, a szczególnie duża ich trwałość potwierdzone dotychczasową ich eksploatacją przyczyniły się do coraz szerszego stosowania tych lin w różnych urządzeniach transportu linowego za granicą, w tym również w podziemnych kolejkach szynowo-linowych. Konstrukcje tych lin są różne w zależności od możliwości produkcji przez daną firmę. Przykładowo na rysunku 6 przedstawiono przekroje lin typu dyform produkcji czeskiej Fabryki Lin i Drutu ŽDB w Bohuminie.

Przeprowadzona analiza porównawcza lin dyform produkcji czeskiej z konstrukcjami lin aktualnie stosowanymi w kraju wykazała wiele ich zalet oraz możliwości zastosowania ich w podziemnych kolejach szynowo-linowych, spągowych czy podwieszanych [2].



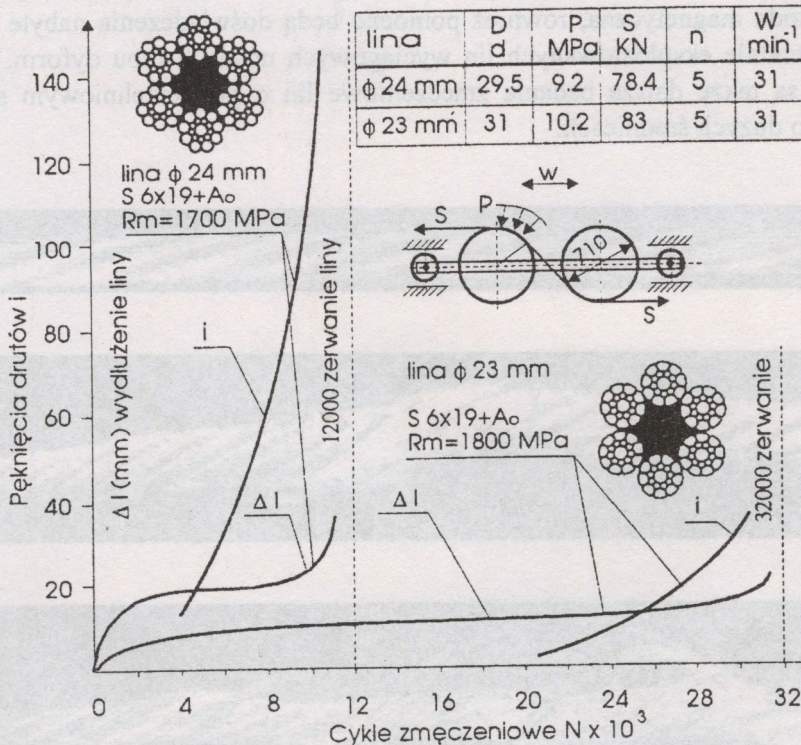
Rys.6. Przekroje poprzeczne konstrukcji lin typu dyform produkcji ŻDB Bohumin dopuszczone do stosowania w urządzeniach transportu pomocniczego w górnictwie polskim

Jak już wspomniano we wstępie, badania zmęczeniowe na zginanie lin o powierzchniowym styku drutów produkcji krajowej prowadzono między innymi w latach 1969-1973 w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej [1]. Przebadano następujące konstrukcje lin o powierzchniowym styku drutów dyform i odpowiadających im lin standardowych o liniowym styku drutów:

- lina ϕ 14 mm S6x19+A₀ i odpowiednia ϕ 13 mm S6x19+A₀ typu dyform,
- lina ϕ 18 mm S6x19+A₀ i odpowiednia ϕ 17 mm S6x19+A₀ typu dyform,
- lina ϕ 18 mm S7x19 i odpowiednia ϕ 17 mm S7x19 typu dyform,
- lina ϕ 24 mm, S6x19+A₀ i odpowiednia ϕ 23 mm S6x19+A₀ typu dyform.

Badania zmęczeniowe były przeprowadzone w maszynie zmęczeniowej typu P3, w której liny są poddawane dwukierunkowemu zginaniu. Schemat przeginalnia przedstawiono na rysunku 7. Liczba cykli zmęczeniowych wózka wynosiła 31 na minutę. Podczas badań wyłączony był mechanizm pulsacji siły w linie i mechanizm obracania liny. Z każdej konstrukcji liny badano po trzy próbki lin. Współczynnik bezpieczeństwa na zerwanie lin podczas badań wynosił $n = 5$, a stosunek średnic kół zginających D do średnic lin d wynosił około 30. Długość odcinka lin w maszynie wynosiła 3,4 m a odcinka przeginanego 1,3 m.

Przykładowo na rysunku 7 przedstawiono wyniki badań zmęczeniowych (wartości średnie z 3 prób) lin $\phi 23$ i 24 mm. Na rysunku widoczna jest nie tylko wyraźna różnica zarówno w przebiegu narastania pęknięć drutów i wydłużenia odcinka liny, ale także w ilości pęknięć drutów, przy których liny uległy zniszczeniu.



Rys.7. Wyniki badań zmęczeniowych (wartości średnie) na dwukierunkowe przeginalnie lin stalowych o liniowym styku drutów 24 mm S6x19+A₀ oraz o powierzchniowym styku drutów dyform 23 mm S6x19+A₀. Obie konstrukcje lin odprężone metodą Tru-Lay. Lina o powierzchniowym styku drutów odprężona jest dodatkowo przez zastosowanie plastycznego odkształcenia spletek [1]

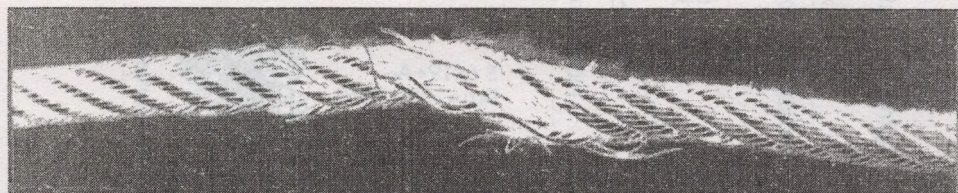
Badane liny $\phi 23$ mm typu dyform wytrzymały o 166% więcej cykli zmęczenia w porównaniu z linami $\phi 24$ mm S6x19+A₅. Liny o liniowym styku drutów uległy uszkodzeniom po 12000 cykli zmęczenia przy około 140 widocznych pęknięciach drutów na przeginanym odcinku, a liny typu dyform uległy zniszczeniu po 32000 cykli zmęczenia przy około 30 pęknięciach drutów na takiej samej długości przeginanego odcinka. Z oględzin odcinków lin po badaniach zmęczenia wynikało, że w przypadku lin o liniowym styku drutów pęknięcia były rozłożone prawie że na całym przeginanym odcinku, natomiast w przypadku lin o powierzchniowym styku drutów widoczne pęknięcia drutów były rozłożone na znacznie krótszym odcinku przy pęknięciach drutów również wewnątrz liny (rys. 8).

Z badań wynika, że dla lin o powierzchniowym styku drutów należy opracować oddzielne warunki oceny stanu technicznego w porównaniu z kryteriami stosowanymi dla lin standardowych. Bardzo pomocna do oceny stanu tych lin jest metoda magnetyczna, również pomocne będą doświadczenia nabyte podczas aktualnie eksploatowanych lin wyciągowych nośnych typu dyform. Niezbędne są także dalsze badania zmęczeniowe lin o powierzchniowym styku drutów o dużych średnicach.

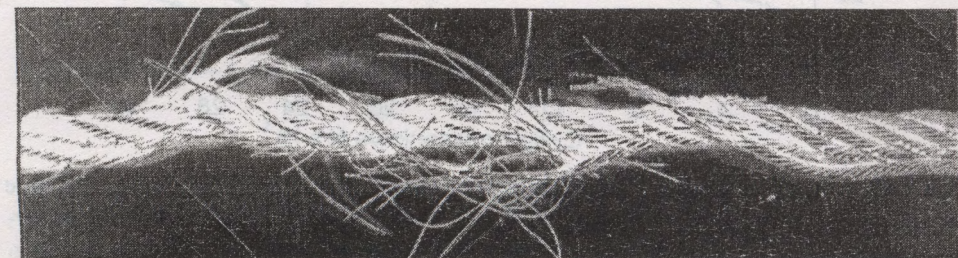
a)



b)



c)



Rys.9. Widoki [1]: a) liny dyform $\phi 17$ mm S6x19+A₁ (1x19) nowej produkcji polskiej, b) odcinka a po badaniach zmęczeniowych, c) odcinka liny standardowej $\phi 18$ mm S6x19+A₁ (1x19) po badaniach zmęczeniowych

5. Liny dyform w polskich górniczych kolejkach szynowo-linowych

Uwzględniając krótką trwałość dotychczas stosowanych lin stalowych konstrukcji klasycznych w podziemnych kolejkach górniczych, w 1995 roku Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, firma PUH BUDEKO s.c. z Wodzisławia oraz kopalnia „Kleofas” podjęła prace związane z dopuszczeniem do stosowania w podziemnych urządzeniach transportu kopalnianego lin typu dyform [2, 7, 13].

Z uwagi na fakt, że najbliżej naszego kraju liny typu dyform produkowano w czeskiej fabryce Železarny a dratovny ŽDB w Bohuminie (Fabryka Lin i Drutu ŽDB) obszernie przeanalizowano własności mechaniczne tych lin i porównano je z polskimi konstrukcjami lin stosowanych w górnictwie polskim [2]. Efektem tych prac było opracowanie dokumentacji dopuszczeniowej lin dyform produkcji ŽDB Bohumin [8]. Liny typu dyform produkcji czeskiej jako jedyne liny tego typu do tej pory uzyskały w 1995 roku dopuszczenie Wyższego Urzędu Górniczego w Katowicach [7]. Firma BUDEKO s.c. jako przedstawiciel Fabryki Lin i Drutu ŽDB Bohumin w Polsce opracowała ulotkę reklamową tych lin [13]. Jednak z uwagi na większe koszty tych lin nie znalazły one wtedy zastosowania w górnictwie polskim. Przekroje poprzeczne lin typu dyform produkcji czeskiej dopuszczonych do stosowania w górnictwie polskim przedstawiono na rysunku 6. Liny te jednak zaczęto stosować próbnie w górnictwie polskim od 2000 roku, między innymi w kolejce spagowej eksploatowanej w kopalni „Wujek”.

W kopalni „Wujek” eksploatowanych jest osiem kolejek spagowych szynowo-linowych. W kolejce nr 8 typu KS 650/100 z napędem HNK-3 firmy BECKER-PIOMA zastosowano linę stalową typu dyform ϕ 27 mm, konstrukcji S6x37+A₀ produkcji firmy ŽDB Bohumin. Parametry techniczne liny były następujące: nominalna siła zrywająca linę $P_0 = 541,4$ kN i sumaryczna drutów $P_w = 595,34$ kN, wytrzymałość drutów $R_m = 1770$ N/mm², masa metra bieżącego 4,8 kg/m, przekrój nośny $F = 309,2$ mm², szczegółowa konstrukcja 6(1x1,55+6x1,5+15x1,06+15x1,45)+A₀, rdzeń liny propylenowy. Długość kolejki wynosiła 2070 m, maksymalny kąt nachylenia trasy – 12° i 4 zakręty. Lina ciągnąca składała się z trzech odcinków o łącznej długości około 4200 m. Zestaw jezdny miał ładowność $Q_u = 13744$ kg przy transporcie maszyn i urządzeń oraz $Q_l = 8500$ kg przy transporcie ludzi.

Lina składająca się z trzech odcinków została założona 22.02.2001 r., a zdjęta 22.02.2002 r. a więc po 12 miesiącach intensywnej pracy. Trwałość liny można uznać za bardzo dobrą. Przyczyną odłożenia liny były pojedyncze i grupowe pęknięcia drutów warstwy zewnętrznej, starcia i korozja. Lina dyform

została zakupiona wraz z kolejką. Następną linią w omówionej kolejce była już liną WS6x37+A₁ produkcji polskiej (takie same liny eksploatowane są w pozostałych kolejkach spagowych). Nowej liny typu dyform nie zastosowano głównie z powodu kosztów. Liny dyform są około 15% droższe od lin produkcji krajowej.

6. Podsumowanie

Przedstawione wyniki analizy trwałości lin stalowych konstrukcji polskiej dotychczas stosowanych w górniczych kolejkach spagowych świadczą o celowości poszukiwań i zastosowania nowych konstrukcji lin o większej trwałości. Do lin tych można zaliczyć szeroko stosowane za granicą liny typu dyform o powierzchniowym styku drutów [3, 6, 14]. Liny te szczególnie szeroko stosowane są w urządzeniach transportu linowego w których występuje duże starcie drutów i wielokrotne przeginięcie.

Pozytywne doświadczenia z linią typu dyform zastosowaną w kolejce spagowej w kopalni „Wujek” mogą być podstawą do szerszego stosowania tych lin w górnictwie polskim. Jak do tej pory dopuszczone do stosowania przez WUG w górnictwie polskim są liny dyform produkcji czeskiej ŽDB Bohumin.

Literatura

1. A.Carbogno: Badania zmęczeniowe lin stalowych. Sprawozdania z lat 1969-1973. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej w Gliwicach.
2. A.Carbogno z zespołem: Analiza i badania podziemnych kolei spagowych z napędem linowym dla poprawy ich funkcjonalności w aspekcie obniżenia kosztów eksploatacyjnych dla warunków KWK „Kleofas”. Firma „Budeko” s.c. Wodzisław, kwiecień 1995.
3. A.Carbogno, P.Głuch, J.Kluka, Z.Puchaciewicz: Liny ciągnące o wysokiej trwałości dla kopalnianych kolei spagowych. IV Konferencja Naukowo-Techniczna: „Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych”. Gliwice-Ustroń 1995.
4. A.Carbogno, T.Wieczorek: Liny wyciągowe o powierzchniowym styku drutów. Konferencja „Jakość, niezawodność oraz bezpieczeństwo lin i urządzeń transportu linowego”. Zeszyty Naukowo-Techniczne KTL Nr 3, AGH Kraków 1995.
5. A.Carbogno, S.Mateja: Liny stalowe stosowane w podziemnych kolejkach spagowych i podwieszanych w górnictwie polskim. Zbornik prednášok. IX

- Medzinárodná konferencia. Výskum, výroba a použitie ocelových lan. Fakulta BERG, TU Kosicie. Podbanske Vysoke Tatry, 17-20 september 1996.
6. A.Carbogno, S.Mateja, T.Wieczorek: Nošné liny wyciągowe o powierzchniowym styku drutów. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 6(300), 1995.
 7. Decyzja o dopuszczeniu do stosowania w urządzeniach transportu linowego zainstalowanego w wyrobiskach poziomych oraz o nachyleniu do 45° lin stalowych o powierzchniowym styku drutów produkcji ŽDB Bohumin (Czechy). Prezes wyższego Urzędu Górniczego L.dz. GEM-2215/4004/ /9/95/Zt. Katowice 22.09.1995.
 8. Dokumentacja dopuszczeniowa lin o powierzchniowym styku drutów (formowanych) przeznaczonych do stosowania w urządzeniach transportu linowego z przewozem ludzi w wyrobiskach poziomych i o nachyleniu do 45° w podziemnych zakładach górniczych. ŽDB Bohumin (Czechy), maj 1995.
 9. S.Konieczny, M.Wójcik: Trwałość lin w kolejkach spagowych eksploatowanych w kopalniach Rybnickiej Spółki Węglowej. Materiały VIII Sympozjum Naukowo-Technicznego nt. „Kolejki linowe – eksploatacja, przepisy, wymagania techniczne”. KTL-AGH, F.L i D Drumet S.A., CBiDGP, Kraków – Włocławek 1996.
 10. S.Mateja: Żywotność lin stalowych eksploatowanych w górniczych kolejkach podziemnych wyprodukowanych przez F.L i D Drumet S.A. Włocławek. BIKT-SAG, Nr SAG 4/1/95, Katowice, styczeń 1995.
 11. S.Mateja: Konstrukcje lin stosowane w wyrobiskach górniczych w urządzeniach transportu poziomego i o nachyleniu do 45°. Problemy transportu kolejkami podwieszonymi w podziemnych zakładach górniczych. Materiały szkoleniowe. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego w Łędnach. Szczyrk, październik 2001.
 12. S.Mateja, Z.Fundalewicz, J.Pyłacz: Ekspertyzy dotyczące lin typu dyform stosowanych w kolejkach spagowych. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego. Mysłowice-Brzezinka 2002.
 13. Ulotka reklamowa lin do kolei spagowych. Liny stalowe z powierzchniowym stykiem drutów w splotkach fabryki ŽDB Bohumin . Firma BUDEKO s.c. Wodzisław 06.11.1995.
 14. K.Werner, K.Spitzer: Untertägige, seilbetriebene Streckenförderbahnen mit litzerverdichteten Stahlseilen im deutschen Steinkohlenbergbau. Glückauf – Forschungshefte 61 (2000) Nr 2.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Jerzy Antoniak

- 14 K. Werner, R. Spitzner, Untersuchungen zur mechanischen Beanspruchung von Gleitlagern in Schienenfahrzeugen, *Forschungszentrum für Schienenfahrzeuge* (2000) Nr. 2.
13. BUDERKO A. W. Wschodowa 08.11.1995.
12. Chybański Andrzej, Wschodowa 08.11.1995.
11. S. Miatke, Z. Fundulewicz, J. Pyliński, Ekspertyzy dotyczące linii dyfuzyjnych w kolejkach spadowych, Centrum Badań i Doskonałości Górnictwa Podziemnego, Międzywiesie-Buzimierz 2002.
10. S. Miatke, Z. Fundulewicz, J. Pyliński, Ekspertyzy dotyczące linii dyfuzyjnych w kolejkach spadowych, Centrum Badań i Doskonałości Górnictwa Podziemnego, Międzywiesie-Buzimierz 2002.
9. S. Kozłowski, M. Wójcik, Tworzenie linii w kolejkach spadowych, Materiały VII Sympozjum w Kolejkach Rybnickiej Spółki Węglowej, Materiały VII Sympozjum Naukowo-Technicznego nt. „Kolejki linowe – eksploatacja, projekt, wyznaczenie techniczne”, KTL-AGH, P.L. i D. Dąmalt S.A., CRIDOP, Kraków – Wschodowa 1996.
8. S. Kozłowski, M. Wójcik, Tworzenie linii w kolejkach spadowych, Materiały VII Sympozjum w Kolejkach Rybnickiej Spółki Węglowej, Materiały VII Sympozjum Naukowo-Technicznego nt. „Kolejki linowe – eksploatacja, projekt, wyznaczenie techniczne”, KTL-AGH, P.L. i D. Dąmalt S.A., CRIDOP, Kraków – Wschodowa 1996.
7. Decyzja o dopuszczeniu do stosowania w urządzeniach transportu linowego zainstalowanego w wyrobiskach poziomych oraz o nachyleniu do 45° lin stalowych o powierzchniowym styku drutów produkcyjnych ZDB Bohumín (Czechy), Prezes wyższego Urzędu Górniczego, L. dz. GEM-221/24094/1995/221, Katowice 22.09.1997.
6. A. Czubogaj, S. Miatke, J. Wiscoz, Nowe linowe wykończenia o powierzchniowym styku drutów, *Mechanika i Automatyka Górnicza* nr 6(300), 1997.
5. Miatke S., Fundulewicz Z., Pyliński J., Ekspertyzy dotyczące linii dyfuzyjnych w kolejkach spadowych, Centrum Badań i Doskonałości Górnictwa Podziemnego, Międzywiesie-Buzimierz 2002.

Mechanika i Automatyka Górnicza, Wyższy Urząd Górniczy, Katowice, 17-20 września 1996.

BEZPIECZEŃSTWO TRANSPORTU LINOWEGO W NOWYM PRAWIE POLSKIM I UNII EUROPEJSKIEJ – PROPOZYCJA OPRACOWANIA „DYREKTYWY WYCIĄGOWEJ”

Józef HANSEL

Streszczenie: W Akademii Górniczo-Hutniczej w dniach 11 i 12 czerwca 2002 roku odbyła się V Międzynarodowa Konferencja pt. „Bezpieczeństwo transportu linowego w nowym prawie polskim i Unii Europejskiej”. Było to już 17 spotkanie naukowo-techniczne z cyklu „Jakość, niezawodność oraz bezpieczeństwo lin i urządzeń transportu linowego” (dotychczas odbyło się 12 sympozjów i 5 konferencji poświęconych tej tematyce). Górnicze wyciągi szybowe i inne urządzenia transportu linowego np. kolejki linowe spagowe i podwieszane, dźwignice różnych typów oraz koleje linowe i wyciągi narciarskie, dźwigi osobowe i osobowo-towarowe podlegają państwowemu nadzorowi bezpieczeństwa. Nadzór ten jest regulowany w aktach prawnych i normach technicznych. Głównym celem konferencji było podsumowanie stanu wiedzy oraz określenie kierunków dalszych prac z zakresu teorii i praktyki bezpieczeństwa transportu linowego w związku z kończącym się procesem dostosowywania prawa polskiego obowiązującego w technice do prawa Unii Europejskiej.

1. Wprowadzenie

Proces dostosowywania i wdrażania prawa polskiego do wymagań UE w dziedzinie bezpieczeństwa obiektów technicznych (który ma się zakończyć do końca 2002 r.) polega na przyjęciu dyrektyw, w tym dyrektyw nowego podejścia oraz harmonizacji polskich ustaw, norm, systemów certyfikacji (systemów jakości wyrobów i usług, kompetencji personelu itd.) z tymi dyrektywami.

Nie było więc dziełem przypadku to, że współorganizatorami konferencji, oprócz Katedry Transportu Linowego AGH był Departament Energomechaniczny Wyższego Urzędu Górniczego w Katowicach oraz Transportowy Dozór Techniczny w Warszawie.

W konferencji uczestniczyło około 150 specjalistów z Polski oraz Belgii, Czech, Niemiec, Słowacji, Szwajcarii i Szwecji – rysunek 1.

W czasie obrad zostało wygłoszonych 38 referatów na 6 sesjach:

Prof.dr hab.inż. Józef Hansel
Akademia Górniczo-Hutnicza
Katedra Transportu Linowego
Al. Mickiewicza 30
30-059 Kraków
tel.: (0...12) 6343537
fax: (0...12) 6360144

- Nowe regulacje prawne i normy techniczne z zakresu bezpieczeństwa lin i urządzeń transportu linowego.
- Metody ilościowej oceny bezpieczeństwa.
- Problemy budowy systemów zarządzania bezpieczeństwem określonych urządzeń transportu linowego.
- Wybrane wyniki prac naukowych.
- Nowe rozwiązania techniczne zwiększające bezpieczeństwo transportu linowego.
- Diagnostyka urządzeń transportu linowego i ich elementów.



Rys.1. Ogólny widok sali obrad. Na pierwszym planie od lewej Prorektor AGH ds. Kształcenia prof. Bronisław Barchański i Prorektor AGH ds. Nauki prof. Janusz Kowal

Referaty zostały opublikowane w 5 Zeszytach Naukowo-Technicznych AGH-KTL (ISSN 1640-4351), na około 600 stronach. Omówienie treści wszystkich 38 referatów, w tym krótkim opracowaniu jest więc niemożliwe. Poniżej ograniczono się do przedstawienia kolejnych argumentów uzasadniających celowość opracowania tzw. „dyrektywy wyciągowej” na wzór dyrektyw nowego podejścia UE, która to propozycja była przedmiotem kilku wygłoszonych referatów i dyskusji na ww. konferencji [1÷4].

2. Wspólnotowe regulacje prawne związane z bezpieczeństwem techniki

2.1. Dyrektywy nowego podejścia

Dyrektywy są najczęściej stosowanymi aktami prawnymi Unii Europejskiej. Rezolucja Rady Unii Europejskiej z dnia 7 maja 1985 r. wprowadziła nowe podejście do harmonizacji i normalizacji technicznej, zezwalające na wydawanie dyrektyw z zakresu bezpieczeństwa wyrobów technicznych oraz ochrony pracy, zdrowia i środowiska na podstawie głosowania większościowego, co miało przyspieszyć proces unifikacji. Tak wprowadzane dyrektywy noszą nazwę dyrektyw nowego podejścia.

Nowe podejście polega na przyjęciu kilku założeń służących harmonizacji regulacji technicznych w państwach członkowskich Unii Europejskiej:

- harmonizacji podlegają wyłącznie podstawowe wymagania związane z bezpieczeństwem, zdrowiem i ochroną środowiska,
- zobowiązuje się kraje członkowskie do wprowadzenia obowiązkowych przepisów technicznych spójnych z przepisami Wspólnot w celu zagwarantowania zdrowia i bezpieczeństwa obywateli, zapewniających swobodny przepływ towarów,
- tworzenie szczegółowych specyfikacji technicznych do dobrowolnego stosowania powierza się kompetentnym, prywatnym organizacjom normalizacyjnym.

Tworząc europejskie regulacje prawne (dyrektywy) oraz normy europejskie zakłada się, że użytkownik obiektu technicznego może zachowywać się lekkomyślnie. Ogranicza się jednak wpływ tego czynnika, nie uwzględniając możliwości wystąpienia dwóch jednoczesnych lekkomyślnych czynności oraz naruszenia instrukcji obsługi określonego obiektu.

Nowe podejście do harmonizacji i normalizacji technicznej uzupełnia globalne podejście do oceny zgodności (rezolucja Rady Unii Europejskiej z dnia 21 grudnia 1989 r.), według którego:

- wyroby dla udokumentowania ich zgodności z określoną dyrektywą mają być opatrzone znakiem CE (fr.: Conforme Europeenne),
- produkt spełniający postawione wymagania, co znajduje potwierdzenia w oznaczeniu znakiem CE, ma prawo być wprowadzany do obrotu we wszystkich państwach UE.

Proces uzyskania znaku CE ma budowę modułarną. Producent albo we własnym zakresie wydaje oświadczenie o zgodności i nanosi znak CE, albo zgodność wyrobu z wymaganiami poświadczona jest przez uznaną jednostkę

certyfikującą na bazie przedłożonych zaświadczeń z badań, następnie znak ten nanoszony jest przez producenta. W ramach wybranej metody musi on udokumentować, że jego wyrób spełnia podstawowe wymagania. Wyróżnia się następujące sposoby postępowania, tzw. moduły:

- moduł A – wewnętrzna kontrola produkcji pozwalająca na wystawienie oświadczenia producenta,
- moduł B – badanie wzoru konstrukcyjnego przez jednostkę notyfikowaną w fazie projektowania i wystawienie przez nią zaświadczenia dla wzoru konstrukcyjnego; moduł B musi być odpowiednio skonfigurowany z modułami dotyczącymi fazy produkcji,
- moduły C, D, E, F – powinny być konfigurowane z modułem B i przewidują albo kontrolę produkcji, albo systemu jakości w fazie produkcji,
- moduł G – certyfikacja wyrobów w fazie produkcji przez notyfikowaną jednostkę certyfikującą,
- moduł H – certyfikacja wyrobów w fazie projektowania, wymaga kompleksowego systemu jakości zarówno w fazie projektowania, jak i produkcji.

Nie wszystkie moduły mają zastosowanie w każdej z dyrektyw. Niektóre dyrektywy wymieniają przewidziane moduły, inne nie mówią o modułach, lecz o metodach oceny zgodności. Postanowienia szczegółowe zawarte są w załącznikach każdej z dyrektyw.

Od 1985 roku zostało uchwalonych ponad dwadzieścia dyrektyw nowego podejścia (tabela 1). Regulują one około 20% wzajemnego handlu (maszyny, dźwigi, sprzęt telekomunikacyjny i elektryczny, zabawki, urządzenia gazowe, wyroby budowlane i inne).

Dyrektywy nowego podejścia obowiązujące w krajach Unii Europejskiej

Tabela 1

Lp.	Numer dyrektywy	Zakres tematyczny dyrektywy nowego podejścia
1	2	3
01	73/23/EWG (93/68/EWG)*	Urządzenia elektryczne niskonapięciowe – LVD (Low voltage equipment)
02	87/404/EWG (90/488/EWG, 93/68/EWG)	Proste zbiorniki ciśnieniowe (Simple pressure vessels)
03	88/378/EWG (93/68/EWG)	Bezpieczeństwo zabawek - TOYS (Safety of toys)
04	89/106/EWG (93/68/EWG)	Wyroby budowlane CPD (Construction products)

1	2	3
05	89/336/EWG (92/31/EWG, 93/68/EWG, 98/13/WE)	Kompatybilność elektromagnetyczna - EMC (Electromagnetic compatibility)
06	98/37/WE	Bezpieczeństwo maszyn - MD, zastąpiła dyrektywę 89/392/EWG, z późniejszymi zmianami (Safety of machinery)
07	89/686/EWG (93/68/EWG, 93/95/EWG, 96/58/EWG)	Sprzęt ochrony indywidualnej - PPE (Personal protective equipment)
08	90/384/EWG (93/68/EWG)	Nieautomatyczne urządzenia wagowe - NAVI (Non-automatic weighing instruments)
09	90/385/EWG (93/42/EWG, 93/68/EWG)	Aktywne urządzenia medyczne do implantacji - AIMD (Medical devices: Active implantable)
10	90/396/EWG (93/68/EWG)	Urządzenia spalające paliwa gazowe (Appliances burning gaseous fuels)
11	98/13/WE	Telekomunikacyjne urządzenia terminalowe i wyposażenie satelitarnych stacji naziemnych - TTE/SES, zastąpiła dyrektywy: 91/263/EWG oraz 93/97/EWG (Telecommunications terminal and satellite earth station equipment)
12	92/42/EWG (93/68/EWG)	Zbiorniki na wodę ciepłą zasilane paliwami ciekłymi lub gazowymi (Efficiency of liquid or gaseous fuelled hot water boilers)
13	93/15/EWG	Materiały wybuchowe do użytku cywilnego (Explosives for civil uses)
14	93/42/EWG	Urządzenia medyczne - MED (Medical devices: General)
15	94/9/WE	Sprzęt i systemy zabezpieczające przeznaczone do użytku w atmosferach potencjalnego wybuchu – ATEX (Equipment and protective systems in potentially explosive atmospheres)
16	94/25/WE	Łodzie rekreacyjne (Recreational craft)
17	94/62/WE	Opakowania i odpady opakowań (Packaging and packaging waste)
18	95/16/WE	Urządzenia dźwigowe (Lifts)
19	96/57/WE	Sprawność energetyczna chłodziarek i zamrażarek (Energy efficiency: household refrigerators and freezers)
20	97/23/WE	Urządzenia ciśnieniowe (Pressure equipment)
21	98/79/WE	Sprzęt medyczny do diagnostyki in vitro (Medical devices: In vitro diagnostic)
22	99/5/WE	Telekomunikacyjne i radiowe urządzenia terminalowe (Radio and telecommunications terminal equipment)
23	00/9/WE	Koleje linowe i wyciągi narciarskie do przewozu osób (Cableway installations designed to carry persons)

*) w nawiasach podano numery dyrektyw wprowadzających zmiany (uzupełnienia) do danej dyrektywy

2.2. Dyrektywa nr 98/37/WE i normy zharmonizowane dotyczące bezpieczeństwa maszyn

W Unii Europejskiej obowiązuje Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady nr 98/37/WE z dnia 22 czerwca 1998 r. w sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących maszyn (Directive 98/37/EC of the European Parliament and of the Council of 22 June 1998 on the approximation of the laws of the Member States relating to machinery), tzw. dyrektywa maszynowa (Machinery Directive).

Dyrektywa ta zastąpiła dyrektywę z dnia 14 czerwca 1989 r. nr 89/392/EEG oraz trzy inne akty prawne wprowadzające zmiany do ww. dyrektywy:

- dyrektywę nr 91/368/EEG z dnia 20 marca 1991 r.,
- dyrektywę nr 93/44/EEG z dnia 14 czerwca 1993 r.,
- dyrektywę nr 93/68/EEG z dnia 22 lipca 1993 r.

Zakres wyrobów objętych dyrektywą maszynową jest bardzo szeroki. Ma ona zastosowanie do wszelkich urządzeń mechanicznych, w skrócie określanych jako maszyny. Artykuł 1 pkt. 2 dyrektywy definiuje maszyny, które podlegają jej przepisom, a jednocześnie wylicza kilkanaście rodzajów urządzeń, które są wyłączone z zakresu jej obowiązywania (art. 1 pkt. 3). Wśród „wyłączonych” urządzeń znajdują się, między innymi:

- górnicze wyciągi szybowe,
- dźwigi osobowe i osobowo-towarowe,
- koleje linowe i wyciągi narciarskie.

Jednak oczywiście znaczna liczba elementów systemów maszynowych transportu linowego (urządzeń mechanicznych nie będących wykluczonymi urządzeniami transportu linowego) podlega dyrektywie maszynowej, np. urządzenia załadunkowe lub wyładunkowe, urządzenia bezpieczeństwa, napędy itd., wprowadzane na rynek oddzielnie.

Jak wynika z tabeli 1 wymagania dotyczące bezpieczeństwa dźwigów osobowych i osobowo-towarowych są określone w dyrektywie 95/16/WE Urządzenia dźwigowe (Lifts) zaś bezpieczeństwo kolei linowych przeznaczonych do przewozu pasażerów w dyrektywie 2000/9/WE.

Według wiarygodnych informacji Unia Europejska kilka lat temu zrezygnowała z ustanawiania „dyrektywy wyciągowej” [1, 4].

2.3. Normy zharmonizowane z dyrektywami nowego podejścia

Normy europejskie są opracowywane w trzech oficjalnych wersjach językowych (angielskiej, francuskiej i niemieckiej) przez prywatne organizacje normalizacyjne, między innymi:

- Europejski Komitet Normalizacyjny (fr.: Comité Européen de Normalisation CEN),
- Europejski Komitet Normalizacyjny do spraw Elektrotechniki (fr.: Comité Européen de Normalisation Electrotechnique CENELEC),
- Europejski Instytut Normalizacyjny do spraw Telekomunikacji (ang.: European Telecommunication Standard Institute ETSI).

Normy europejskie, do których należą normy europejskie EN (fr.: Norme Européenne) opracowywane przez CEN i CENELEC oraz normy europejskie ETS (European standard developed by ETSI) z zakresu telekomunikacji, opracowywane przez ETSI, są normami do dobrowolnego stosowania.

Efektom pracy europejskich organizacji normalizacyjnych jest około 15000 dokumentów, w tym około 8000 norm (około 7000 EN i około 1000 ETS). W ostatnich latach rocznie przybywa około 1000 norm europejskich.

Członkami CEN i CENELEC są krajowe jednostki normalizacyjne wszystkich państw Unii Europejskiej oraz trzech krajów EFTA (Islandii, Norwegii, Szwajcarii) i Czech. Jednym z warunków członkostwa w CEN i CENELEC jest włączenie do narodowego systemu normalizacyjnego 80% norm europejskich.

Członkowie CEN i CENELEC są zobowiązani do nadania normie europejskiej statusu normy krajowej bez wprowadzania jakichkolwiek zmian merytorycznych podczas ewentualnego tłumaczenia oraz wycofania wszystkich sprzecznych norm krajowych.

Normy europejskie zharmonizowane z dyrektywami zawierają szczegółowe wymagania techniczne dotyczące wyrobów określonych w odpowiednich dyrektywach. Normy zharmonizowane są opracowywane i ustanawiane na zlecenie Komisji Europejskiej, na podstawie tzw. mandatu udzielonego przez Komisję. Mimo, że zharmonizowane normy europejskie mają ścisły związek z dyrektywami będącymi obowiązującym prawem, normy zharmonizowane pozostają dokumentami do dobrowolnego stosowania.

Oznaczenia norm zharmonizowanych są publikowane w Dzienniku Urzędowym Wspólnot Europejskich.

Jeśli produkt wytwarzany jest zgodnie z normami europejskimi zharmonizowanymi z określoną dyrektywą nowego podejścia przyjmuje się, że produkt ten spełnia podstawowe wymagania dyrektywy.

CEN i CENELEC ściśle współpracują z międzynarodowymi organizacjami:

- Międzynarodową Organizacją Normalizacyjną (ang.: International Organization for Standardization ISO),

- Międzynarodową Komisją Elektrotechniczną (ang.: International Electrotechnical Commission IEC).

3. Stan dostosowywania polskiego prawa do dyrektyw UE

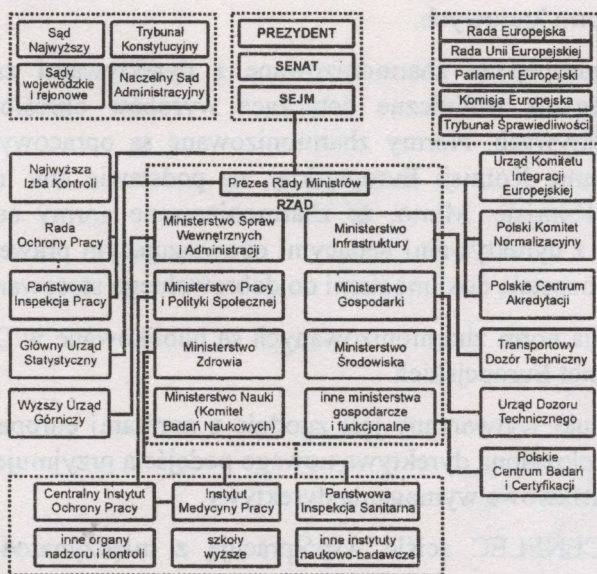
3.1. Państwowy nadzór bezpieczeństwa techniki

W Polsce odpowiedzialność za stan bezpieczeństwa określonych obiektów technicznych spoczywa głównie na Ministerstwie Gospodarki, Ministerstwie Infrastruktury, Ministerstwie Polityki Socjalnej i Administracji itd. W ocenie autorów nie jest to sytuacja prawidłowa.

Nadzór nad bezpieczeństwem urządzeń transportu linowego, do których zalicza się górnicze wyciągi szybowe, sprawują między innymi:

- Państwowa Inspekcja Pracy,
- Urząd Dozoru Technicznego,
- Wyższy Urząd Górniczy,
- Transportowy Dozór Techniczny.

Na rysunku 2 przedstawiono schemat zależności między naczelnymi i centralnymi organami władzy, administracji i nadzoru państwowego oraz innymi podmiotami działającymi w ramach polskiego systemu zapewnienia bezpieczeństwa obywateli.



Rys.2. Schemat zależności między naczelnymi i centralnymi organami władzy, administracji i nadzoru państwowego oraz innymi podmiotami działającymi w ramach polskiego systemu zapewnienia bezpieczeństwa techniki

Każda z wymienionych instytucji ma obowiązki, zadania i uprawnienia w realizacji określonych ustawowo lub w rozporządzeniach (i opublikowanych w Dziennikach Ustaw Rzeczypospolitej Polskiej) celów związanych z nadzorem bezpieczeństwa. Należy do nich przede wszystkim nadzór nad przestrzeganiem przepisów prawnych (ustaw) i innych aktów normatywnych, tj. przepisów bezpieczeństwa, wymagań technicznych budowy i eksploatacji itd., ogłaszanych często w formie rozporządzeń i zarządzeń odpowiednich Ministrów i Prezesów centralnych organów administracji państwowej. Ponadto organy te sprawują nadzór nad przestrzeganiem norm, które zostały wprowadzone do obligatoryjnego stosowania przez odpowiednie Ministerstwa.

W ostatnim czasie zostały znowelizowane lub weszły w życie nowe ustawy, których celem jest dostosowanie prawa do wymagań unijnych, w tym Prawo geologiczne i górnicze, Ustawa o dozorze technicznym i co najmniej kilkadziesiąt innych ustaw i rozporządzeń. Niektóre z nich zostaną omówione w kolejnych punktach tego opracowania.

3.2. Sposób dostosowywania prawa polskiego do standardów UE

Wdrażanie prawa europejskiego w dziedzinie bezpieczeństwa techniki polega na wprowadzeniu do polskiego systemu prawnego dyrektyw UE, w tym dyrektyw nowego podejścia oraz dostosowywaniu (opracowaniu nowych lub/i nowelizacji) ustaw i rozporządzeń oraz norm do obowiązujących w Unii Europejskiej. Dostosowanie to powinno nastąpić przed końcem 2002 roku.

Dyrektywy określają cele, jakie mają być osiągnięte przez państwa, do których są skierowane oraz nieprzekraczalny termin wprowadzenia ich w życie. Sposób osiągnięcia zamierzonego skutku prawnego, czyli sposób wprowadzenia dyrektyw do systemu prawnego danego państwa, jest jego wewnętrzną sprawą.

3.3. Ustawa z dnia 28 kwietnia 2000 roku o systemie oceny zgodności, akredytacji oraz zmianie niektórych ustaw (Dz.U. Nr 43, poz. 489 z 2000 r.)

Podstawą prawną wprowadzania do polskiego systemu prawnego dyrektyw nowego podejścia stanowi art. 6. omawianej ustawy.

Art. 6.1. Ocenie zgodności z wymaganiami zasadniczymi podlegają wprowadzane do obrotu wyroby, które mogą stwarzać zagrożenie albo służyć ochronie lub ratowaniu życia, zdrowia, mienia lub środowiska, objęte odrębnymi ustawami lub przepisami wydanymi na podstawie ust. 2 i 3.

Art. 6.2. Rada Ministrów określi, w drodze rozporządzeń, wymagania zasadnicze dla wyrobów podlegających ocenie zgodności, warunki i tryb dokonywania oceny zgodności oraz sposób znakowania tych wyrobów, o ile nie zostały one określone w odrębnych przepisach.

Art. 6.3. Rada Ministrów, wydając rozporządzenia, o których mowa w ust. 2, określi, w której fazie tworzenia wyrobu następuje ocena zgodności, stopień indywidualizacji tej oceny oraz procedury oceny zgodności (moduły). W zależności od stopnia zagrożenia stwarzanego przez wyrób, dotyczy to oceny:

- 1) zgodności wyrobów z zasadniczymi wymaganiami, przeprowadzanej przez producenta, jego przedstawiciela lub importera,
- 2) próbek lub prototypów wyrobów, przeprowadzanej i przez jednostkę notyfikowaną,
- 3) właściwości wyrobu i kontroli, czy wyrób jest zgodny z obowiązującymi wobec niego zasadniczymi wymaganiami, przeprowadzanych przez jednostkę notyfikowaną,
- 4) systemu jakości u przedsiębiorcy, w tym w stadium projektowania wyrobu, przeprowadzanej przez jednostkę notyfikowaną, oraz sprawowania nadzoru przez tę jednostkę nad prawidłowym działaniem tego systemu,
- 5) zgodności wyrobów z certyfikowanym typem wyrobu lub z zasadniczymi wymaganiami, przeprowadzanej przez producenta, importera lub jednostkę notyfikowaną w odniesieniu do każdego egzemplarza wyrobu lub na statystycznie wybranej próbce,
- 6) zgodności każdego egzemplarza wyrobu z zasadniczymi wymaganiami, przeprowadzanej przez jednostkę notyfikowaną,
- 7) zgodności wyrobów z zasadniczymi wymaganiami w stadium projektowania oraz produkcji, przeprowadzanej przez jednostkę notyfikowaną,
- 8) zgodności wyrobów z zasadniczymi wymaganiami w stadium projektowania i produkcji oraz oceny systemu jakości produkcji, przeprowadzonej przez jednostkę notyfikowaną.

Art. 7.1. Rada Ministrów może określić, w drodze rozporządzeń, szczególne wymagania dla wyrobów, które mogą stwarzać zagrożenie albo służą ochronie lub ratowaniu życia, zdrowia, mienia lub środowiska, a także warunki certyfikacji oraz sposób znakowania tych wyrobów.

W oparciu o te zapisy ustawowe zostały wydane między innymi rozporządzenia Rady Ministrów:

- z dnia 3 lipca 2001 roku w sprawie wymagań zasadniczych oraz sposobu oznakowania sprzętu elektrycznego (Dz.U. Nr 120 z dnia 17 października 2001 roku, poz. 1276),

- z dnia 3 lipca 2001 roku w sprawie wymagań zasadniczych dla maszyn i elementów bezpieczeństwa podlegających ocenie zgodności, warunków i trybu dokonywania oceny zgodności oraz sposobu oznakowania tych maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz. U. Nr 127 z dnia 7 listopada 2001 roku, poz. 1391),
- z dnia 11 września 2001 roku w sprawie wymagań zasadniczych w sprawie efektywności energetycznej dla sprzętu chłodniczego (Dz. U. Nr 120 z dnia 17 października 2001 roku, poz. 1277),
- z dnia 17 grudnia 2001 roku w sprawie wymagań zasadniczych dla prostych zbiorników ciśnieniowych (Dz. U. Nr 1 z dnia 8 stycznia 2002 roku, poz. 3) i inne.

Z wymienionymi rozporządzeniami Rady Ministrów odpowiadającymi określonym dyrektywom zamieszczonym w tabeli 1 jest zharmonizowanych kilkaset norm europejskich, które weszły lub wejdą do polskiego systemu normalizacyjnego. Ponadto Rada ministrów zgodnie z art. 7.1 ustawy może określić w drodze rozporządzenia szczegółowe wymagania dla innych wyrobów, które mogą stwarzać zagrożenie albo służyć ochronie lub ratowaniu życia, zdrowia, mienia lub środowiska, a także warunki certyfikacji oraz sposób znakowania tych wyrobów.

4. Dyrektywa wyciągowa

4.1. Regulacje prawne obowiązujące w górnictwie

W dniu 27 lipca 2001 roku weszła w życie ustawa o zmianie ustawy – Prawo geologiczne i górnicze (Dz.U. Nr 110 z 2001 r. poz. 1190). Zgodnie z tą ustawą minister właściwy do spraw gospodarki w porozumieniu z ministrami właściwymi do spraw pracy i spraw wewnętrznych określi, w drodze rozporządzenia, szczegółowe zasady bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego związanego z ruchem w poszczególnych rodzajach zakładów górniczych.

Dla przypomnienia poniżej podano fragmenty tych przepisów:

Artykuł 78

1. Minister właściwy do spraw gospodarki w porozumieniu z ministrami właściwymi do: spraw pracy i spraw wewnętrznych określi, w drodze rozporządzenia, szczegółowe zasady bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego związanego z ruchem w poszczególnych rodzajach zakładów górniczych (...)

Artykuł 111

1. W zakresie ustalonym przepisami, o których mowa w ust. 2, maszyny, urządzenia, materiały, a także środki strzałowe oraz sprzęt strzałowy, zwane dalej „wyrobami”, mogą być stosowane w zakładach górniczych tylko po dopuszczeniu ich, w drodze decyzji, przez Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego.
2. Rada Ministrów, kierując się potrzebą zapewnienia bezpieczeństwa użytkowania wyrobów w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, określi, w drodze rozporządzenia:
 - 1) wyroby, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga dopuszczenia,
 - 2) wymagania techniczne dla wyrobów, o których mowa w pkt 1, (...)

Zacytowane wyżej przepisy zadecydowały o konieczności rozdzielenia wymagań w zakresie budowy elementów górniczych wyciągów szybowych od przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy, w których określa się wymagania w zakresie prowadzenia ruchu (eksploatacji) górniczych wyciągów szybowych.

Wymagania w zakresie budowy elementów górniczych wyciągów szybowych reguluje Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 2 lipca 2002 r. w sprawie dopuszczenia do stosowania w zakładach górniczych urządzeń, materiałów oraz środków strzałowych i sprzętu strzałowego (Dz. U. z dnia 6 sierpnia 2002 r. Nr 125, poz. 1064).

W załączniku nr 1 do tego rozporządzenia wymienione zostały wyroby, których stosowanie wymaga dopuszczenia ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładu górniczego. Tymi wymienionymi wyrobami są następujące elementy górniczych wyciągów szybowych:

- maszyny wyciągowe,
- naczynia wyciągowe,
- liny wyciągowe,
- koła linowe,
- zawieszenia lin wyciągowych,
- zawieszenia naczyń wyciągowych
- wciągarki wolnobieżne,
- urządzenia sygnalizacji i łączności szybowej,
- wyodrębnione zespoły elementów wymienionych w pkt. 1÷8.

W załączniku nr 3 omawianego rozporządzenia zamieszczono wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie wymaga dopuszczenia ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa użytkowania wyrobów w warunkach

zagrożeń występujących w ruchu zakładu górniczego. Wśród tych wyrobów są również ww. elementy górniczych wyciągów szybowych.

Wymagania w zakresie bezpieczeństwa eksploatacji górniczych wyciągów szybowych są zamieszczone w Rozporządzeniu Rady Ministrów z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. z dnia 2 września 2002 r. Nr 139, poz. 1169) oraz w załącznikach do tego rozporządzenia.

Omawianie zawartości tych przepisów oczywiście przekracza ramy tej publikacji.

4.2. Argumenty przemawiające za opracowaniem „dyrektywy wyciągowej”

Z informacji przedstawionych powyżej wynika, że zostały opracowane przepisy bezpieczeństwa zgodne z wymaganiami UE. Rodzi się zatem pytanie, czy Polska powinna podejmować działania zmierzające do ustanowienia „dyrektywy wyciągowej”.

W pracy [4] przedstawiono argumenty przemawiające za celowością opracowania „dyrektywy wyciągowej” na wzór dyrektywy nowego podejścia. Unia Europejska zrezygnowała kilka lat temu z jej ustanawiania. W ocenie autora ten brak zainteresowania UE „dyrektywą wyciągową” jest szansą dla polskiego przemysłu nie tylko wydobywczego. Polska będzie krajem, również po przyjęciu do UE, w którym jeszcze długo będzie pracowało około 350 górniczych wyciągów szybowych.

Polscy specjaliści są przygotowani merytorycznie i organizacyjnie do opracowania „dyrektywy wyciągowej” i pakietu norm zharmonizowanych z tą dyrektywą. Punktem wyjścia powinien być znaczący dorobek prawny i normalizacyjny - patrz [1÷4, 7, 15 i 16]. Opracowanie „dyrektywy wyciągowej” byłoby oczywiście w interesie polskich kopalń, producentów lin wyciągowych, wykładzin, układów prowadzenia naczyń, jednostek badawczych, szkół wyższych itd.

Jest to istotne również z tego powodu, że w polskich kopalniach są stosowane oryginalne w skali światowej:

- liny wyrównawcze stalowo-gumowe oraz metody i środki ich ilościowej oceny,
- cierne układy awaryjnego hamowania współpracujące z ruchomymi belkami odbojowymi,
- układy prowadzenia naczyń z amortyzatorami zespolonymi,

- metody projektowania elementów górniczych wyciągów szybowych (*naczyń, zbrojenia, urządzeń bezpieczeństwa* itd.),
- metody i środki diagnostyczne służące do oceny stanu technicznego lin wyciągowych (nośnych, wyrównawczych i prowadniczych), naczyń wyciągowych, zbrojenia szybowego itd.

Włączenie „dyrektywy wyciągowej” do europejskiego systemu prawnego ułatwiłoby eksport tych rozwiązań nie tylko do krajów UE.

4.3. Forma i zakres dyrektywy wyciągowej i norm zharmonizowanych z tą dyrektywą

W rozdziale 2 tego opracowania omówiono wymagania jakie spełniają dyrektywy nowego podejścia, z których wynika forma i zakres „dyrektywy wyciągowej” jako dokumentu prawnego, który miałby obowiązywać w krajach Unii Europejskiej.

Autorzy pracy [2], którzy są również za opracowaniem „dyrektywy wyciągowej”, uważają, za celowe opracowanie pakietu norm zharmonizowanych dotyczących:

- podziału i charakterystyki górniczych wyciągów szybowych oraz podstawowej terminologii,
- wież szybowych,
- maszyn wyciągowych,
- pędni linowych,
- urządzeń sygnalizacji szybowej i sterowniczo-sygnałowych,
- kół linowych kierujących i odciskowych,
- wykładzin pędni linowych, kół kierujących i odciskowych,
- lin wyciągowych, w tym lin stalowo-gumowych,
- zawiesznień lin wyciągowych,
- naczyń wyciągowych i przeciwcieżarów,
- zawiesznień naczyń wyciągowych i przeciwcieżarów,
- sztywnego i linowego (podatnego prowadzenia naczyń wyciągowych),
- wyposażenia szybu,
- wyposażenia przyszybii górniczych wyciągów szybowych,
- zabezpieczeń szybowych (szybów),
- urządzeń awaryjnego hamowania naczyń wyciągowych i przeciwcieżarów poza położeniami krańcowymi, w tym ruchomych belek odbojowych,
- górniczych wyciągów szybowych i urządzeń do budowy, remontu oraz likwidacji górniczych wyciągów szybowych i szybów.

4.4. Kto powinien uczestniczyć w pracach normalizacyjnych?

Producenci (dostawcy) elementów górniczych wyciągów szybowych, urządzeń przyszybowych, urządzeń pomocniczych oraz wyposażenia szybów, powinni być zainteresowani opracowaniem normy dotyczących wszystkich wyżej wymienionych zagadnień od 1 do 17.

Użytkownicy górniczych wyciągów szybowych powinni być zainteresowani opracowaniem norm dotyczących:

- sztywnego i linowego (podatnego) prowadzenia naczyń wyciągowych,
- wyposażenia szybu,
- wyposażenia przyszybii górniczych wyciągów szybowych,
- zabezpieczeń szybowych (szybów),
- górniczych wyciągów szybowych i urządzeń do budowy, remontu oraz likwidacji górniczych wyciągów szybowych i szybów.

Z uwagi na oczekiwane różnice w zakresie:

- uwarunkowań uzyskiwania zezwoleń na: budowę, użytkowanie (eksploatację) i likwidację górniczych wyciągów szybowych i szybów (wymaganej dokumentacji, kwalifikacji obsługi i dozoru itp.),
- wymaganej częstotliwości i zakresu kontroli (rewizji i badań), w zależności od rodzaju (klasy) górniczego wyciągu szybowego (ustalonych np. według metod oceny ryzyka), użytkownicy górniczych wyciągów szybowych powinni być zainteresowani opracowaniem normy określającej podział i charakterystyki górniczych wyciągów szybowych.

Przedsiębiorstwa budownictwa górniczego powinny być zainteresowane udziałem w opracowaniu wszystkich wyżej wyszczególnionych norm, a w szczególności dotyczącej górniczych wyciągów szybowych i urządzeń do budowy, remontu oraz likwidacji górniczych wyciągów szybowych i szybów.

Te trudne i złożone problemy związane z prawem polskim i europejskim i normami technicznymi polskimi i europejskimi, teorią i inżynierią bezpieczeństwa itd. są od kilku lat rozwiązywane w Katedrze Transportu Linowego Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie, między innymi w ramach projektu badawczego nr 8 T12A 024 20 finansowanego przez KBN.

Udziałem w pracach związanych z opracowaniem „dyrektywy wyciągowej” i „norm zharmonizowanych” są zainteresowani również Szwedzi i Czesi.

5. Wnioski

1. Dostosowanie wymagań technicznych oraz systemów oceny zgodności wyrobów w państwach aplikujących do członkostwa w UE jest uznawane

przez stronę wspólnotową za niezbędny czynnik umożliwiający swobodny przepływ towarów. Harmonizacja uregulowań prawnych i norm dotyczących bezpieczeństwa obiektów technicznych jest jednym z podstawowych warunków integracji.

2. Konieczność dostosowywania polskiego prawa do wymagań UE, w tym również prawa w technice, wynika nie tylko z postanowień Układu Europejskiego, ale również z Konstytucji RP. Podstawowym aktem prawnym stwarzającym warunki pełnej integracji polskiej techniki z europejską jest „ustawa o systemie oceny zgodności, o akredytacji oraz zmianie niektórych ustaw”.

Ustawa ta umożliwia:

- wprowadzenie do polskiego systemu prawnego dyrektyw określających zasadnicze wymagania dotyczące bezpieczeństwa wyrobów (obiektów technicznych) przeznaczonych do obrotu,
 - dostosowanie organizacji i funkcjonowania polskiego systemu oceny zgodności tych wyrobów do rozwiązań europejskich.
3. Konsekwencją członkostwa Polski w UE będzie zwiększona konkurencja, wynikająca ze swobodnego przepływu towarów, usług, kapitału i ludzi. We wszystkich krajach Unii Europejskiej istnieją nadwyżki towarów w stosunku do popytu. Producenci tych krajów chcą przede wszystkim sprzedawać swoje wyroby. Pełne otwarcie granic może spowodować wzmożony napływ zagranicznych towarów, mogący skutkować bankructwem polskich zakładów i dalszym wzrostem bezrobocia.
 4. Przyjęcie Polski do UE pociągnie za sobą ograniczenie możliwości wpływu na kształt polityki gospodarczej i prawa obowiązującego w technice. Jednak integracja z Unią Europejską jest szansą na przyspieszenie rozwoju polskiej gospodarki ze względu na większe możliwości:
 - korzystania z osiągnięć techniki światowej,
 - współpracy z wielkim, nowoczesnym i bogatym rynkiem, liczącym, po rozszerzeniu, około 450 milionów konsumentów,
 - zainteresowania inwestorów polskim rynkiem, wiążące się z napływem kapitału i tworzeniem nowych miejsc pracy itd.
 5. Górnicze wyciągi szybowe są wyłączone z „dyrektywy maszynowej”. Unia Europejska kilka lat temu zrezygnowała z ustanawiania „dyrektywy wyciągowej”. Ten brak zainteresowania UE „dyrektywą wyciągową” Polska, jako kraj, w którym jeszcze długo będzie pracowało około 350 górniczych wyciągów szybowych, powinna wykorzystać.

Literatura

A. Publikacje

1. J.Hansel, A.Wcisło: Bezpieczeństwo maszyn i urządzeń górniczych w świetle prawa Unii Europejskiej. Szkoła Eksploatacji Podziemnej, Wyd. PAN-IGSMiE, Kraków 1999.
2. M.Mazur, A.Zygmunt: Polskie normy związane z górnictwymi wyciągami szybowymi. Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt 19, Kraków 2000.
3. J.Hansel: Budowa systemu zarządzania bezpieczeństwem procesów obsługi górnictwymi wyciągów szybowych. Cz.1. Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt 27, Kraków 2002.
4. J.Hansel, A.Wcisło: Dostosowywanie polskiego prawa z zakresu bezpieczeństwa techniki do prawa Unii Europejskiej. Zeszyty Naukowo-Techniczne AGH-KTL, Zeszyt 27, Kraków 2002.

B. Najnowsze i najważniejsze ustawy

5. Ustawa z dnia 28 kwietnia 2001 r. o systemie oceny zgodności, akredytacji oraz zmianie niektórych ustaw (Dz.U. Nr 43 z 2000 r., poz. 483 i Nr 63 z 2001 r. poz. 636).
6. Ustawa z dnia 21 grudnia 2001 r. o dozorcze technicznym (Dz.U. Nr 122 z 2000 r. poz. 1321).
7. Ustawa o zmianie ustawy – Prawo geologiczne i górnictwymi (Dz.U. Nr 110 z 2001 r. poz. 1190).
8. Ustawa z dnia 21 grudnia 2001 roku o zmianie ustawy o organizacji i trybie pracy Rady Ministrów oraz zakresie działania ministrów, ustawy o działach administracji rządowej oraz o zmianie niektórych ustaw (Dz.U. Nr 154 z 2001 r. poz. 1800).
9. Ustawa z dnia 1 marca 2002 r. o zmianach w organizacji i funkcjonowaniu centralnych organów administracji rządowej i jednostek im podporządkowanych oraz o zmianie niektórych ustaw (Dz.U. Nr 25 z 2002 r. poz. 253).

C. Najnowsze i najważniejsze rozporządzenia

10. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 3 lipca 2001 r. w sprawie wymagań zasadniczych dla sprzętu elektrycznego, warunków i trybu dokonywania oceny zgodności oraz sposobu oznakowania sprzętu elektrycznego (Dz.U. Nr 120 z 2001 r. poz. 1276).
11. Rozporządzenie Rady Ministrów w sprawie wymagań zasadniczych w zakresie efektywności energetycznej dla sprzętu chłodniczego (Dz.U. Nr 120 z 2001 r. poz. 1277).

12. Rozporządzenie z dnia 3 lipca 2001 r. w sprawie wymagań zasadniczych dla maszyn i elementów bezpieczeństwa podległych ocenie zgodności oraz sposobu oznakowywania tych maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. Nr 127 z 2001 r. poz. 1391).
13. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 19 października 2001 r. w sprawie warunków i trybu dokonywania oceny zgodności oraz sposobu znakowania zabawek (Dz.U. Nr 144 z 2001 r. poz. 1617).
14. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 17 grudnia 2001 r. w sprawie wymagań zasadniczych dla prostych zbiorników ciśnieniowych podlegających ocenie zgodności (Dz.U. Nr 1 z 2001 r. poz. 3).
15. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 2 lipca 2002 r. w sprawie dopuszczenia do stosowania w zakładach górniczych maszyn, urządzeń i sprzętu strzałowego wraz z załącznikami (Dz.U. Nr 125 z 2002 r., poz. 1064).
16. 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 wraz z załącznikami (Dz.U. Nr 139 z 2002 r., poz. 1169).

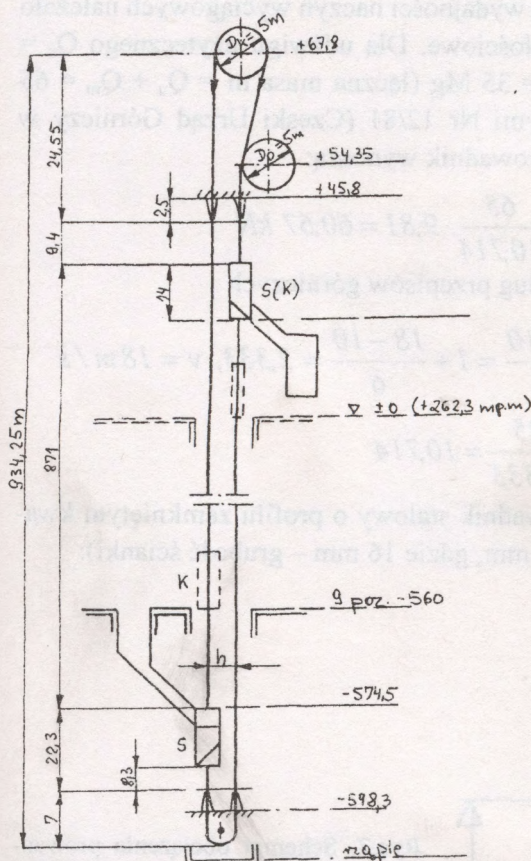
Artykuł został opracowany w ramach projektu badawczego KBN nr 8 T12A 024 20 pt. „Budowa systemu zarządzania bezpieczeństwem procesów obsługiwanego górniczych wyciągów szybowych”.

PRZEDŁUŻENIE ŻYWOTNOŚCI ZBROJENIA SZYBOWEGO

Hynek PŘEČEK, Pavel PŘEČEK, Václav JANEK

Streszczenie: W artykule przedstawiono koncepcję zwiększenia wydajności urządzeń wyciągowych w czeskiej kopalni „Lazy”. Podano wyniki analizy wytrzymałości przewodników szybowych wymaganej przez przepisy górnicze Czeskiego Wyższego Urzędu Górniczego oraz wyniki obliczeń oparte o pomiary akcelerometryczne ruchu naczyń w szybie i opracowany model matematyczny dynamiki pracy układu naczynie wyciągowe-zbrojenie szybu.

1. Wstęp



Rys.1. Schemat urządzeń wyciągowych cztero-linowych wieżowych eksploatowanych w kopalni „Lazy” OKD Ostrawa

W kopalni „Lazy” Zjednoczenia Ostrawsko-Karwińskich kopalń eksploatowane są dwa urządzenia wyciągowe czteroliniowe typu 4K5016 (ČKD Praga) z bębnami pędnymi o średnicy 5 m. Eksploatacja węgla odbywa się z poziomu 9. Droga jazdy wynosi $H = 871$ m (rys. 1), obciążenie użyteczne skipów wynosi $Q_u = 23$ Mg, prędkość jazdy $v = 16 \div 18$ m/s.

Dr inż. Hynek Přeček
VSB – Uniwersytet Techniczny
ul.17 listopada 15
70833 Ostrawa–Poruba
tel.: 069-7323230

Inż. Pavel Přeček
Firma Schlumberger Sema,
Noskove 3/1100
Praga 5
tel.: 4202577189875
Czechy

Inż. Václav Janek
Kopalnia OKD a.s „Lazy”
73521 Orlova–Lazy
Czechy

2. Modernizacja urządzeń wyciągowych

Zgodnie z planami rozwoju kopalni należało opracować koncepcję, która by umożliwiła zwiększenie wydajności urządzeń wyciągowych. Najkorzystniejszy byłby udźwig użyteczny $Q_u = 30$ Mg. Zainstalowana moc napędów maszyn wyciągowych wynosząca: jednej maszyny $2 \times 3,75$ MW i drugiej $1 \times 3,75$ MW (wyciąg z przeciwcieżarem) jest wystarczająca. W kopalni „Darkov” maszyna wyciągowa typu 4K5016 posiada udźwig użyteczny skipów $Q_u = 35$ Mg. Realizacja koncepcji zwiększenia wydobywania kopalni „Laz” polega na modernizacji naczyń wyciągowych, stacji za- i wyładowczych oraz doborze odpowiednich konstrukcji lin wyciągowych. Zwiększenie ładowności naczyń wyciągowych wymaga jednak sprawdzenia wytrzymałości elementów zbrojenia szybowego.

3. Zbrojenie szybowe

W celu możliwości zwiększenia wydajności naczyń wyciągowych należało przeprowadzić obliczenia wytrzymałościowe. Dla udźwigu użytecznego $Q_u = 30$ Mg, masy własnej naczynia $Q_m = 35$ Mg (łączna masa $m = Q_u + Q_m = 65$ Mg) zgodnie z przepisami górnictwymi Nr 12/81 (Czeski Urząd Górniczy w Pradze) poziome siły działające na prowadnik wynoszą:

$$- \text{siły poziome } F_H = \frac{m}{a} \cdot g = 1 + \frac{65}{10,714} \cdot 9,81 = 60,67 \text{ kN}$$

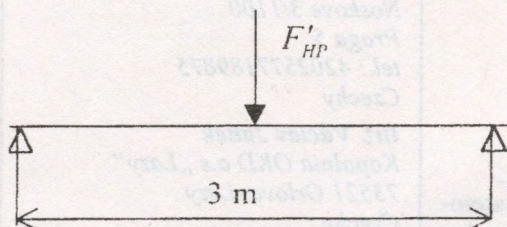
gdzie: a, b – współczynniki według przepisów górnictwowych

$$a = \frac{25}{K_1 K_2}, K_1 = 1, K_2 = 1 + \frac{v - 10}{6} = 1 + \frac{18 - 10}{6} = 2,333, v = 18 \text{ m/s}$$

$$a = \frac{25}{2,333} = 10,714$$

Sprawdzenie prowadnika (prowadnik stalowy o profilu zamkniętym kwadratowym i wymiarach $150 \times 150 \times 16$ mm, gdzie 16 mm – grubość ścianki):

- przypadek b_1 (rys. 2)



Rys.2. Schemat obciążenia prowadnika siłą poziomą F'_H dla przypadku b_1

Siła pozioma z uwzględnieniem współczynników n_{11} i n_{12} wynosi:

$$F'_H = F_H \cdot n_{11} \cdot n_{12} = 60,67 \cdot 1,05 \cdot 1,4 = 89,2 \text{ kN}$$

– naprężenia zginające:

$$\sigma_o = \frac{F'_H \cdot l}{4W_x} = \frac{89,2 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^3}{4 \cdot 307,68 \cdot 10^3} = 217,4 \text{ MPa}$$

gdzie: $W_x = 307,68 \text{ cm}^3$ – wskaźnik wytrzymałości przekroju prowadnika na zginanie.

Z obliczeń wynika, że $\sigma_o > R = 210 \text{ MPa}$, czyli warunek wytrzymałościowy jest nie spełniony ($R = 210 \text{ MPa}$ wytrzymałość materiału prowadnika).

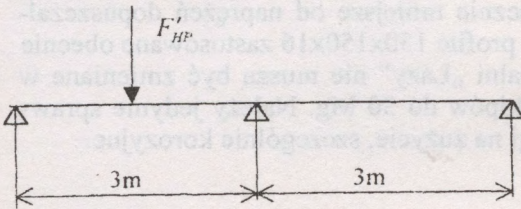
Naprężenia dopuszczalne na zginanie wynoszą:

$$R' = R \cdot m_1 \cdot m_2 = 210 \cdot 0,97 \cdot 0,8 = 163 \text{ MPa}$$

gdzie: m_1, m_2 – współczynniki obliczeniowe wg norm czeskich.

Z powyższego wynika, że warunek wytrzymałościowy jeszcze bardziej jest niespełniony, ponieważ $\sigma_o = 217,4 \geq R' = 163 \text{ MPa}$

– przypadek b_2 (rys. 3)



Rys.3. Schemat obciążenia prowadnika siłą poziomą F'_H dla przypadku b_2

– naprężenia zginające:

$$\sigma'_o = \frac{F'_H \cdot l}{5W_x} = \frac{89,2 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^3}{5 \cdot 307,68 \cdot 10^3} = 174 \text{ MPa}$$

Warunek wytrzymałościowy $\sigma'_o = 174 > R' = 163 \text{ MPa}$ również jest niespełniony.

– ugięcie rzeczywiste prowadnika wynosi:

$$y = \frac{F'_H \cdot l^3}{48EI} = \frac{89,2 \cdot 10^3 \cdot 300^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^3 \cdot 2307,6 \cdot 10^4} = 1 \text{ cm}$$

– ugięcie dopuszczalne:

$$\Delta = \frac{l}{600} = \frac{300}{600} = 0,5 \text{ cm}$$

Ugięcie rzeczywiste jest większe od ugięcia dopuszczalnego $y > \Delta$, warunek, że $y < \Delta$ jest również niespełniony. Według polskich przepisów górniczych siła pozioma wynosi:

$$F'_H = \frac{m \cdot g}{12} \cdot 1,3 = \frac{65 \cdot 9,81 \cdot 1,3}{12} = 70 \text{ kN}$$

$$\text{a naprężenie zginające } \sigma'_o = \frac{70 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 10^3}{4 \cdot 307,68 \cdot 10^3} = 170,6 \text{ MPa} > R' = 163 \text{ MPa}$$

Warunek wytrzymałości jest również nie spełniony.

4. Wykorzystanie modelu matematycznego

W pracach [1, 2] przedstawiono model matematyczny do obliczeń zbrojenia szybowego. Zgodnie z przepisami Czeskiego Urzędu Górniczego w Pradze w ramach 3-letnich rewizji urządzeń wyciągowych należy przeprowadzić badania przyspieszeń ruchu naczyń wyciągowych w szybie. Badania takie przeprowadzono dla obu urządzeń wyciągowych typu 4K5016 eksploatowanych w kopalni „Łazy”, przy prędkości jazdy skipów 16 m/s. Pomierzone przyspieszenia naczyń wynosiły: w kierunku czołowym przewodników $x-x-a = 6 \text{ m/s}^2$ i bocznym $y-y-b = 9 \text{ m/s}^2$. Wykorzystując te dane do modelu matematycznego obliczone maksymalne siły poziome wynosiły w kierunku czołowym $F_{x,\max} = 35 \text{ kN}$ i bocznym $F_{y,\max} = 45 \text{ kN}$. Obliczone naprężenia w przewodnikach dla wyżej wymienionych sił poziomych są znacznie mniejsze od naprężeń dopuszczalnych $R' = 163 \text{ MPa}$. Wynika z tego, że profile 150x150x16 zastosowane obecnie na przewodniki stalowe w szybie kopalni „Łazy” nie muszą być zmieniane w przypadku zwiększenia ładowności skipów do 30 Mg. Należy jedynie sprawdzić stan zbrojenia szybowego z uwagi na zużycie, szczególnie korozyjne.

5. Zakończenie

Wykorzystanie do oceny wytrzymałościowej przewodników szybowych badań akcelerometrycznych i modelu matematycznego pozwala w praktyce na przedłużenie żywotności zbrojenia szybowego przy zachowaniu wymogów przepisów górniczych i norm technicznych.

Literatura

1. H.Přeček, Z.Folta: Dynamika naczyń wyciągowych. Międzynarodowa konferencja KOMTECH 2001 pt. „Efektywne i bezpieczne systemy transportowe w zakładach górniczych”. CMG KOMAG, Szczyrk, 6-8.11.2001.
2. H.Přeček, Z.Folta, P.Přeček: Wykorzystanie modelu matematycznego do oceny dynamiki układu naczynie wyciągowe-zbrojenie szybowe. Zeszyty Naukowo-Techniczne KTL Nr 26. AGH Kraków 2002, ISSN 1640-4351.

Recenzent: dr inż. Alfred Carbogno

GÓRNICZE URZĄDZENIA BOBINOWE Z LINAMI NOŚNYMI PŁASKIMI STALOWO-GUMOWYMI

Alfred CARBOGNO

Streszczenie: W dotychczas eksploatowanych maszynach wyciągowych bobinowych jako liny nośne stosowano liny płaskie stalowe szyte lub nitowane. Podstawową ich wadą była niska trwałość oraz koszty ekonomiczne wynikające ze sposobu ich produkcji. Wyciągi bobinowe stosowane były głównie do głębinienia szybów. Aktualnie w kraju ich stosowanie jest w zaniku (około 5 sztuk). Jednak za granicą stosowane są one nadal w nowoczesnych rozwiązaniach z hamulcami tarczowymi jako wyciągi do głębinienia (pogłębiania) szybów, jako wyciągi pomocnicze awaryjno-rewizyjne lub służące do opuszczania materiałów. Zastosowanie w tych wyciągach lin płaskich nośnych konstrukcji płaskiej stalowo-gumowej mogłoby przyczynić się do dalszego rozwoju ich stosowania z jednoczesnym uzyskaniem wymiernych efektów ekonomicznych w postaci zwiększenia trwałości lin nośnych i zmniejszenia poboru mocy napędu maszyny wyciągowej w wyniku mniejszych średnic nawijania lin. W artykule przedstawiono tylko niektóre wybrane zagadnienia związane z tą tematyką prowadzoną w Zakładzie Transportu i Tribotechniki Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej.

1. Wstęp

Jednym z ogniw transportu kopalnianego jest transport pionowy w szybach. Do realizacji tego transportu stosowane są różnego rodzaju górnicze urządzenia wyciągowe. W pewnej grupie tych urządzeń stosuje się liny płaskie jako liny nośne.

Liny wyciągowe nośne konstrukcji płaskiej stalowe szyte lub nitowane stosowane są wyłącznie w wyciągach bobinowych. Są one również stosowane jako liny wyrównawcze. W Polsce jako liny wyrównawcze, stosowane są od 1989 r. liny płaskie stalowo-gumowe typu SAG, charakteryzujące się dużą odpornością na działanie korozji w szybie oraz dużą trwałością (obecnie trwałość tych lin osiągnęła już dwanaście lat). Wyciągi bobinowe z linami nośnymi płaskimi stalowymi były powszechnie stosowane do głębinienia szybów. Wyciągi te zostały wyparte przez wyciągi jedno- lub dwubębnowe, lecz są

Dr inż. Alfred Carbogno
Politechnika Śląska
Instytut Mechanizacji Górnictwa
ul. Akademicka 2
44-100 Gliwice
tel.: (0...32) 2371274, 2372454
fax: (0...32) 2371595
e-mail: img@zeus.polsl.gliwice.pl

one nadal stosowane. Główną przyczyną wycofania lin płaskich jako lin nośnych, a tym samym i ograniczenia stosowania maszyn bobinowych była trwałość tych lin. Na trwałość tych lin wpływ miała konstrukcja liny, wielowarstwowe nawijanie (zjawisko zgniotu promieniowego) i korozja. Zniszczeniu ulegało głównie poprzeczne szycie lin.

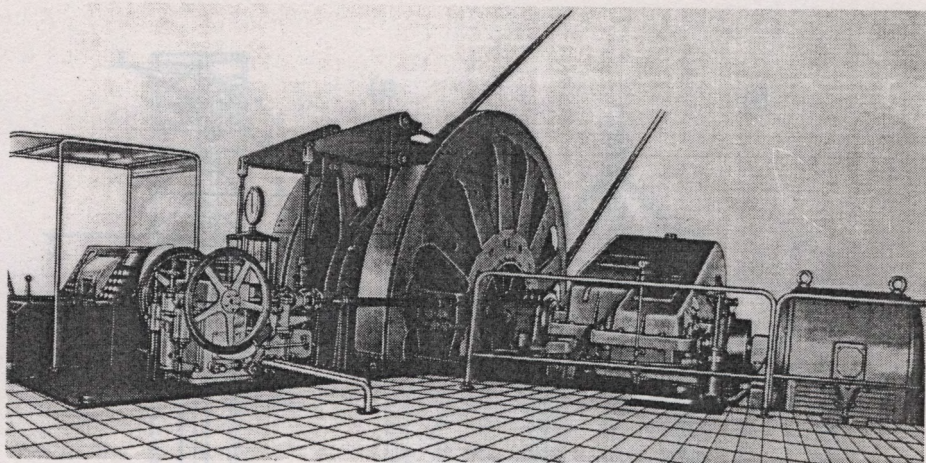
Liny płaskie w porównaniu z linami okrągłymi posiadają bardzo istotną zaletę, ważną przy głębieniu szybów, gdzie mamy do czynienia z prowadzeniem linowym a poniżej pomostu (ramy napinającej) z brakiem prowadzenia, jest nią nieodkrętność liny. Dużą nieodkrętnością charakteryzują się liny płaskie stalowo-gumowe, które dotychczas stosowane są w urządzeniach wyciągowych wyłącznie jako liny wyrównawcze. Liny stalowo-gumowe ponadto przewyższają liny stalowe płaskie kilkakrotnie większą trwałością.

Przypuszcza się, że zastosowanie lin płaskich stalowo-gumowych podobnych do typu SAG Wytwórni Lin Stalowo-Gumowych w Katowicach lub typu ZEP firmy SAGPOL z Rybnika, jako lin nośnych, będzie znacznie korzystniejsze niż stosowanie lin płaskich stalowych szytych w wyciągach bobinowych lub lin okrągłych w wyciągach pomocniczych [4]. Artykuł jest kontynuacją wymienionej problematyki przedstawionej w pracach [1, 4, 5, 6]. W artykule przedstawiono ogólnie propozycję zastosowania wyciągów bobinowych z linami płaskimi stalowo-gumowymi jako nowe rozwiązanie w górnictwie polskim.

2. Wyciągi bobinowe

Klasycznym przykładem zastosowania lin płaskich stalowych jako lin nośnych są obecnie stosowane wyciągi bobinowe. W Polsce do głębienia szybów do końca lat 80. XX wieku stosowano wyciągi bobinowe z linami nośnymi płaskimi i wyciągi bębnowe z linami okrągłymi.

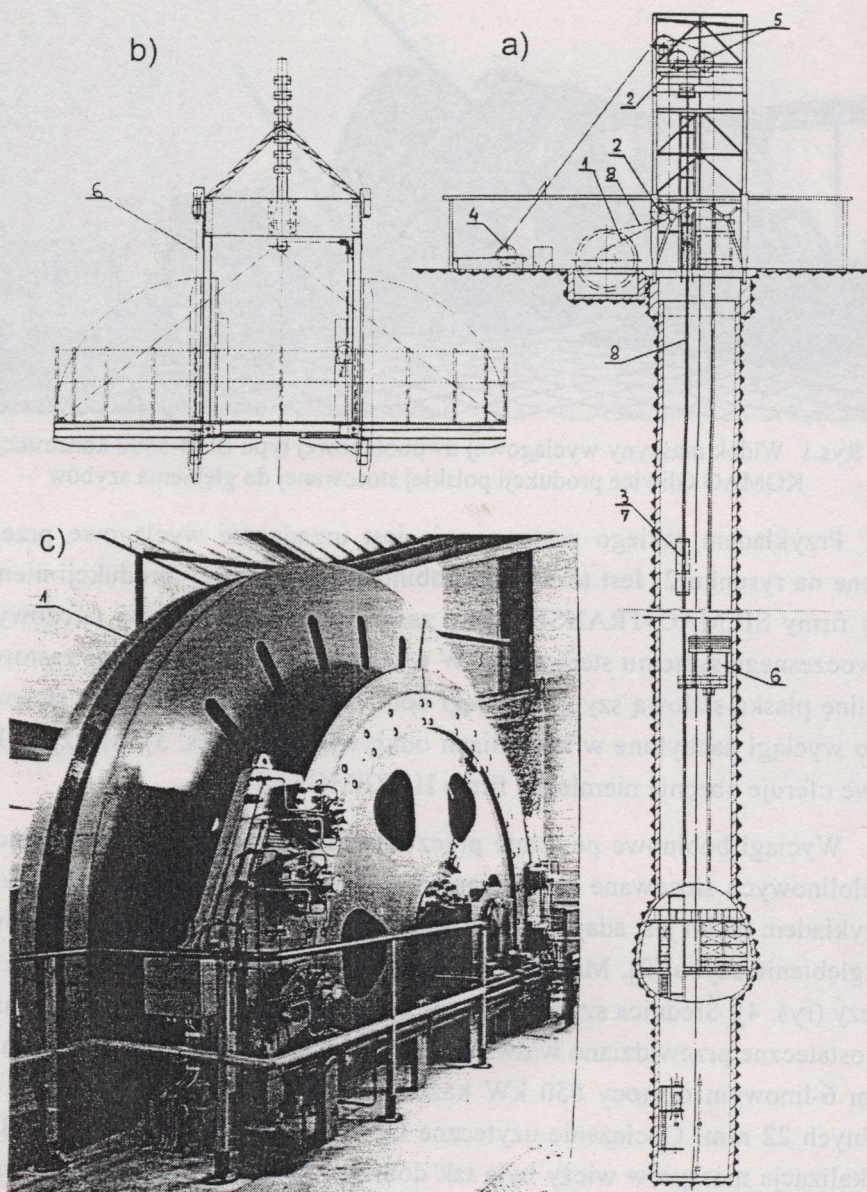
Maszyny te posiadały hamulce szczękowe walcowe z napędem pneumatyczno-ciężarowym lub pneumatyczno-sprężynowym (rys. 1). Były to maszyny wyciągowe z przekładniami mechanicznymi oraz silnikami prądu zmiennego [8, 13, 15]. Wyciągi bobinowe zostały w Polsce stopniowo wycofane na rzecz wyciągów bębnowych, z uwagi na stosowanie nieekonomicznych lin nośnych płaskich szytych. Należy zaznaczyć, że za granicą urządzenia wyciągowe bobinowe nie zostały całkowicie wycofane z eksploatacji. Stosowane są dalej jako wyciągi do głębienia szybów oraz jako wyciągi materiałowe i awaryjno-rewizyjne.



Rys.1. Widok maszyny wyciągowej dwubobinowej typu BOB-5500 konstrukcji KOMAG Gliwice produkcji polskiej stosowanej do głębienia szybów

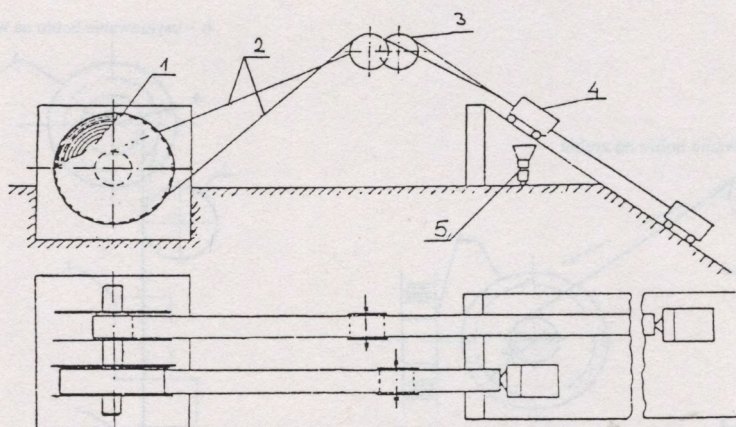
Przykładem takiego zastosowania jest urządzenie wyciągowe przedstawione na rysunku 2. Jest to wyciąg babinowy pomocniczy produkcji niemieckiej firmy SIEMAG-TRANSPLAN z zastosowaniem hamulców tarczowych i nowoczesnego systemu sterowania. W wyciągu tym jako linę nośną zastosowano linę płaską stalową szytą. Wyciągi babinowe mogą być również stosowane jako wyciągi nachylone w kopalniach odkrywkowych (rys. 3). Maszyny babinowe oferuje obecnie niemiecka firma HAZEMG und EPR.

Wyciągi babinowe powstałe przez adaptację wyciągów Koepe jedno lub wielolinowych stosowane są za granicą do głębienia lub pogłębiania szybów. Przykładem takim jest adaptacja dwu bębnowych pędnych maszyn sześciolinowych do głębienia szybu [9]. Maszyny wyciągowe wielolinowe usytuowane były na wieży (rys. 4). Średnica szybu wynosiła 6,8 m a głębokość 517 m. Jako maszyny ostateczne przewidziano w dwu przedziałach szybu maszyny z bębniem pędnym 6-linowym o mocy 650 kW każda. Średnica bębna wynosi 1,8 m a lin nośnych 22 mm. Obciążenie użyteczne $Q_u = 5,3$ Mg, prędkość jazdy 8,3 m/s. Lokalizacja maszyn w wieży była tak dobrana, że układy lin, hydrauliczne hamulce tarczowe, przekładnie i silniki pozwalały na zastosowanie tych maszyn firmy SIEMAG TRANSPLAN GmbH jako ostatecznych i do głębienia szybu dwuprzdziałowego. Zewnętrzna średnica babin wynosiła 3,4 m. Bobiny były zamocowane na wale głównym maszyn. Kubły zawieszono na linach nośnych płaskich szytych o wymiarach 116x19 mm. Obciążenie maszyn jako babin wynosiło $Q = 7,64$ Mg a prędkość jazdy 3,8 m/s.



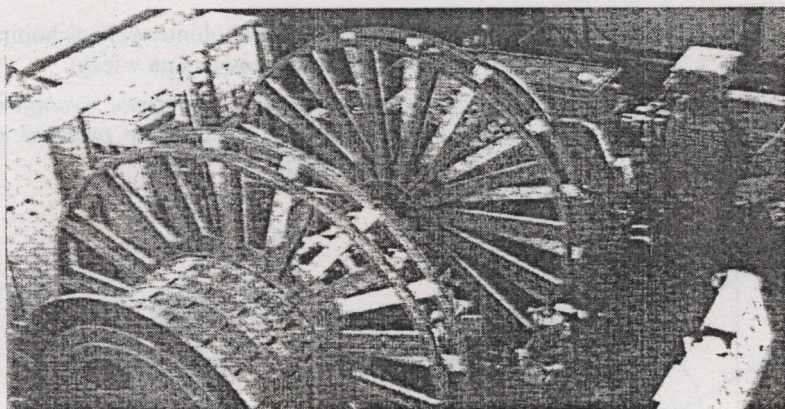
Rys.2. Schemat wyciągu pomocniczego produkcji firmy SIEMAG-TRANSPLAN z maszyną wyciągową jednobobinową usytuowaną na zrębie
a) schemat wyciągu, b) naczynie klatkowe, c) maszyna wyciągowa jednobobinowa z hamulcami tarczowymi

1 - bobina, 2 - koła kierujące liny płaskiej, 3 - naczynia wyciągowe, 4 - wyciągarka pomocnicza, 5 - koła linowe wyciągarki pomocniczej, 6 - klatka rewizyjna z rozkładanymi pomostami, 7 - klatka rewizyjna, 8 - lina płaska



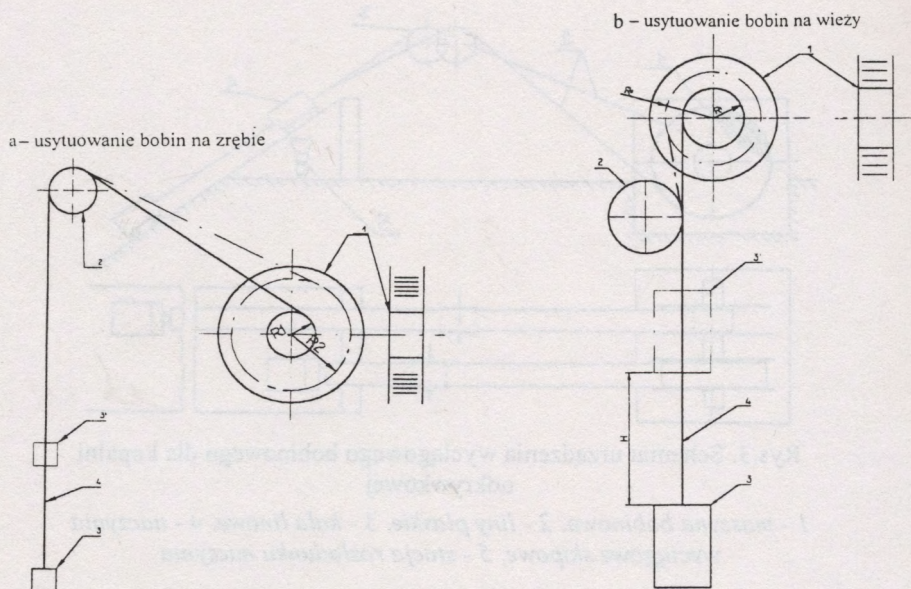
Rys.3. Schemat urządzenia wyciągowego bobinowego dla kopalni odkrywkowej

1 - maszyna bobinowa, 2 - liny płaskie, 3 - koła linowe, 4 - naczynia wyciągowe skipowe, 5 - stacja rozładunku naczynia



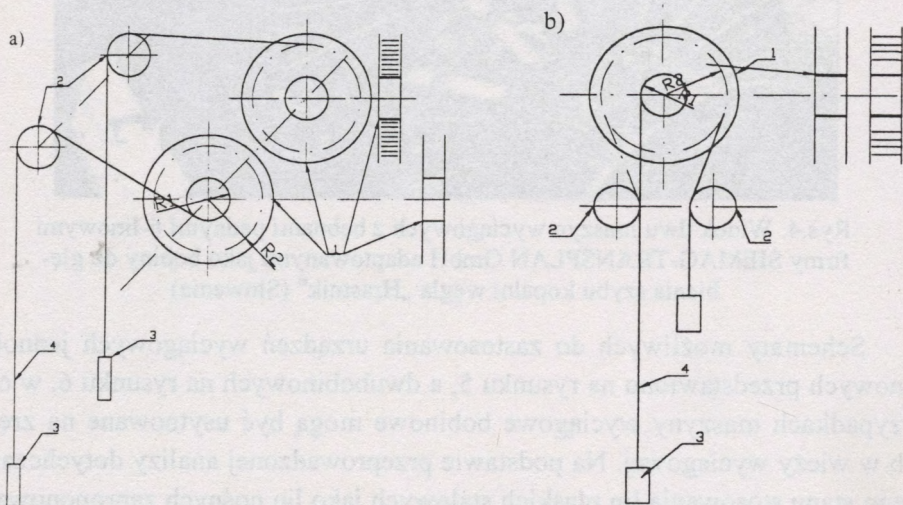
Rys.4. Widok dwu maszyn wyciągowych z bębniami pędnymi 6-linowymi firmy SIEMAG-TRANSPLAN GmbH adaptowanymi jako bobiny do głębinienia szybu kopalni węgla „Hrastnik” (Słowenia)

Schematy możliwych do zastosowania urządzeń wyciągowych jednobobinowych przedstawiono na rysunku 5, a dwubobinowych na rysunku 6, w obu przypadkach maszyny wyciągowe bobinowe mogą być usytuowane na zrębie lub w wieży wyciągowej. Na podstawie przeprowadzonej analizy dotychczasowego stanu stosowania lin płaskich stalowych jako lin nośnych zaproponowano klasyfikację górniczych wyciągów szybowych, w których można by zastosować jako liny wyciągowe nośne liny płaskie stalowo-gumowe (rysunek 7). Liny nośne płaskie stalowo-gumowe można by zastosować również w wyciągach awaryjno rewizyjnych (rysunek 8).



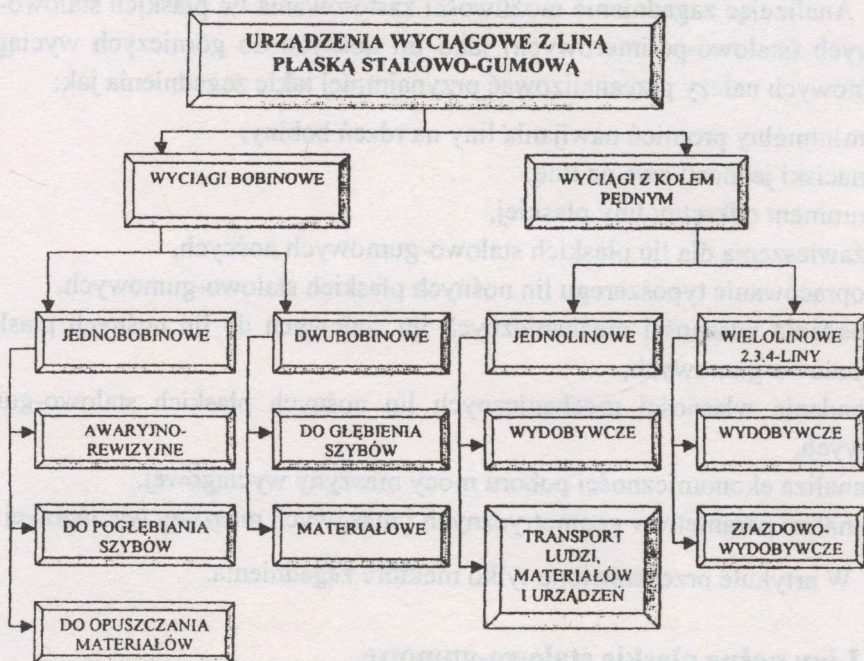
Rys.5. Schematy urządzeń wyciągowych jednobobinowych: a) bobina usytuowana na zrębie, b) bobina usytuowana na wieży;

1 - bobina, 2 - koło kierujące lub odciskowe, 3 - naczynie wyciągowe, 4 - liny nośne płaskie, R_1, R_2 - minimalny i maksymalny promień nawijania liny

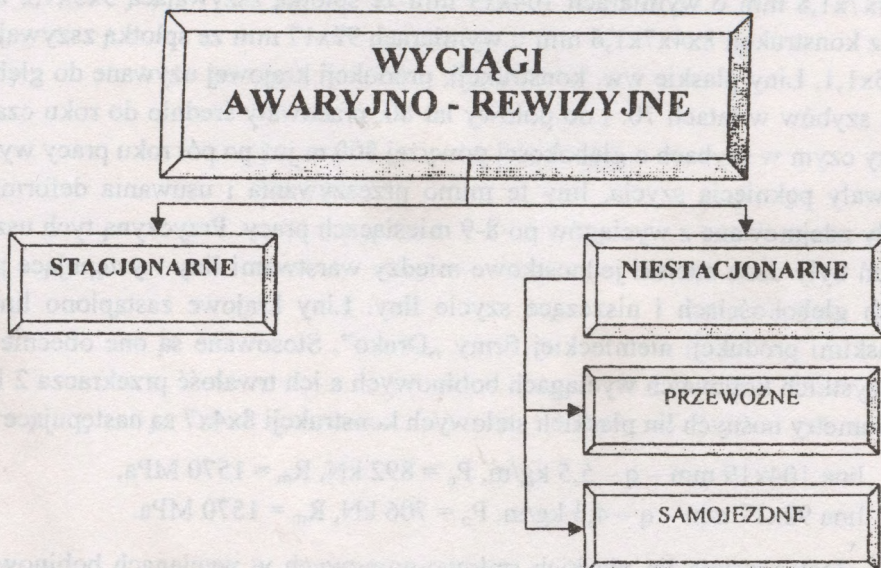


Rys.6. Schematy urządzeń wyciągowych dwubobinowych z maszynami usytuowanymi na: a) zrębie, b) wieży

1 - bobiny, 2 - koła kierujące lub odciskowe, 3- i 3' - naczynia wyciągowe, 4 - liny nośne płaskie stalowo-gumowe



Rys.7. Proponowana klasyfikacja urządzeń wyciągowych z liną nośną płaską stalowo-gumową



Rys.8. Proponowana klasyfikacja górniczych wyciągów awaryjno-rewizyjnych z maszynami jednobobinowymi i linami płaskimi stalowo-gumowymi

Analizując zagadnienie możliwości zastosowania lin płaskich stalowo-gumowych (stalowo-polimerowych) jako lin nośnych do górniczych wyciągów bobinowych należy przeanalizować przynajmniej takie zagadnienia jak:

- minimalny promień nawijania liny na rdzeń bobiny,
- naciski jednostkowe na linę,
- moment odkrętny liny płaskiej,
- zawieszenia dla lin płaskich stalowo-gumowych nośnych,
- opracowanie typoszeru lin nośnych płaskich stalowo-gumowych,
- badania własności mechanicznych lin stalowych do lin nośnych płaskich stalowo-gumowych,
- badania własności mechanicznych lin nośnych płaskich stalowo-gumowych,
- analiza ekonomiczności poboru mocy maszyny wyciągowej,
- analiza parametrów geometrycznych i masowych maszyny wyciągowej itd.

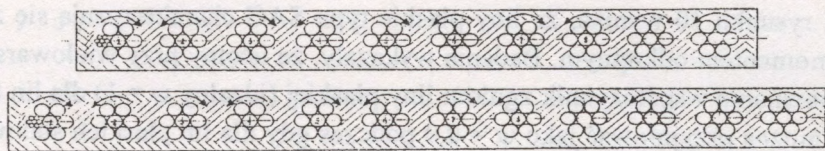
W artykule przedstawiono tylko niektóre zagadnienia.

3. Liny nośne płaskie stalowo-gumowe

W maszynach wyciągowych BOB-5500 aktualnie stosowane są dwie konstrukcje nośnych lin płaskich stalowych szytych a mianowicie: lina konstrukcji 8x4x7x1,8 mm o wymiarach 104x19 mm ze splotką zszywającą 3x5x1,2 mm oraz konstrukcji 8x4x7x1,6 mm o wymiarach 92x17 mm ze splotką zszywającą 3x5x1,1. Liny płaskie ww. konstrukcji, produkcji krajowej używane do głębienia szybów w latach 70. i do połowy lat 80. pracowały średnio do roku czasu, przy czym w szybach o głębokości powyżej 800 m już po pół roku pracy występowały pęknięcia szycia, liny te mimo przeszywania i usuwania deformacji były zdejmowane z wyciągów po 8-9 miesiącach pracy. Przyczyną tych uszkodzeń były duże naciski jednostkowe między warstwami liny występujące przy tych głębokościach i niszczące szycie liny. Liny krajowe zastąpiono linami płaskimi produkcji niemieckiej firmy „Drako”. Stosowane są one obecnie we wszystkich krajowych wyciągach bobinowych a ich trwałość przekracza 2 lata. Parametry nośnych lin płaskich stalowych konstrukcji 8x4x7 są następujące:

- lina 104x19 mm – q – 5,5 kg/m, $P_o = 892$ kN, $R_m = 1570$ MPa,
- lina 92x17 mm – q – 4,3 kg/m, $P_o = 706$ kN, $R_m = 1570$ MPa.

Zastosowanie lin płaskich stalowo-gumowych w wyciągach bobinowych zwiększyłoby nie tylko czas pracy lin, ale także poprawiło warunki eksploatacji tych wyciągów, a szczególnie samych bobin.



Rys.9. Proponowane przekroje poprzeczne lin wyciągowych nośnych płaskich stalowo-gumowych (NPSG) do wyciągów bobinowych. Liczba linii stalowych 10-32 szt., średnice linii stalowych 4-20 mm

Dla lin nośnych płaskich stalowo-gumowych przyjęto uproszczoną nazwę liny NPSG (N - nośne, P - płaskie, S - stalowo, G - gumowe) (rys. 9). Przy opracowaniu typoszeregu lin NPSG przyjęto nieco zmienione założenia podane w pracach [1, 4, 7].

W odróżnieniu od założeń podanych w ww. pracach do nowego typoszeregu lin NPSG przyjęto linki stalowe o średnicy 4-10 mm i liczbie 10-32 szt. w linie oraz wytrzymałości drutów $R_m = 1970, 2070, 2170, 2270$ i 2370 MPa. Jest oczywiste czym większa wytrzymałość drutów liny na zerwanie R_m tym mniejsza średnica linki, a za tym i wymiary poprzeczne liny płaskiej. Analizowano liny podobne do konstrukcji lin SAG Wytwórni Lin Stalowo-Gumowych w Katowicach i lin typu ZEP firmy SAGPOL w Rybniku (nie będące w typoszeregach tych lin jako lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych).

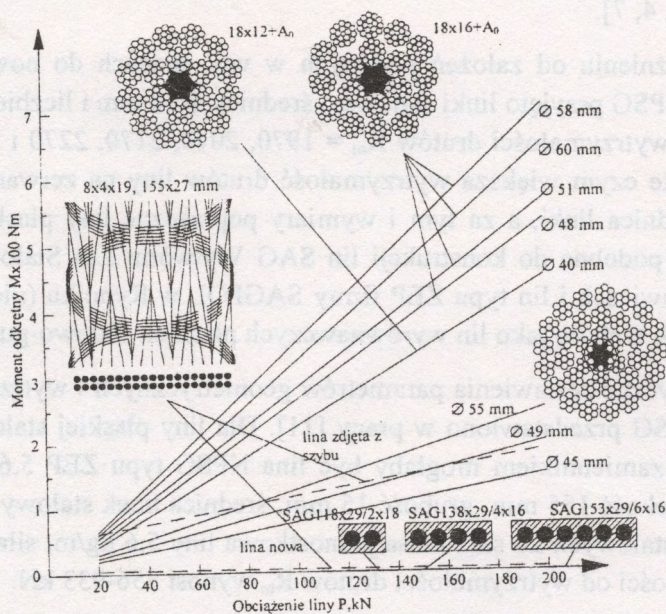
Tabelaryczne zestawienia parametrów geometrycznych i wytrzymałościowych lin NPSG przedstawiono w pracy [11]. Dla liny płaskiej stalowej szytej 104x19 mm zamiennikiem mogłaby być lina NPSG typu ZEP 5,6-155x x15/26x6,3, szerokość 155 mm, grubość 15 mm, średnica linii stalowych 6,3 mm, liczba linii stalowych 26 szt., masa jednostkowa liny 5,6 kg/m, siła zrywająca linę w zależności od wytrzymałości drutów R_m wynosi 856-933 kN.

W pracy [11] przeprowadzono analizy i badania przydatności dotychczas stosowanych lin typu SAG i ZEP jako lin nośnych do wyciągów bobinowych. Analizowano zagadnienia:

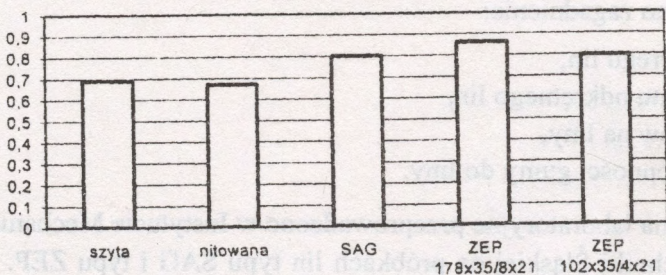
- typoszeregu lin,
- momentu odkrętnego lin,
- nacisków na liny,
- przyczepności gumy do liny.

Badania laboratoryjne przeprowadzono w Instytucie Mechanizacji Górnicwa Politechniki Śląskiej na próbkach lin typu SAG i typu ZEP. Przykładowe wyniki badań momentu odkrętnego różnych konstrukcji lin przedstawiono na rysunku 10.

Z rysunku 10 wynika, że liny płaskie typu SAG charakteryzują się zerowym momentem odkrętnym. Badania wykazały, że istotny przy wielowarstwowym nawijaniu współczynnik zgniotu liny płaskiej (idealny $\psi = 1$) dla lin SAG i ZEP można przyjmować jako $\psi = 0,9$ podczas gdy dla lin płaskich stalowych przyjmujemy $\psi = 0,7$. Niski współczynnik zgniotu lin płaskich wpływa na niestabilność momentów statycznych pochodzących od obciążenia końców lin i samych lin działających na wał maszyny wyciągowej dwubobinowej. Porównanie wyników badań współczynnika zgniotu ϕ dla różnych konstrukcji lin przedstawiono na rysunku 11. Współczynnik zgniotu ϕ wyznaczono podczas badań ściskania pakietów próbek lin. W pakietach znajdowało się do 8 sztuk próbek.



Rys.10. Wyniki badań momentu odkrętnego lin wyrównawczych różnych konstrukcji



Rys.11. Wykreślnie przedstawienie wyników pomiarów współczynnika korekcji (zgniotu ψ) dla lin płaskich nośnych i stalowo-gumowych

Ważną rolę odgrywają naciski podczas wielowarstwowego nawijania liny stalowo-gumowej na bobinę, kiedy mamy do czynienia w początkowej fazie ciągnięcia z dużym obciążeniem liny nośnej nawijanej na małym promieniu, a więc z dużymi naciskami jednostkowymi oraz w końcowej fazie ciągnięcia z małym obciążeniem liny nośnej nawijanej na dużym promieniu, a więc z mniejszymi naciskami jednostkowymi. Siła występująca w linie nośnej T_x jest funkcją bieżącego promienia nawojowego R_x [12]:

$$T_x = T_o \left[1 - \frac{q \cdot \pi}{b \cdot T_o} (x^2 - R_p^2) \right] \quad (1)$$

gdzie:

x - bieżący promień nawojowy, m

R_p - minimalny promień nawijania, m; BOB-5500, $R_p = 0,675$ m

Q - ciężar jednostkowy liny nośnej, kg/m

b - grubość liny nośnej, m

T_o - siła maksymalna w linie na początku ciągnięcia urobku, N;
 $T_o = Q_k + q \cdot L$

L - długość liny.

Nacisk jednostkowy p_x w zależności od bieżącego promienia nawojowego x zmienia się według zależności:

$$p_x = \frac{T_o}{x \cdot a} \quad (2)$$

gdzie:

a - szerokość liny nośnej, m.

Największe naciski występują na początkowej średnicy nawijania liny. Do analizy nacisków przyjęto parametry wyciągu dwubobinowego:

- minimalna średnica nawojowa bobiny $D_p = 500$ mm,
- długość zwisającej liny $L = 1200$ m,
- masa własna kubła $Q_m = 770$ kg,
- masa użyteczna kubła $Q_u = 360$ kg,
- lina NPSG – 5,6-155x15/23x6 o masie jednostkowej 5,6 kg/m, o obliczeniowej sile zrywającej $P_o = 855,27$ kN, sprawności wytrzymałościowej $\eta = 0,82$.

Analiza nacisków przeprowadzona według wzorów (1) i (2) wykazała, że maksymalne naciski wynoszą 2,8 MPa, co jest znacznie mniejsze od nacisków

dopuszczalnych $p_{dop}=4,5\text{MPa}$. Z analizy sił przyczepności gumy do linek wyznaczonych podczas badań laboratoryjnych wynika, że siły przyczepności wynoszą 1500-2870 N/cm w zależności od średnicy liny i są one trzy razy większe od wartości sił przyczepności podanych w wymaganiach technicznych [7].

Minimalny promień nawijania liny płaskiej na bobinę wynika z warunku zapewnienia odpowiedniej trwałości zmęczeniowej linek stalowych zawulkanizowanych w gumie. Przyjmując jako wymóg stosunek średnicy zginania lin D do jej średnicy d jako 70 otrzymamy dla analizowanej liny NPSG z linkami stalowymi o średnicy $d = 6,3\text{ mm}$ początkową średnicę nawijania liny $D_1 = 600\text{ mm}$. Maksymalna średnica nawijania dla analizowanej konstrukcji liny NPSG wyniesie $D_2 = 3800\text{ mm}$. Liczba warstw zwoji wyniesie $w = 107$. Dla liny płaskiej stalowej szytej o wymiarach 104x19 mm minimalna średnica nawijania liny w maszynie BOB-5500 wynosi $D_1 = 1350\text{ mm}$ a maksymalna $D_2 = 5500\text{ mm}$. Korzyści wynikające z powyższego porównania są ewidentne, a mianowicie sama bobina ma mniejsze wymiary geometryczne oraz z uwagi na zmniejszenie wielkości momentów statycznych działających na wał główny wyciągu dwubobinowego znacznie zmaleje zapotrzebowanie mocy napędu elektrycznego.

4. Zawieszenia dla lin nośnych typu SAG

Problem zawieszeń jest szeroko analizowany w pracy [5]. W pracy tej wykazano, że jako zawieszenia lin nośnych typu NPSG można stosować klasyczne zawieszenia sercowkowe (podobne do zawieszeń sercowkowych lin wyrównawczych płaskich), zawieszenia jedno lub dwubębnowe cierne oraz zawieszenia klinowo-cierne jako najkorzystniejsze. Zawieszenia klinowo-cierne mogą posiadać jeden lub dwa kliny stożkowe. Nie widzi się żadnego problemu w temacie zawieszenia dla lin nośnych płaskich stalowo-gumowych.

5. Wnioski

1. Wieloletnia eksploatacja lin płaskich stalowo-gumowych jako lin wyrównawczych w górnictwie urzędniczym wyciągowym wykazała, że ich trwałość dochodzi do 12 lat. Należy przypuszczać, że zastosowanie takich lin jako lin nośnych do wyciągów bobinowych również przyczyni się do wzrostu ich czasu pracy w porównaniu z linami płaskimi szytymi i nitowanymi.

2. Wyciągi bobinowe z linami płaskimi z uwagi na swoje zalety stosowane są nadal za granicą. Mogą one być z powodzeniem stosowane również jako wyciągi awaryjno-ratownicze lub materiałowe pomocnicze.
3. W pracy [1] zaproponowano typoszereg lin nośnych płaskich stalowo-gumowych typu SAG i ZEP przeznaczonych do wyciągów bobinowych stosowanych do głębienia lub pogłębiania szybów oraz do wyciągów awaryjno-ratowniczych i pomocniczych materiałowych.
4. Korzystne jest z uwagi na minimalizację gabarytów maszyn bobinowych, a tym samym poboru mocy stosowanie w linach nośnych NPSG linek stalowych wykonanych z drutów o wytrzymałości $R_m = 1970-2270$ MPa (małe średnice linek stalowych, mała grubość a tym samym małe promienie nawijania).
5. Zaproponowane konstrukcje lin nośnych typu SAG i ZEP przy długości liny 1200 m wykazują współczynniki bezpieczeństwa około 6,7 dla transportu ludzi i około 5,7 dla ciągnięcia urobku, a więc spełniają wymagania przepisów górniczych.
6. Ze wzrostem liczby warstw nawijania lin nośnych płaskich stalowo-gumowych maleją naciski jednostkowe. Nie przekraczają one 3 MPa dla pierwszej warstwy nawijania
7. Z analizy konstrukcji obecnie stosowanych zawiesznień lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych w kraju wynika, że mogą one być z powodzeniem zastosowane jako zawieszzenia dla lin nośnych typu SAG lub ZEP. Szczególnie można proponować zawieszzenia opracowane w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej.
8. Z badań ściskania próbek lin płaskich stalowo-gumowych typu SAG i ZEP wynika, że współczynnik korekcji (zgniotu ψ) średnicy nawojowej liny wynosi:
 - dla lin SAG - $\psi = 0,8-0,9$,
 - dla lin ZEP - $\psi = 0,8-0,9$,
 - dla lin płaskich stalowych szytych - $\psi = 0,6-0,7$.

Literatura

1. J.Antoniak, A.Carbogno: Liny płaskie stalowo-gumowe jako liny nośne do wyciągów bobinowych. Zeszyty Naukowo-Techniczne KTL. Z.13. AGH Kraków 1999.

2. A.Carbogno: Naciski poprzeczne na linę płaską stalowo-gumową. Biuletyn BIKT-SAG, Nr 2, 1994.
3. A.Carbogno: Badania własności mechanicznych lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych Biuletyn BIKT-SAG, Nr 3, 1995.
4. A.Carbogno: Analiza i badania dotyczące zastosowania lin płaskich stalowo-gumowych jako lin nośnych do górniczych wyciągów bobinowych. Praca BW-565/RG-2/99/T-1. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice, grudzień 1999.
5. A.Carbogno: Zawieszenia i zaciski lin wyciągowych płaskich stalowo-gumowych. Praca BW-528/RG-2/2000/T-1. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice, grudzień 2000.
6. A.Carbogno: Bobbin drum hoists with flat steel rubber – coated ropes. 1st International Conference Logistics and Transport LOADO 2001. Technical University of Košice. Hotel Permon, High Tatras, June, 6th-8th 2001.
7. Dokumentacja dopuszczeniowa lin wyrównawczych stalowo-gumowych SAG. Wytwórnia Lin Stalowo-Gumowych, Katowice, styczeń 1994.
8. Duda T.: Analiza porównawcza maszyn wyciągowych do głębinienia szybów. Praca ZKMPPW. Zeszyt nr 43. Wyd. Śląsk, Katowice 1967
9. Employing a Koepe Winder in the Double bobbin Configuration for Shaft Sinking. Coal International. March 1997.
10. L.V.Kołosov: Pod’jemnye ustanovki s tiagovymi i uravnoviešivajuščimi rieżinotrosovymi kanatami. Gornaja eliektromiechanika I avtomatika, 1990 vyp. 57.
11. Praca zbiorowa. Nowe generacje urządzeń transportowych w górnictwie. Praca BK-280/RG-2/2002 (w opracowaniu). Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
12. A.N.Obuchov, K.S.Zabołotnyj: Radialnaja nagruzka na bobinu primnogosłojnoj navivkie rieżinotrosovogo kanata. IVUZ Gornyj Žurnał nr 10 1981.
13. T.Zmysłowski: Wyciągi bobinowe dla budownictwa górniczego. Przegląd Górniczy nr 7-8, 1961.
14. S.V.Zabołotnyj, N.G.Garuša, L.V.Kołosov i inni: Ob. ispolzovaniji płoskoj rieżinotrosovoj lienty v kačestvie tjaogo organa šachtnych pod’jemnych mašin s bobinnoj namotkoj. Sb. Gornaja eliektromiechanika i avtomatika. Vyp.29. Izd Vyšča škola Charkov 1976.
15. T.Zmysłowski: Analiza zrównoważenia wyciągów bobinowych w warunkach głębinienia szybów. Materiały konferencyjne ZUT Zgoda 1973.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Antoni Skoć

POŚREDNI POMIAR MODUŁU SPRĘŻYSTOŚCI YOUNGA LIN STALOWYCH

Ján BOROŠKA, Igor LEŠŠO

Streszczenie: Klasyczne metody wyznaczania modułu Younga są czasochłonne. Kolejną wadą tych metod jest fakt, że mogą być one stosowane wyłącznie w laboratoriach, a nie podczas eksploatacji urządzeń. Opracowaliśmy nową metodę akustyczną i jak pokazały wyniki, wydaje się ona być metodą obiecującą do zastosowania praktycznego w zakładzie. Porównano wyniki pomiarów modułu sprężystości Younga z pomiarami nową metodą dla różnych rodzajów drutu i różnego obciążenia rozciągającego liny.

1. Wstęp

Bezpieczeństwo pracy urządzeń z linami stalowymi w dużej mierze zależy od parametrów liny, która narażona jest nie tylko na działanie sił statycznych, ale także na działanie sił dynamicznych. W czasie użytkowania, zmęczenie materiału znacznie wpływa na parametry mechaniczne liny.

Jednym z podstawowych parametrów lin stalowych jest moduł sprężystości Younga [1]. W literaturze podano wiele empirycznych równań do obliczania modułu Younga, a także innych fizycznych własności lin [1, 2]. Znane są równania do obliczania modułu sprężystości Younga dla lin stalowych, gdzie parametrami są moduł Younga i kąt zwicia splotki w linie. Ponieważ istnieje znaczna różnorodność konstrukcji lin, równanie to może służyć jedynie do przybliżonych obliczeń, a ponadto równanie to nie uwzględnia efektu starzenia się materiału drutów liny.

Drugą możliwością jest określanie tego modułu doświadczalnie za pomocą wykresu rozciągania [3]. Jednak takie pomiary nie mogą być prowadzone w miejscu pracy liny.

Opracowaliśmy metodę pośredniego pomiaru modułu sprężystości Younga, taką, która pozwala na pomiar w warunkach pracy liny.

Prof. Ing. Ján Boroška, CSc.

Ing. Igor Leššo

Technical University of Košice

Park Komenského 14

SK-0430 84 Košice

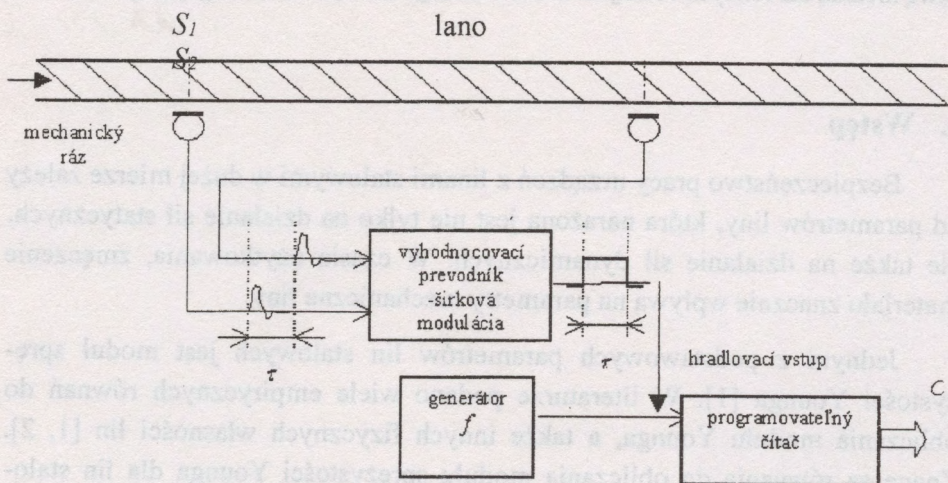
Republika Slovenska

tel.: (00421) 556022813

e-mail: Jan.Boroska@tuke.sk

2. Teoretyczne założenia metody

Naprzężana lina stalowa, z fizycznego punktu widzenia, może być traktowana jako pręt z umocowanymi końcami. Wybierzmy odcinek naprężanej liny o długości l . Jeśli w przekroju poprzecznym na końcu tego odcinka można wywołać mechaniczne uderzenie równoległe, o osi skierowanej w stronę drugiego końca odcinka, to z fizycznego punktu widzenia możemy mówić o drganiach podłużnych elastycznego pręta [4, 5]. Na rysunku 1 przedstawiono taki odcinek liny jako pręt o długości l , o przekroju S , zamocowany na obu końcach. Założmy, że ciężar właściwy materiału, z którego zrobiona jest lina wynosi ρ .



Rys.1. Odcinek obciążonej liny traktowany jako pręt, w którym wzbudzone są fale mechaniczne

Jeśli wywołamy mechaniczne uderzenie w linę, przenosi się ono wzdłuż liny w postaci stopniowego, harmonicznego i podłużnego ruchu fali, opisanego znanym równaniem:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} = v^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (1)$$

gdzie:

$u = u(x, \tau)$ jest miarą zbliżania się lub oddalania cząstek w punkcie x w czasie τ , co odpowiada odchyleniu, wędrującej cząstki pręta, od pozycji równowagi przy fali poprzecznej, v jest prędkością rozchodzenia się fali. Jednocześnie nie bierzemy pod uwagę tłumienia ruchu fali w przecie, w dodatku założono, że w przecie można rozważać jednokierunkowy ruch fali, jedynie wzdłuż osi x .

W procesie rozchodzenia się wywołanych przez linę zakłóceń mechanicznych, możemy analizować także dynamikę sił. Możemy wyprowadzić równanie na siłę, która w trakcie rozchodzenia się zakłóceń, działa pomiędzy dwoma przekrojami x i $x + dx$:

$$dF = qE \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} dx \quad (2)$$

gdzie: E – moduł sprężystości Younga.

Zgodnie z prawem Newtona $F = m \cdot a$, jednocześnie musi być spełnione następujące równanie:

$$dF = q\rho dx \frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} \quad (3)$$

Z równań (2) i (3) otrzymujemy równanie, które także opisuje stopniowy ruch fali w przecie, wywołany mechanicznym uderzeniem przy jego swobodnym końcu:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \tau^2} = \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (4)$$

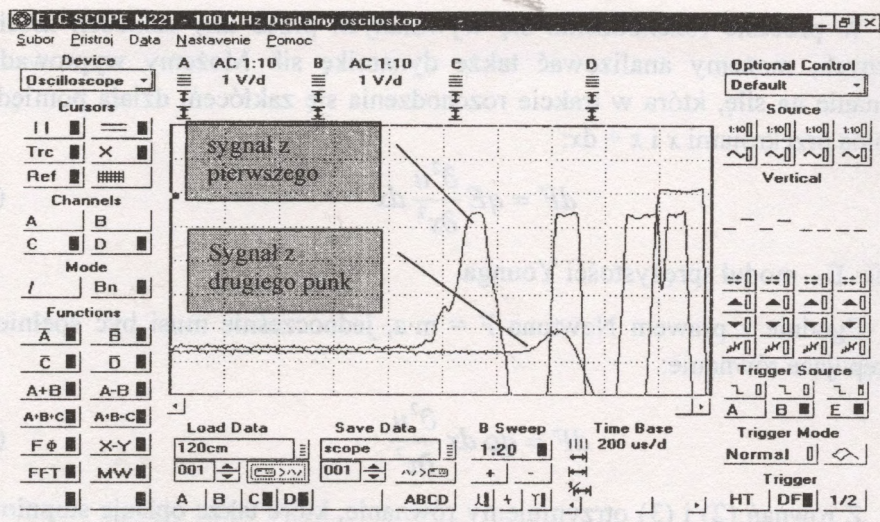
Porównując równanie (1) i (4) otrzymujemy podstawowe równanie na pomiar modułu Younga na podstawie prędkości rozchodzenia się fali sprężystej, wywołanej mechanicznym uderzeniem:

$$E = v^2 \rho ; \text{MPa} \quad (5)$$

3. Metoda pomiaru

Na powierzchni liny umieszczono dwa elektretowe mikrofony w odległości l jeden od drugiego. Przy pierwszym z nich, w określonej odległości, wywołano w linie mechaniczne uderzenie równoległe, z osią w kierunku drugiego mikrofonu. Sygnały z obu mikrofonów były obrabiane przez specjalny układ elektroniczny. Generował on prostokątny impuls o poziomie TTL, szerokość którego była proporcjonalna do opóźnienia czasowego τ w przechodzeniu fali od jednego do drugiego mikrofonu. Impuls ten był obrabiany w komputerze, zawierającym dodatkową kartę, za pomocą licznika INTEL 8253 z dokładnością do mikrosekund. Obliczenia modułu Younga liny prowadzono zgodnie z następującym równaniem:

$$E = \left(\frac{l}{\tau} \right)^2 \rho \quad (6)$$

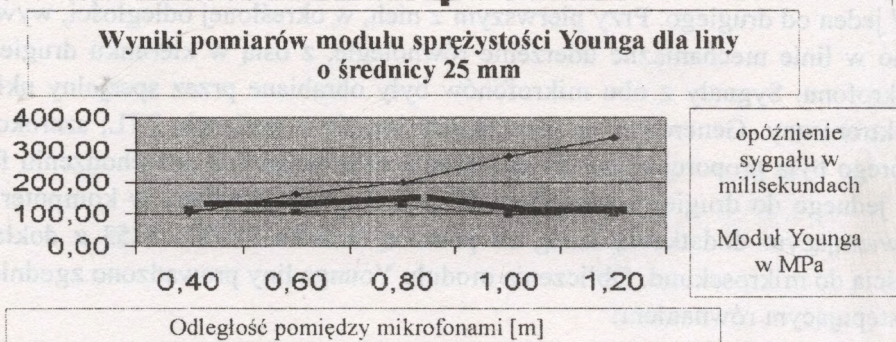


Rys.2. Przesunięcie czasowe sygnałów rozchodzenia się fali między dwoma przekrojami linii

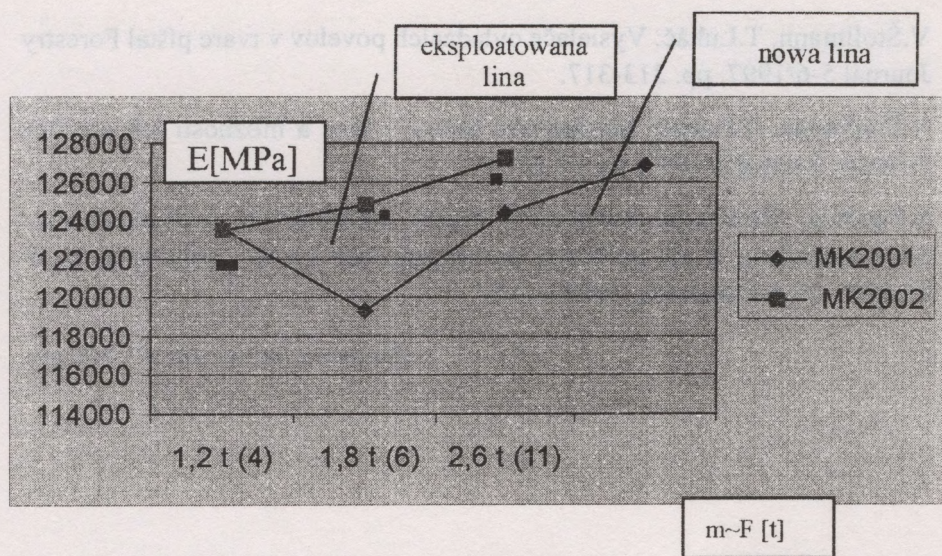
Rysunek 2 przedstawia przesunięcie czasowe sygnałów rozchodzenia się zakłócenia między dwoma punktami linii.

4. Osiągnięte rezultaty

Powtarzalność metody została sprawdzona na linii o średnicy 25 mm zamocowanej na stanowisku badawczym [3]. Zmierzone opóźnienia wzbudzenia przy zmianie wzajemnej odległości mikrofonów odpowiadają stałej fizycznej wartości prędkości rozchodzenia się dźwięku w linii (rys. 3). Na rysunku 4 pokazano uzyskane wyniki pomiarów modułu sprężystości Younga lin o trzech średnicach i różnych siłach rozciągających.



Rys.3. Wyniki pomiarów dokonanych za pomocą dwóch mikrofonów umieszczonych w różnych miejscach linii



Rys.4. Wyniki pomiarów modułu sprężystości Younga w linach

5. Wnioski

Pierwsze pomiary modułu Younga, wykonane opisaną metodą, były porównywane z wynikami pomiarów wykonanych klasyczną metodą opierającą się na wydłużeniu względnym liny [2].

Opisana metoda pomiarów nie destrukcyjnych wydaje się być odpowiednia do prowadzenia w warunkach eksploatacyjnych. Obecnie jest ona ulepszana w zakresie zastosowania adaptacyjnych algorytmów dla dokładnego dostrzeżenia parametrów elektronicznych.

Literatura

1. J.Boroška, J.Hulin, D.Lesňák: Ocel'ové laná ALFA. Bratislava, 1982, s. 479.
2. E.Štroffek, S.Kropuch: Meranie modulu pružnosti ocel'ových lán. X medzinárodná konferencia: „Výskum, výroba a použitie ocel'ových lán'98", Podbanské, september 1998, Slovakia, pp. 81-85.
3. J.Boroška, J.Krešák, P.Peterka: Estimation of quality for steel wire ropes according to their mechanical properties Acta Montanistica Slovaca 1/1997, pp. 37-42.

4. V.Štollmann, T.Lukáč: Vysielače ovládacích povelov v tvare píšťal Forestry Journal 5-6/1997, pp. 313-317.
5. V.Štollmann, T.Lukáč: Mechanické kmity v lane a možnosti ich využitia Forestry Journal 1/1997, pp. 57-67.
6. B.Pandula: Urcovanie porusenosti hornin seizmickými a seizmoakustickými metodami a ich aplikácia pri rozpojovaní hornin vybuchom. KDP FBERG TU v Kosíciach, 1995, s. 157.

Recenzent: dr inž. Alfred Carbogno

EKSPLOATACJA LIN WYRÓWNAWCZYCH OKRĄGLYCH TYPU SUPERFLEX W GÓRNICTWIE POLSKIM

Alfred CARBOGNO, Stefan MATEJA, Janusz PYPLACZ

Streszczenie: W artykule przedstawiono historię stosowania lin konstrukcji Superflex, w górnictwie polskim począwszy od lat 70. Omówiono konstrukcje lin Superflex różnych producentów zagranicznych i krajowych. Przedstawiono wyniki analizy własności mechanicznych lin Superflex z podkreśleniem wielkości momentu odkrętnego i sztywności zginania na tle innych konstrukcji lin wyrównawczych okrągłych. Podano również wyniki analizy trwałości tych lin eksploatowanych w górnictwie krajowym (kopalnie węgla i rud miedzi).

1. Wstęp

Jednym z wymogów stawianym linom wyrównawczym okrągłym jest ich duża nieodkrętność i mała sztywność na zginanie. Wymogi te spełniają liny wyrównawcze okrągłe trzy i czterowarstwowe typu Superflex. W artykule przedstawiono konstrukcje lin Superflex produkowanych w różnych krajach, ich podstawowe parametry techniczne oraz wyniki analizy sztywności zginania i momentu odkrętnego. Przedstawiono również trwałość lin Superflex eksploatowanych w polskich kopalniach rud miedzi KGHM Lubin (lata 1975-1980) oraz węgla kamiennego, kopalnia „Śląsk” (lata 1981-1982) i kopalnia „Bogdanka” (lata 1999-2002). Podano również spostrzeżenia wynikające z podsumowania dotychczasowej eksploatacji lin Superflex w górnictwie polskim.

2. Konstrukcje lin wyrównawczych okrągłych typu Superflex

Z wielu wymogów stawianych linom wyrównawczym, a szczególnie linom wyrównawczym okrągłym najważniejsze są: duża nieodkrętność (mały lub znikomy moment odkrętny, mały lub znikomy

Dr inż. Alfred Carbogno

Politechnika Śląska

Instytut Mechanizacji Górnictwa

ul. Akademicka 2

44-100 Gliwice

tel.: (0...32) 2371274, 2372454

fax: (0...32) 2371595

e-mail: img@zeus.polsl.gliwice.pl

Mgr inż. Stefan Mateja

Mgr inż. Janusz Pyplacz

Centrum Badań i Dozoru

Górnictwa Podziemnego

Sp. z o.o

ul. Łędzińska 8

43-143 Łędziny

tel.: (0...32) 2166660 do 65

fax: (0...32) 2166666

współczynnik odkrętności liny), duża giętkość (mała sztywność na zginanie) oraz odporność na działanie korozji. Wzrost głębokości szybów pociąga za sobą wzrost długości zwisających swobodnie w szybie gałęzi lin wyrównawczych z czym związana jest stateczna praca lin w szybach (bezawaryjna). Na stateczną pracę lin wyrównawczych okrągłych w szybach wpływ ma tzw. długość krytyczna lin wyrównawczych okrągłych, po przekroczeniu której występuje w pętli liny tendencja do skręcania gałęzi lin lub powstawania awarii w postaci wzajemnego splecenia pętli sąsiednich lin (w przypadku zawieszenia w szybie pod naczyniem kilku lin wyrównawczych, w górnictwie polskim od 2 do 4 liny). Na powyższe zjawiska bardzo istotny wpływ ma stopień nieodkrętności lin wyrównawczych oraz sztywność zginania. Moment odkrętny liny ma również wpływ na ilość obrotów zawiesi lin wyrównawczych okrągłych (kręcenie się lin w szybie). Długości krytyczne lin wyrównawczych okrągłych i skręcanie gałęzi lin przedstawiono w pracy [3]. Sztywność zginania ma również wpływ na układanie się lin w nawrocie (kształt pętli), co przedstawiono w pracy [2]. Według literatury linami o bardzo dużej nieodkrętności i małej sztywności na zginanie są różne konstrukcje lin Superflex (lin supergiętkich).

Liny wyrównawcze okrągłe typu Superflex są głównie produkowane przez angielską firmę BRIDON (poprzednio British Rope Limited) [7]. Liny takiej konstrukcji oferowała również nie istniejąca obecnie niemiecka firma Trefil Arbed [8]. Produkują je również aktualnie niemieckie firmy Thyssen Draht AG (obecnie BTS) [9] oraz Drako (Drahtseilerei Gustav Kocks GmbH) [10].

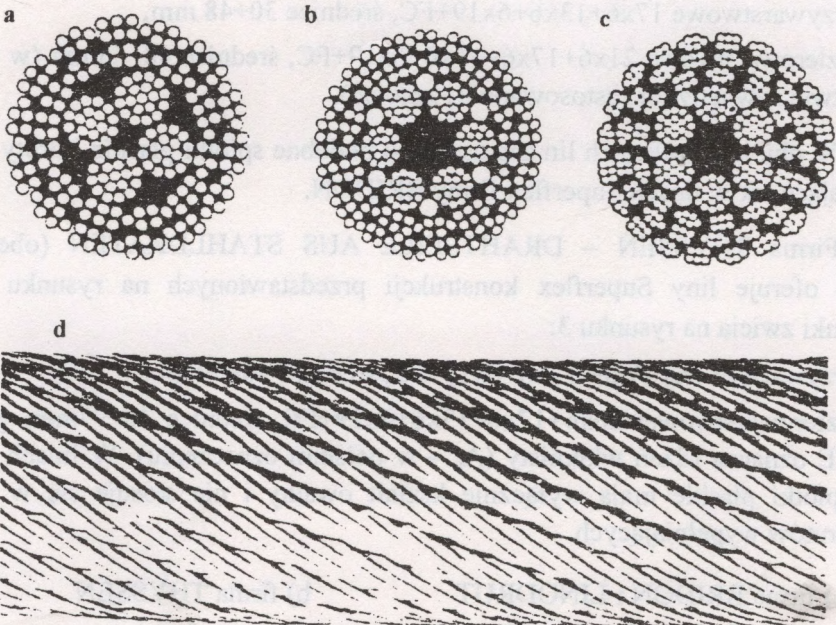
W latach 1970-1979 kilka polskich konstrukcji lin typu Superflex wyprodukowała polska Śląska Fabryka Lin i Drutów „Linodrut”, Zakład Nr 2 „Sosnolin” w Sosnowcu (normy zakładowe opracowało ówczesne Centralne Laboratorium Przemysłu Wyrobów Metalowych w Zabrzu przy współpracy z ŚFLiD „Linodrut”) [1].

Przekroje poprzeczne lin typu Superflex produkcji firmy BRIDON przedstawiono na rysunkach 1a, b, c, a widok na rysunku 1d. Liny te produkowane są jako 3 i 4 warstwowe. Pierwsza wewnętrzna warstwa składa się ze spletek okrągłych a warstwy spletek środkowych druga i trzecia oraz spletek zewnętrznych składają się ze spletek płaskich sześciodrutowych dwu rodzajów a mianowicie o przekroju prostokątnym lub owalnym (rys. 2).

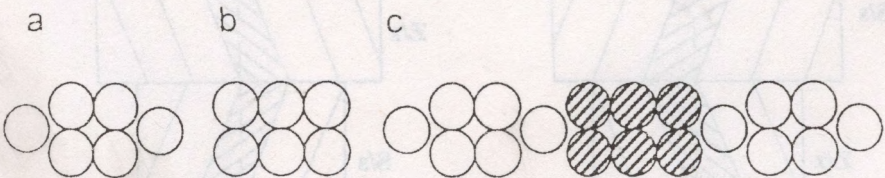
Konstrukcje lin są następujące:

- a) trzywarstwowa $14 \times 6 + 11 \times 6 + 4 \times 19 + FC$ – średnice $35 \div 44$ mm,
- b) trzywarstwowa $17 \times 6 + 13 \times 6 + 6 \times 19 + FC$ (oraz druty wypełniające) – średnice $44 \div 57$ mm,

- c) czterowarstwowa 20x6+17x6+13x6+6x19+FC (oraz druty wypełniające) – średnice 48÷73mm, gdzie: FC – oznacza rdzeń włóknisty (A_0 w polskim oznaczeniu).



Rys.1. Przekroje poprzeczne i widok odcinka linii wyrównawczej okrągłej typu Superflex produkcji angielskiej firmy BRIDON i konstrukcji: a) 14x6+11x6+4x19+FC, b) 17x6+13x6+6x19+FC, c) 20x6+17x6+13x6+6x19+FC, d) widok linii



Rys.2. Przekroje poprzeczne spletek płaskich środkowej i zewnętrznej warstwy linii konstrukcji Superflex firmy BRIDON: a) spletki płaska owalna, b) spletki płaska prostokątna, c) styk spletek

Kierunki zwicha warstw spletek są następujące (rys. 3): pierwsza warstwa – spletki i druty w lewo (S/s), druga warstwa – spletki i druty w prawo (Z/z), trzecia warstwa – spletki i druty w lewo (S/s), czwarta warstwa – spletki i druty w prawo (Z/z).

Dla lin tych zaleca się minimalny stosunek rozstawu osi naczyń wyciągowych h do średnicy liny d dla konstrukcji (rys. 1 a i b) – $h/d=30$, $c - h/d=25$

Firma TREFIL ARBED produkowała liny typu Superflex (rys. 4):

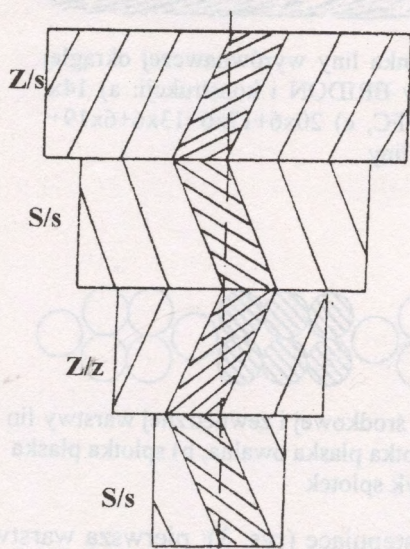
- trzywarstwowe $17 \times 6 + 13 \times 6 + 6 \times 19 + FC$, średnice $30 \div 48$ mm,
- czterowarstwowe $21 \times 6 + 17 \times 6 + 13 \times 6 + 6 \times 19 + FC$, średnice $48 \div 65$ mm (w warstwie zewnętrznej zastosowano 21 spletek).

W obu konstrukcjach lin zastosowano podobne spletki płaskie i druty wypełniające jak w linach Superflex firmy BRIDON.

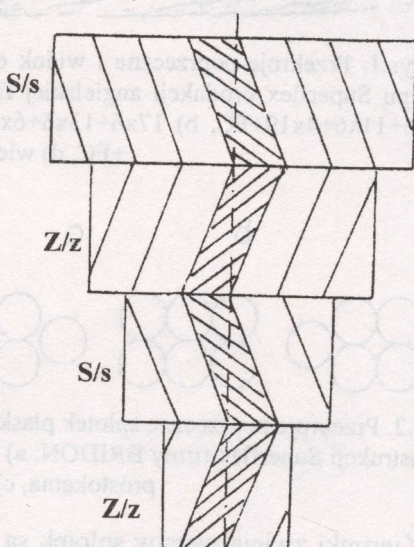
Firma THYSEN – DRAHTSEILE AUS STAHLDRÄTEN (obecnie BTS) oferuje liny Superflex konstrukcji przedstawionych na rysunku 5 i kierunku zwicia na rysunku 3:

- trzywarstwowej $17 \times 6 + 13 \times 6 + 6 \times 19 + FE$, średnice $40 \div 70$ mm,
- czterowarstwowej $20 \times 6 + 17 \times 6 + 13 \times 6 + 6 \times 19 + FE$, średnice $40 \div 77$ mm, gdzie FE oznacza rdzeń włóknisty (A_o – w. polskim oznaczeniu). W linach tych spletki płaskie mają wyłącznie kształt owalny i nie stosuje się w nich drutów wypełniających.

a) firma BRIDON i LINODRUT



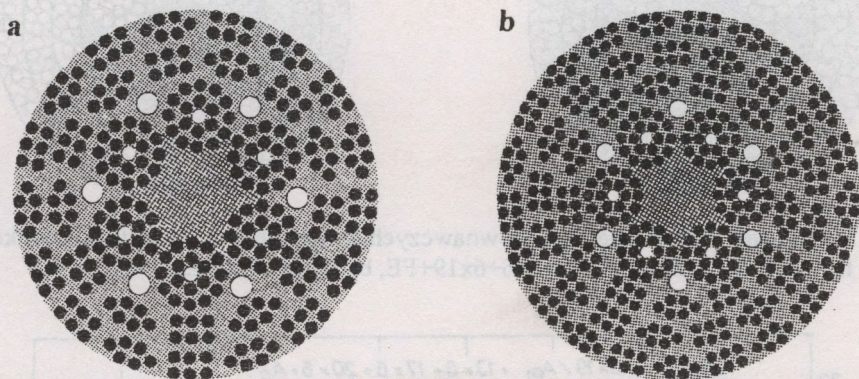
b) firma THYSEN



Rys.3. Kierunki zwicia warstw spletek i drutów w spletkach lin konstrukcji Superflex:

a) firmy BRIDON i LINODRUT, b) firmy THYSEN DRAHT AG

Firma DRAKO (Drahtseilerei Gustav Kocks GmbH) oferuje liny Superflex o identycznej konstrukcji i parametrach technicznych jakie oferowała firma TREFIL ARBED lecz wykonane z drutów tylko o wytrzymałości na zrywanie $R_m = 1080 \text{ N/mm}^2$.

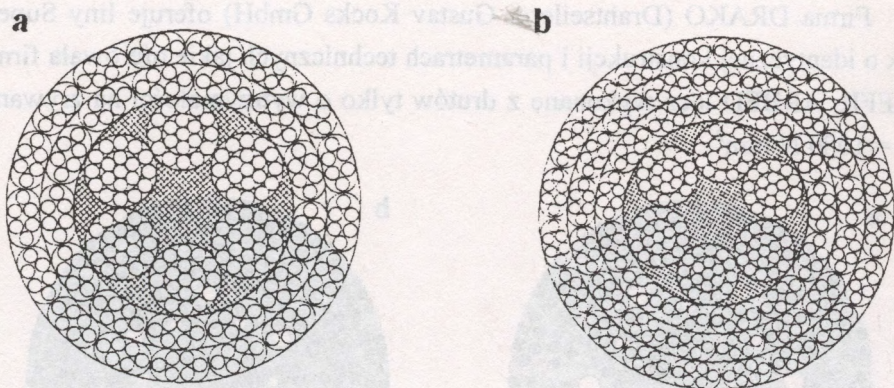


Rys.4. Przekroje poprzeczne lin wyrównawczych okrągłych typu Superflex produkcji firmy TREFIL ARBED: a) 17x6+13x6+6x19+FC, b) 21x6+17x6+13x6+6x19+FC

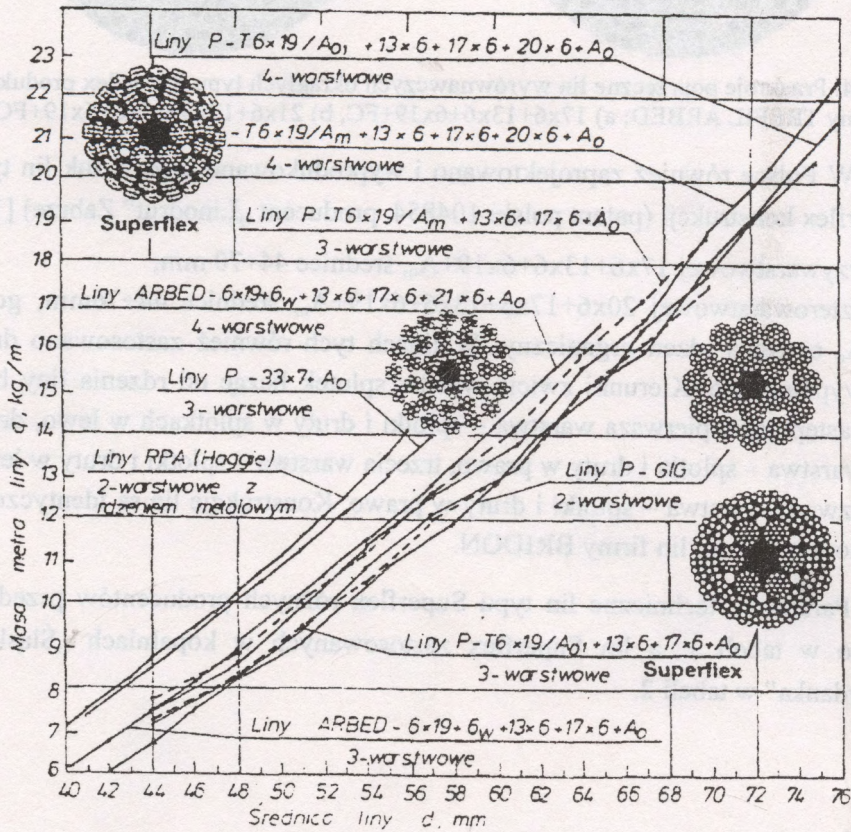
W Polsce również zaprojektowano i wyprodukowano kilka sztuk lin typu Superflex konstrukcji (patent polski 104854, producent „Linodrut” Zabrze) [1]:

- trzywarstwowej 17x6+13x6+6x19+A₀, średnice 44÷70 mm,
- czterowarstwowej 20x6+17x6+13x6+6x19+A₀, średnice 44÷76mm, gdzie A₀ oznacza rdzeń organiczny. W linach tych również zastosowano druty wypełniające. Kierunki zwicha warstw splotek licząc od rdzenia liny były następujące: pierwsza warstwa – splotki i druty w splotkach w lewo, druga warstwa – splotki i druty w prawo, trzecia warstwa – splotki i druty w lewo, czwarta warstwa – splotki i druty w prawo. Konstrukcje lin są identyczne z konstrukcjami lin firmy BRIDON.

Parametry techniczne lin typu Superflex różnych producentów przedstawiono w tabeli 1, a lin Superflex zastosowanych w kopalniach „Śląsk” i „Bogdanka” w tabeli 2.



Rys.5. Przekroje poprzeczne lin wyrównawczych okrągłych typu Superflex produkcji firmy THYSSEN: a) 17x6+13x6+6x19+FE, b) 20x6+17x6+13x6+6x19+FE



Rys.6. Porównanie mas jednostkowych lin wyrównawczych okrągłych różnej konstrukcji, w tym Superflex

Zestawienie parametrów technicznych lin wyrównawczych okrągłych typu Superflex różnych producentów. Symbole 14x6 i 17x6 oznaczają liczbę spletek płaskich w zewnętrznej warstwie liny trzywarstwowej, a symbole 20x6 i 21x6 w linie czterwarstwowej

Tabela 1

Lp.	Parametr	Kraj i producent								
		Wielka Brytania BRIDON			Niemcy TREFIL-ARBED		Niemcy THYSSEN		Polska LINODRUT	
1	Konstrukcja liny	14x6	17x6	20x6	17x6	21x6	17x6	20x6	17x6	20x6
2	Zakres średnicy liny d, mm	35-44	44-57	48-73	30-48	48-65	40-70	40-77	40-70	44-76
3	Zakres średnic drutów δ, mm	1,72 2,12	1,84 2,36	1,68 2,55	1,27 2,04	1,73 2,34	1,64 2,87	1,37 2,55	1,9 3,03	1,65 2,80
4	Masa jednostkowa liny q, kg/m	4,91 7,49	7,31 11,95	8,58 19,59	3,48 8,92	9,09 16,66	6,13 18,90	6,03 22,3	7,28 17,63	7,20 21,60
5	Poprzeczny przekrój metaliczny liny F _m , mm ²	525 797	781,4 1285,4	797,6 1838	375 959	977 1792	616 1895	613 2273	834 2148	885 2549
6	Współczynnik wypełnienia przekroju liny, v	0,53	0,51	0,44	0,53	0,54	0,49	0,49	0,56	0,57
7	Współczynnik giętkości, kg	20,4 20,8	23,9 24,1	28,1 28,8	23,5	27,8	24,5	29,1	22,8 23,1	26,7 27,1
8	Współczynnik aktywności korozyjnej k _p , mm ⁻¹	2,32 1,89	2,17 1,70	2,38 1,57	3,14 1,96	2,31 1,71	2,45 1,40	2,92 1,55	2,10 1,32	2,42 1,43
9	Obliczeniowa siła zrywająca liny P _o , kN	R _m =1080 N/mm ²	541 883	856 1356	981 2247	- -	665 2050	662 2450	899 2318	955 2751
		R _m =1180 N/mm ²	-	-	-	-	726 2240	723 2680	981 2528	1042 3000
		R _m =1270 N/mm ²	636 1038	1007 1595	1154 2642	477,8 1223,1	1246,2 2285,2	- -	- -	- -
		R _m =1370 N/mm ²	686 1120	1086 1720	1244 2850	- -	844 2600	840 3110	- -	- -
		R _m =1570 N/mm ²	787 1283	1244 1971	1426 3266	- -	- -	- -	- -	- -
10	Sprawność wytrzymałościowa liny, η	0,825	0,825	0,825	0,75	0,75	0,75	0,75	0,80	0,80
11	Rzeczywista siła zrywająca liny w całości P _c , kN	$P_c = P_o \cdot \eta, \text{ kN}$								

Parametry techniczne lin wyrównawczych okrągłych typu Superflex eksploatowanych w polskich kopalniach węgla kamiennego, lata 1980-2002 r. Oznaczenia: BRL – British Rope Limited (obecnie BRIDON), BTS (poprzednio THYSSEN)

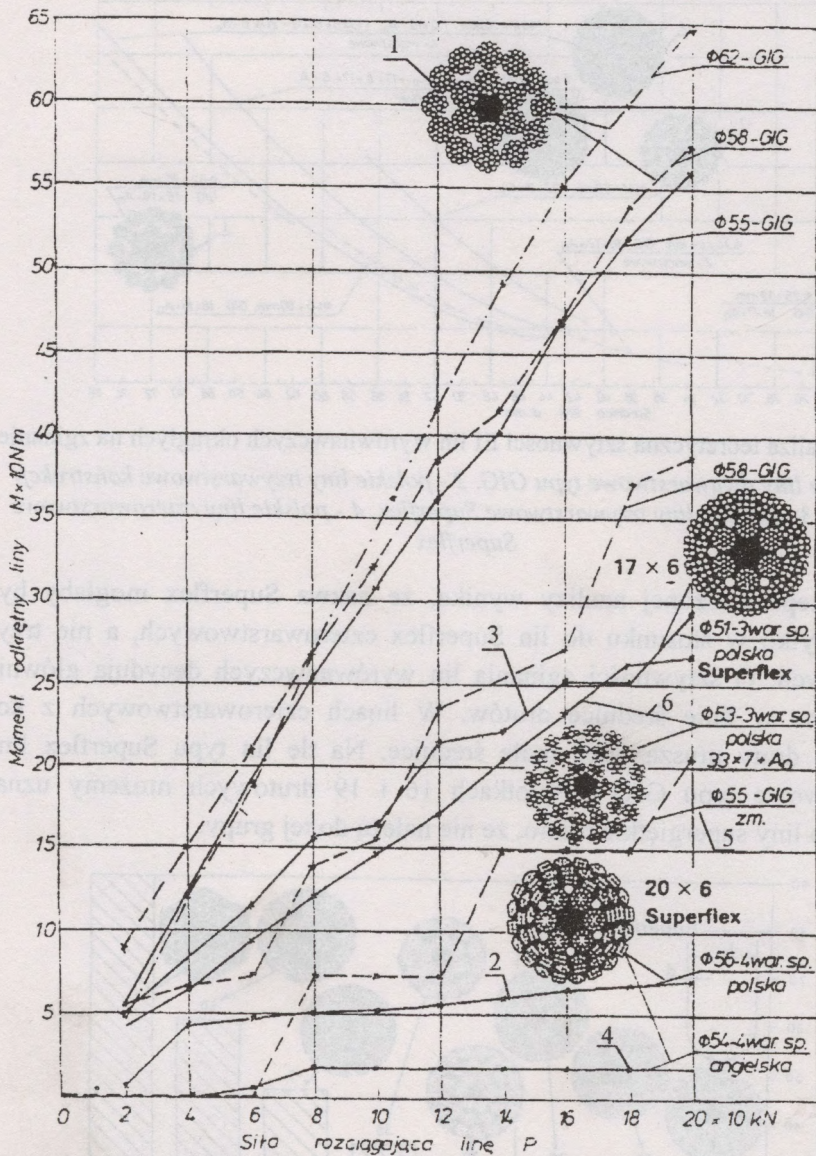
Tabela 2

Kopalnia	Konstrukcja liny, producent	Średnica liny d , mm	Średnica drutu w linie δ , mm	Masa jedn. liny q , kg/m	Wytrzymałość drutów liny R_m , N/mm ²	Siła zrywająca linę, kN		
						Obliczeniowa P_o	Wyznaczona P_w	Rzeczywista P_c
Śląsk	20x6+17x6+13x6+6x19+A ₀ (Bridon)	57	2,0	12,58	1080/1270	1408	1614,4	1228,2
Bogdanka	20x6+17x6+13x6+6x19+A ₀ (Bridon)	52	1,8	10,28	1180	1246,08	1266,98	1084
	17x6+13x6+6x19+A ₀ (BTS)	52	2,12	10,39	1180	1228	1368,4	1230

Porównanie mas jednostkowych różnych konstrukcji lin wyrównawczych okrągłych przedstawiono na rysunku 6. Liny typu Superflex mieszczą się w zakresie mas jednostkowych lin wyrównawczych okrągłych dwuwarstwowych typu GIG.

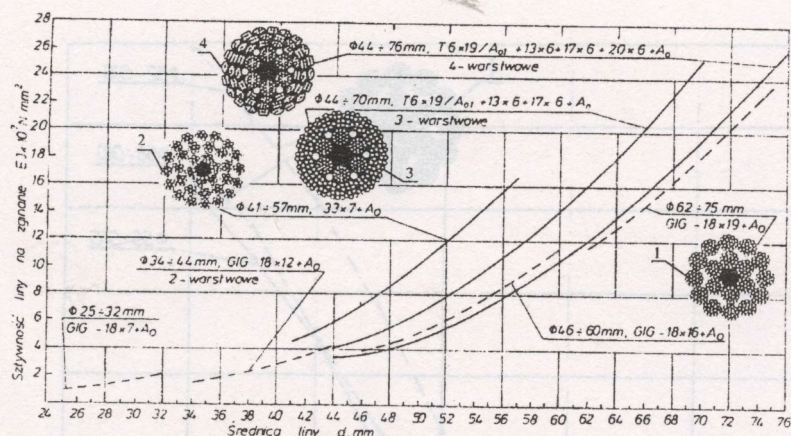
3. Moment odkrętny i sztywność zginania lin typu Superflex

Z analizy teoretycznego momentu odkrętnego liny Superflex ϕ 52 mm produkcji firmy BRIDON zastosowanej w kopalni „Bogdanka” wynika, że tzw. względny współczynnik odkrętności liny $\psi = 0,12$ i jest znacznie mniejszy od wartości dopuszczalnej $\psi = 0,4$ dla lin nieodkrętnych [4]. Badania laboratoryjne momentu odkrętnego lin wyrównawczych różnych konstrukcji (rys. 7) wykazały, że moment odkrętny liny Superflex czterowarstwowej polskiej jest 8 razy mniejszy, a angielskiej 20 razy mniejszy od momentu odkrętnego lin wyrównawczych okrągłych dwuwarstwowych typu GIG [5]. Liny Superflex są więc linami super nieodkrętymi. Wyniki analizy teoretycznej sztywności na swobodne zginanie EI lin wyrównawczych okrągłych różnych polskich konstrukcji przedstawiono na rysunku 8. Z analizy sztywności lin na zginanie wynika, że małą sztywnością charakteryzują się liny Superflex czterowarstwowe, a znacznie większą sztywnością liny Superflex trzywarstwowe. Liny Superflex czterowarstwowe mają sztywność zginania EI zbliżoną do sztywności na zginanie lin wyrównawczych okrągłych dwuwarstwowych typu GIG o splotkach 16 i 19 drutowych.



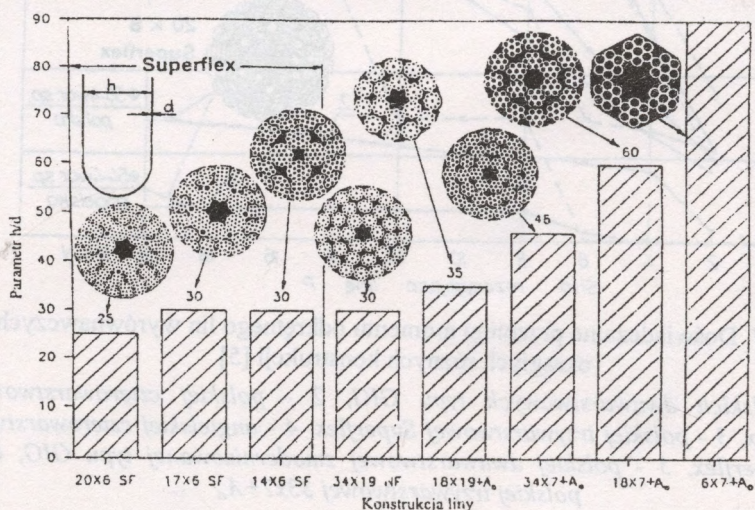
Rys.7. Doświadczalne przebiegi momentu odwrętnego lin wyrównawczych okrągłych różnych konstrukcji [5]

1 - polskich dwuwarstwowych typu GIG, 2 - polskiej czterowarstwowej Superflex, 3 - polskiej trzywarstwowej Superflex, 4 - angielskiej czterowarstwowej Superflex, 5 - polskiej dwuwarstwowej zmodernizowanej typu GIG, 6 - polskiej trzywarstwowej $33 \times 7 + A_0$.



Rys.8. Analiza teoretyczna sztywności EI lin wyrównawczych okrągłych na zginanie
 1 - polskie liny dwuwarstwowe typu GIG, 2 - polskie liny trzywarstwowe konstrukcji $33 \times 7 + A_0$, 3 - polskie liny trzywarstwowe Superflex, 4 - polskie liny czterowarstwowe Superflex

Z przeprowadzonej analizy wynika, że nazwa Superflex mogłaby być używana tylko w stosunku do lin Superflex czterowarstwowych, a nie trzywarstwowych. O sztywności zginania lin wyrównawczych decydują głównie zastosowane w linie średnice drutów. W linach czterowarstwowych z konieczności druty muszą mieć małe średnice. Na tle lin typu Superflex liny dwuwarstwowe typu GIG o splotkach 16 i 19 drutowych możemy uznać również za liny supergiętkie mimo, że nie należą do tej grupy.



Rys.9. Parametr h/d dla lin wyrównawczych okrągłych produkcji angielskiej firmy BRIDON dla pętli linii o kształcie litery U

Sztywność lin wyrównawczych na zginanie widoczna jest w kształcie pętli liny w rzapiu. W niektórych krajach zaleca się aby pętle lin w stanie statycznym tworzyły w szybie pętle o literze U a nie kształtu „gruszki”. Pętle o literze U określa tzw. naturalny promień (średnica) zginania. W praktyce szerokość pętli wyrażana jest stosunkiem $B = h/d$ – gdzie: h – rozstaw osi naczyń wyciągowych w szybie, d – średnica liny. Zalecenia firmy BRIDON dotyczące parametru $B = h/d$ dla lin wyrównawczych okrągłych produkcji tej firmy przy którym liny tworzą pętle o kształcie litery U przedstawiono na rysunku 9.

4. Eksploatacja lin Superflex w górnictwie polskim

Pierwsze liny wyrównawcze okrągłe typu Superflex produkcji firmy British Rope Limited (obecnie BRIDON) zaczęto stosować w Polsce w latach 1976-1978 w kopalniach rud miedzi Kombinatoru Górniczo Hutniczego Miedzi (KGHM) w Lubinie. Były to liny czterowarstwowe o średnicy 54 i 61,5 mm. W tamtych latach również w kopalniach KGHM zastosowano liny Superflex polskiej produkcji: 2 liny ϕ 51 trzywarstwowe i 9 sztuk lin czterowarstwowych ϕ 56 mm. Czas pracy tych lin zestawiono w tabeli 3. Parametry techniczne szybów KGHM podano w pracy [5].

Trwałości lin wyrównawczych okrągłych 3 i 4 warstwowych typu Superflex w szybach kopalń KGHM Lubin. Analizę zakończono w lipcu 1979 r. Oznaczenia zakładania lin: P – z podszybia, WI – kołowrotem Iwanowa z nadszybia. Producenci lin: BRL – British Rope Limited obecnie BRIDON (Anglia), LINODRUT – Fabryka Lin i Drutu w Zabrze (Polska), h – rozstaw osi naczyń wyciągowych w szybie

Tabela 3

Lp	Szyb, przedział, liczba zawieszonych w układzie lin	Średnica liny d, mm numer liny	Głębokość ciągnięcia H, m	Konstrukcja liny	Stosunek h/d	Sposób zakładania lin	Data założenia i zdjęcia	Czas pracy, miesiące	Przyczyna odłożenia
1	RI przedział skipowy 2	61,5/1	1039	4-warstw. BRL	32,5	P	2.02.75 25.10.75	8,6	uszkodzenia mechaniczne spletek zewnętrznych od spadającego urobku, poluzowanie spletek warstwy zewnętrznej „koszyki”
2		61,5/1	1039	4-warstw. BRL	32,5	P	25.10.75 2.05.76	6	
3	RII przedział ptn. 4	51/1	1053	3-warstw. Linodrut	32,3	P	3.06.77 1.12.78	18	luzowanie się spletek, zużycie i korozja
4		56/2	1053	4-warstw. Linodrut	29,5	P	3.06.77 16.02.79	20,5	pęknięcie spletki warstwy zewnętrznej, poluzowanie spletek warstwy zewnętrznej „koszyki”, szczeliny między spletkami
5		56/2	1053	4-warstw. Linodrut	29,5	P	16.02.79 23.06.79	4	
6		56/2	1053	4-warstw. Linodrut	29,5	P	23.06.79 11.05.80	11	

7	RII przedział płd. 4	51/1	1053	3-warstw. Linodrut	32,3	P	12.05.77 14.10.78	18	pęknięcia splotki zewnętrznej, liczne deformacje liny
8		56/2	1053	4-warstw. Linodrut	29,5	P	12.05.77 6.12.77	7	poluzowanie i rozsuniecie splotek warstwy zewnętrznej „koszyki”, pęknięcia splotki warstwy zewnętrznej
9		56/2	1053	4-warstw. Linodrut	29,5	P	6.12.77 9.05.78	5	
10		56/2	1053	4-warstw. Linodrut	29,5	P	9.05.78 24.07.79	14	
11		56/3	1053	4-warstw. Linodrut	29,5	P	12.05.77 29.12.77	7,5	
12	RIII skip 2	56/1	977	4-warstw. Linodrut	35,7	WI	28.09.75 8.12.76	14,5	uszkodzenia mechaniczne (poluzowanie) powstałe podczas zasypania rzapia urobkiem, osłabienie korozją
13		56/1	977	4-warstw. Linodrut	35,7	P	8.12.76 13.11.77	11,5	luzowanie splotek „koszyki” powstanie pętli („kobyły”), pęknięcia splotek
14		56/1	977	4-warstw. Linodrut	35,7	P	13.11.77 18.02.78	3	pętla „kobyła” w odległości 100m pod skipem „koszyki”
15		56/2	977	4-warstw. Linodrut	35,7	WI	28.09.75 22.12.76	15	uszkodzenia mechaniczne (poluzowanie) powstałe podczas zasypania rzapia urobkiem, osłabienie korozją

Analiza trwałości tych lin wykazała, że liny te pracowały od 3-20,5 miesięcy, średnio 10,9 miesiąca. Liny Superflex produkcji angielskiej pracowały 6-8,6 miesięcy, a polskie 3-20,5. Liny zdejmowano z powodu deformacji w postaci „koszyków”, luzowania się splotek warstwy zewnętrznej i korozji (w linach Superflex stosowane są z uwagi na uzyskanie małej sztywności na zginanie druty o małych średnicach). Rewelacji w trwałości tych lin na tle stosowanych innych konstrukcji lin wyrównawczych nie osiągnięto.

W 1980 roku w szybie II kopalni „Śląsk” zastosowano trzy liny wyrównawcze typu Superflex produkcji firmy British Rope Limited, (tabela 2). Trzy liny założono jako jeden komplet lin wyrównawczych w czterolinowym wyciągu wielolinowym (lina nr 1 w lutym a liny nr 2 i 3 w marcu 1980). Jest to wyciąg skipowy o udźwigu skipów $Q_u = 22$ Mg, prędkości jazdy 16 m/s, głębokości szybu 846 m i głębokości ciagnienia 816 m, o natężeniu ruchu – 450 wyciągów na dobę. Szyb był wdechowy, mokry. Liny wyrównawcze okrągłe były czterowarstwowe konstrukcji Z/z 20x6+17x6+13x6+6(1+9+9)+A₀ ϕ 57 mm. Gwarantowana siła zrywająca linę według producenta wynosiła $P_c = 1228,2$ kN, wytrzymałość drutów na zrywanie $R_m = 1080/1275$ N/mm², masa

jednostkowa 12,58 kg/m, skok zwicia 420 mm. Wyznaczone siły zrywające trzech lin wynosiły $P_w = 1614,4; 1623,3; 1602,1$ kN i odpowiednio współczynniki bezpieczeństwa liny na zerwanie dla liny nr 1 – $n_1 = 14,6$, nr 2 – $n_2 = 14,73$, nr 3 – $n_3 = 14,9$ (przy obciążeniu dla jednej liny $Q_1 = 1061,35$ kN). Z badań przeprowadzonych po 7 do 8 miesiącach pracy lin w szybie, liny nie wykazywały pękniętych drutów, starć i korozji, jednak wystąpiły na linie nr 3 deformacje w postaci początków rozwarstwienia (koszyki). W odległości 10-80 m pod skipem A na linie nr 3 odstawało 12 spośród 20 spletek zewnętrznych. Splotki te były luźne w skrajnym przypadku o 100 mm i łatwo je można było przesuwac śrubokrętem. Na tej samej linie w odległości 240 m od skipu B na odcinku liny odpowiadającym skokowi zwicia liny nr 3 dwa zewnętrzne sploty zaczęły odstawać od obrysu liny a w odległości 270 m od skipu B jeden splot był luźny. Pozostałe liny nr 1 i 2 nie wykazywały deformacji. Pomiarzy wykazały, że poza miejscami zdeformowanymi w linie nr 3 średnica liny zawierała się w granicach 57÷58 mm, a skok zwicia wynosił 420-440 mm, natomiast w miejscach zdeformowanych skoki zwicia odstających spletek dochodziły do 480 mm. Liny dopuszczono do dalszej eksploatacji, zaostrożając warunki kontroli liny nr 3 na której w miejscach deformacji założono opaski z miękkiego drutu.

Po trzech dalszych miesiącach pracy (styczeń 1981) przeprowadzono ponowne badanie liny. W odległości 10 m pod skipem A poprzednia deformacja wzrosła tworząc zgrubienia w kształcie kosza o średnicy około 90 mm na długości 300 mm. Splotki zewnętrzne na tym odcinku były luźne. Poprzednio wymienione deformacje pod skipem B były takie same, nie uległy rozwinięciu. Pozostałe uwagi jak poprzednio. Prowadzenie liny w stacji zwrotnej w której belki osłonięte były gumową taśmą przenośnikową było prawidłowe. Linę dopuszczono do dalszej eksploatacji. Liny nr 1 i 2 zbadano dopiero po dalszych 13 miesiącach pracy (łącznie po 20 miesiącach) pracy). Na linie nr 2 stwierdzono odstawanie od obrysu liny czterech spletek na długości 100 mm. Deformacje te o różnym nasileniu występowały na całej długości liny. Podobne deformacje występowały na linie nr 1 wzdłuż całej jej długości. Warstwy spletek zewnętrznych w obu linach można było przesuwac śrubokrętem co świadczyło o niedostatecznej zwartości lin. Na obu linach występowały starcia drutów zewnętrznych o cięciwie około 1 mm. Na stykach warstwy spletek zewnętrznych 20x6 i warstwy wewnętrznej 17x6 druty były częściowo starte. Nie stwierdzono natomiast pęknięć drutów. Stwierdzono lokalne zniszczenie

powłoki cynkowej w wyniku czego w miejscach tych powstały naloty korozji i drobne punktowe wżery korozyjne. Podczas jazdy liny ocierały się o belki stacji zwrotnej. Miejscami średnice lin wzrosły i wynosiły 57-59 mm a skoki zwicia 460-470 mm. Liny dopuszczono do dalszej eksploatacji. Czas pracy lin Superflex przedstawiono w tabeli 4. Liny Superflex pracowały w kopalni „Śląsk”: lina nr 1 – 22 miesiące, lina nr 2 – 23 miesiące, lina nr 3 – 10,5 miesiąca, średnia trwałość wynosiła 18,5 miesiąca. Taką trwałość lin można uznać za średnią a więc nie za bardzo zadawalającą. Liny zostały odłożone z powodu występowania deformacji w kształcie „koszyków”, starcia i korozji.

Trwałość lin wyrównawczych okrągłych konstrukcji Superflex eksploatowanych w kopalniach „Śląsk” i „Bogdanka”. Oznaczenia: * - stan na dzień 12.09.2002. H – głębokość ciągnięcia

Tabela 4

Ko-palnia	Szyb	Rodzaj szybu	Nr liny	Konstrukcja liny	Producent liny	Śre-dnica liny d, mm	Data założenia	Data zdjęcia	Czas pracy mie-siące	Przyczyna odłożenia Uwagi
Śląsk	II H=816m	wdechowy mokry	1	20x6+17x6+13x6+6x19+A ₀ 4 warstw.	British Rope Limited	57	10.02.80	13.12.81	22	Deformacje, „koszyki”, starcia, korozja
			2			57	2.03.80	31.01.82	23	
			3			57	23.03.80	01.02.81	10,5	
Bogdanka	1.2 H=961m	wdechowy suchy	S	17x6+13x6+6x19+A ₀ 3 warstw.	Thyssen	52	26.09.99	nadal	36*	-
	1.3 H=1009m	wydechowy mokry	1N	20x6+17x6+13x6+6x19+A ₀ 4 warstw.	Bridon	52	21.08.99	02.12.00	15,5	Pęknięta splotka, zużycie, starcia, 217530 skipów
			2N	20x6+17x6+13x6+6x19+A ₀ 4 warstw.	Bridon	52	21.08.99	02.12.00	15,5	zużycie
			3N	17x6+13x6+6x19+A ₀ 3 warstw.	Thyssen	52	26.06.00	14.02.02	21,5	z powodu pęknięcia splotki zewnętrznej
	1.4 H=928m	wydechowy suchy	N	20x6+17x6+13x6+6x19+A ₀ 4 warstw.	Bridon	52	12.11.99	nadal	34*	z lin jeszcze wychodzi smar
			S			52	12.11.99	nadal	34*	

W kopalni „Bogdanka” od 1999 r. zaczęto eksploatować liny wyrównawcze okrągłe typu Superflex czterowarstwowe firmy BRIDON i trzywarstwowe firmy THYSEN DRAHT AG (obecnie BTS). Dane lin podano w tabeli 2. Współczynnik bezpieczeństwa na zerwanie dla lin nowych wynosił powyżej 10 (wymagany n=6). Parametry techniczne urządzeń wyciągowych szybów 1.2, 1.3, 1.4 kopalni „Bogdanka” w których eksploatowano liny Superflex przedstawiono w tabeli 5, a trwałość lin w tabeli 4.

Z 6 sztuk lin nadal pracują 3 liny (3 odłożono). Uwzględniając czas pracy na dzień przeprowadzonej analizy trwałości lin tj. 12.09.2002 można stwierdzić, że liny pracowały od 15,5-36 miesięcy, średnia trwałość wynosi 26 miesięcy. Jest to przeszło dwukrotnie większa trwałość lin w porównaniu z trwałością lin Superflex w KGHM Lubin oraz 1,5 krotnie większa od trwałości lin Superflex w kopalni „Śląsk”. Liny Superflex czterowarstwowe firmy BRIDON eksploatowane w wyciągu szybu 1.3 (około 600 skipów na dobę) pracujące 15,5 miesiąca i brały udział w wyciągnięciu około 217500 skipów. Na próbkach pobranych z liny po jej odłożeniu przeprowadzono badania wytrzymałościowe drutów na rozciąganie, zginanie i skręcanie oraz badanie liny na zrywanie w całości. Również poddano dokładnej ocenie stanu technicznego wyciętych odcinków z liny. Z badań tej liny po jej odłożeniu sformułowano między innymi następujące wnioski [6,11]:

- współczynnik bezpieczeństwa liny odłożonej był obniżony o ponad 25% w stosunku do stanu liny nowej,
- z badań drutów liny na zrywanie, zginanie i skręcanie wynika, że największy ubytek sumarycznej siły zrywającej drutów dotyczył warstw spletek wewnętrznych i wynosił 30%, na zginanie liczba zgięć zmniejszyła się o średnio 60% dla drutów wszystkich warstw spletek i na skręcanie średnio o 90%.

Należy zaznaczyć, że producent lin Superflex firma BRIDON dopuszcza naprawę tych lin w przypadku pęknięcia jednej splotki warstwy zewnętrznej po jej zalutowaniu.

Dane techniczne urządzeń wyciągowych KWK „Bogdanka”. Oznaczenia:
klatka WG – klatka wielkogabarytowa, skipkl. – skipoklatka, v_k – współczynnik korozji

Tabela 5

Wyszczególnienie	Szyb 1.2	Szyb 1.3	Szyb 1.4
1	2	3	4
Typ maszyny wyciągowej	2L – 6000/2400	4L – $\frac{5500}{2 \times 3600}$	2L – 5000/1450
Głębokość ciągnięcia H, m	961	1009	912/928
Prędkość jazdy v_w/v_b , m/s	15/12	16	16/12
Przyspieszenie opóźnienie a/b, m/s ²	0,8/1	1/1,2	0,7/1,0
Rodzaj szybu	wdechowy	wydechowy	wydechowy
Prędkość powietrza w szybie v_p , m/s	7,66	5,66	3,77
Naczynia wyciągowe	2 klatki 4-piętrowe	2 skipy	klatka WG skipokl.

1	2	3	4
Masa własna naczyń O_m , Mg	11,5	23,2	-
Ładowność naczyń O_n , Mg	14,6	30	12,5/12,8
Liczba x średnica lin nośnych $n \times d$, mm	2x50	4x50	2x50
Liczba x średnica lin wyrównawczych $n_1 \times d$, mm	2x49	4x49	2x49
Głębokość szybu H_{sz} , m	995	1032	963,6
Średnica szybu D_{sz} , m	6	7,5	7,5
Liczba przedziałów	1	2	1
Funkcja szybu	wydobywczy, zjazdowo-materiałowy	skipowy wydobywczy	wydobywczy, zjazdowo-materiałowy
Rozstaw osi naczyń wyciągowych h , mm	1800	1500	2150
Parametr $B=h/d$	34,6	28,8	41,4
Agresywność korozyjna, v_k	szyb wilgotny	bardzo mokry III silny stopień $v_k=12,5\text{g/m}^3 \times \text{doba}$	szyb suchy
Liczba wyciągów na dobę	350	~600	380

5. Zakończenie

Z przeprowadzonej analizy trwałości lin wyrównawczych okrągłych trzy i czterowarstwowych typu Superflex w górnictwie polskim wynika, że liny te były zdejmowane po około 10 do 23 miesięcy pracy (najczęściej poniżej 20 miesięcy). Uwzględniając jednak 3 liny Superflex eksploatowane nadal (obecnie 34, 35, 36 miesięcy) można stwierdzić, że czas pracy lin wynosił 3-36 miesięcy. W kopalniach miedzi KGHM Lubin średnio 10,9 miesięcy, a w kopalni „Śląsk” średnio 18,5 miesięcy i w kopalni „Bogdanka” średnio 26 miesięcy. Znaczna trwałość lin w kopalni „Bogdanka” w porównaniu z innymi kopalniami wynika z korzystnego środowiska szybowego (z wyjątkiem szybu 1.3).

Na tle eksploatacji innych konstrukcji lin wyrównawczych stosowanych w tych samych szybach nie są to wyniki zadawalające. Zaletą lin typu Superflex jest ich duża nieodkrętność i mała sztywność zginania co wiąże się między innymi ze stosowaniem drutów małych średnic, a to z kolei sprzyja ich niszczeniu przez starcia i korozję. Szczególnie niebezpieczne są starcia drutów pomiędzy warstwami spletek. Dodatkowym czynnikiem powodującym odkładanie lin było tworzenie się deformacji (rozwarstwiania) liny w postaci tzw. koszyków.

Literatura

1. A.Carbogno, J.Czaja: Analiza trwałości oraz badania laboratoryjne lin wyrównawczych okrągłych. Praca NB-82/RG-2/78, etap I cz.I, Politechnika Śląska, Instytut Mechanizacji Górnictwa. Gliwice, grudzień 1978, s.1-108.
2. A.Carbogno: Badanie kształtu pętli lin wyrównawczych w szybach. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 1990 Nr 10, s.16-28.
3. A.Carbogno, V.Ropaj: Skręcanie gałęzi lin wyrównawczych okrągłych w rzapiu. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 1990 Nr 6-cz.I, s.34-44, Nr 10-czII, s.5-16.
4. A.Carbogno, z zespołem: Technologia naprawy warstwy zewnętrznej liny wyrównawczej okrągłej wielowarstwowej konstrukcji Superflex. Gliwice 2001, s.18.
5. A.Carbogno, S.Drożdżak: Eksploatacja lin wyrównawczych okrągłych w kopalniach rud miedzi. Budownictwo górniczo-przemysłowe i kopalnictwo rud, 1979 nr 6, s.6.-29.
6. A.Carbogno, S.Mateja, J.Pyplacz: Eksploatacja lin wyrównawczych okrągłych typu Superflex. XII międzynarodna konferencja „Výskum, výroba a použitie ocelových lán”. Technická Univerzita v Košiciach, 28-31 maj 2002, Podbanské – Vysoké Tatry. Slovakia, s.22-27.
7. Katalog lin firmy Bridon, Anglia.
8. Katalog lin firmy Trefil Arbed, Niemcy.
9. Katalog lin firmy Thyssen, Niemcy.
10. Katalog firmy Drako, Niemcy.
11. S.Mateja, R.Górny: Ekspertyza z przeprowadzonych badań liny wyrównawczej wielowarstwowej Superflex 20x6 ϕ 52 mm po 15,5 miesiącach eksploatacji w górniczym wyciągu szybowym S.1.3 KWK „Bogdanka”. CBiDGP, ekspertyza nr 1/LO/2001. Mysłowice, marzec 2001, s.24.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Jerzy Antoniak

1. A. Carbogno, J. Czajka: Analiza trwałości oraz badania laboratoryjne lin wy-
równawczych okrągłych. Praca Nr 82/RG-2578, etap I cz.I, Politechnika
Śląska, Instytut Mechanizacji Górnictwa, Gliwice, grudzień 1978, s.1-108.
 2. A. Carbogno: Badanie kształtu pędlin wyrównawczych w szypach Mecha-
nizacji i Automatykacji Górnictwa, 1990 Nr 10, s.16-28.
 3. A. Carbogno, V. Ropot: Skuteczność gąsienic lin wyrównawczych okrągłych w
rapiu Mechanizacji i Automatykacji Górnictwa, 1990 Nr 8-cz.I, s.34-44,
Nr 10-cz.II, s.2-16.
 4. A. Carbogno, z zespołem: Technologia naprawy warstwy zewnętrznej lin
wyrównawczych okrągłych wielowarstwowej konstrukcji Superflex, Gliwice
2001, s.18.
 5. A. Carbogno, S. Dziadosz: Eksploatacja lin wyrównawczych okrągłych w
kopalniach iad iad. Badawczo-górnictwo-przemysłowe i kopalnictwo
iad, 1979 nr 6, s.6-29.
 6. A. Carbogno, S. Majster, J. Pyliński: Eksploatacja lin wyrównawczych okr-
głych typu Superflex. XII międzynarodowe konferencje „Wyższe wyroby i
poultne oczołowych iad”. Technika Uniwersytetu y Katowicach, 28-31 maj
2002, Podbanie – Wyższe iad, Katowice, s.22-23.
 7. Katalog lin firmy Eridan, Anglia.
 8. Katalog lin firmy Trefl, Niemcy.
 9. Katalog lin firmy Thyssen, Niemcy.
 10. Katalog lin firmy Driak, Niemcy.
 11. S. Majster, R. Górnay: Eksploatacja z przeprowadzonych badań lin wyro-
nawczych wielowarstwowej Superflex 20x652 mm po 15,2 miesiącach eks-
ploatacji w górnictwie wyroby szypowych 2,13 KWK „Podbanie”.
CBiG, ekspozyta nr IN.O.2001, Mysłowice, marzec 2001, s.24.
- Załącznik nr 1 do niniejszego artykułu

WSPÓŁCZESNE KONSTRUKCJE KRAJOWE WIE- LOLINOWYCH BĘBNÓW PĘDNYCH ORAZ PER- SPEKTYWY ROZWOJU

Stefan BUĆKO

Streszczenie: W artykule przedstawiono ideę nowych konstrukcji wielolinowych bęb-
nów pędnych oraz przykłady zrealizowanych konstrukcji, uruchomionych w krajo-
wych kopalniach. Prezentowane konstrukcje są lżejsze od konstrukcji starego typu,
zapewniają obniżenie pracochłonności wykonania oraz skrócenie czasu koniecznego dla
wykonania montażu na wale maszyny wyciągowej.

1. Wprowadzenie

Sytuacja w przemyśle wydobywczym wskazuje, że w najbliższej przy-
szłości nie należy oczekiwać działań inwestycyjnych w zakresie budowy no-
wych kopalń i uruchamiania nowych wyciągów pionowych. Pojawiające się
sygnały dotyczące ewentualnego podjęcia prac nad dostępem do zasobów rudy
w rejonie Suwałk nie uzasadniają jeszcze oczekiwań na zmianę sytuacji w
zakresie inwestycji. Można zatem sądzić iż potrzeby krajowych kopalń będą
ograniczone do modernizacji istniejących wyciągów, w ramach których pojawią
się potrzeby wymiany bębnow pędnych. Wynika to z faktu, że starsze kon-
strukcje nie spełniają wymagań współczesnych przepisów bezpieczeństwa, co
ogranicza możliwości podwyższenia parametrów eksploatacyjnych; równo-
cześnie występują sporadycznie przypadki znacznego zużycia fizycznego i mo-
ralnego pracujących wyciągów.

Uzasadnione wydaje się oczekiwanie, że dostawy urządzeń niezbędnych
do modernizacji wyciągów pionowych powinien w dużym stopniu zabezpieczać
przemysł krajowy, posiadający wieloletnią tradycję w wytwarzaniu maszyn wy-
ciągowych. Utrzymanie tej produkcji mo-
że stwarzać perspektywy eksportowe, po
umocnieniu ekonomicznym producentów
krajowych. Warunkiem koniecznym utrzy-
mania się na rynku dostaw urządzeń wy-
ciągu pionowego jest oferowanie produk-
tów nie odbiegających poziomem technicz-
nym od oferty producentów zagranicznych.

Dr inż. Stefan Bućko

*Politechnika Krakowska
Instytut Mechaniki i PKM
Al. Jana Pawła II 37a
31-864 Kraków
tel.: (0...12) 6384531
e-mail: s.bucko@mech.pk.edu.pl*

Opracowane wspólnie przez zespoły Instytutu Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Krakowskiej oraz ZUT „Zgoda” S.A. i „Proserw-Zgoda” nowe konstrukcje wielolinowych bębnow pędnych, oparte na pracach autora [1, 2], mogą stanowić podstawę dla zabezpieczenia większości potrzeb krajowych kopalń. W ostatnich latach zrealizowano 10 nowych bębnow pędnych, według koncepcji konstrukcyjnych przedstawionych w pracach [1, 2]. Niektóre z wspomnianych konstrukcji były prezentowane na konferencjach przez pracowników Politechniki Krakowskiej oraz „Proserw-Zgoda”. Wydaje się, że konstrukcje realizowane na bazie tych koncepcji mają szansę konkurencji z konstrukcjami zagranicznymi i mogą być podstawą dalszych prac badawczych nad optymalizacją poszczególnych węzłów; prace takie są zresztą obecnie kontynuowane.

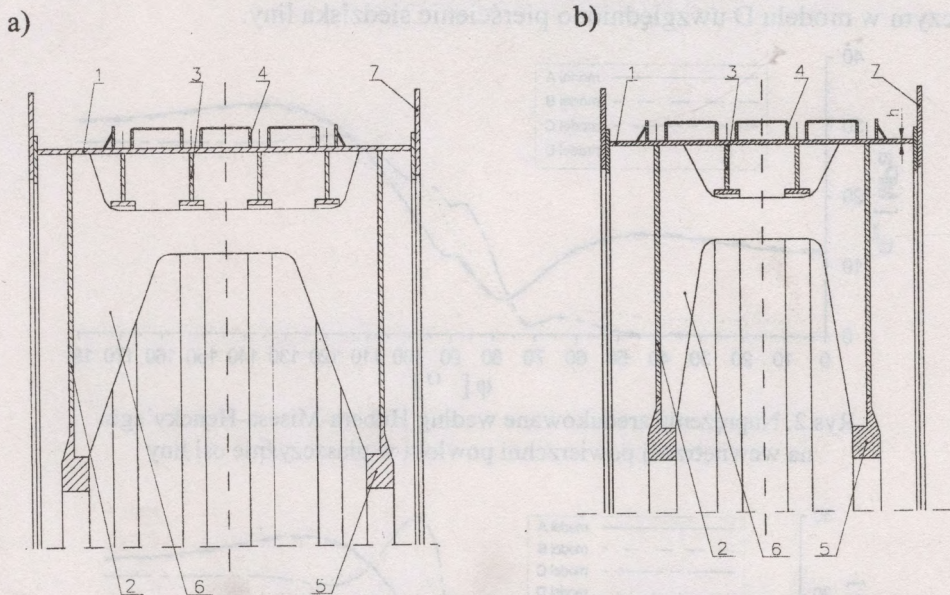
W prezentowanej pracy przedstawiono ideę nowych konstrukcji wielolinowych bębnow pędnych wraz ze skróconym uzasadnieniem oraz przykłady zrealizowanych konstrukcji, uruchomionych w krajowych kopalniach. Prezentowane konstrukcje są lżejsze od konstrukcji starego typu, zapewniają obniżenie pracochłonności wykonania oraz skrócenie czasu, koniecznego dla wykonania montażu na wale maszyny wyciągowej, do kilku dni.

2. Myśl przewodnia nowej konstrukcji bębnow pędnych

Wielolinowe bębny pędne są wielkogabarytowymi konstrukcjami płytowo-powłokowymi poddanymi działaniu zmiennych w czasie obciążeń lokalnych. Jak dla większości konstrukcji tego typu łączenie poszczególnych elementów i zespołów realizowane jest przez spawanie, przy czym wymiary konstrukcji często wykluczają możliwość wykonania jej odprężenia przez wyżarzanie. Konstrukcje płytowo-powłokowe są wrażliwe na lokalne przeszytnienia, które wywołują koncentrację naprężeń, a przy spawaniu generują siły wewnętrzne (naprężenia własne) rzutujące na trwałość zmęczeniową, jak również deformacje, których usunięcie w fazie montażu zwiększa pracochłonność i koszty wykonania. Miejscami szczególnie wrażliwymi na koncentrację naprężeń są zawsze węzły konstrukcyjne obejmujące elementy o drastycznie różnych sztywnościach. Konstrukcje płytowo-powłokowe często kształtowane są jako samonośne, co pozwala z reguły na zmniejszenie masy przy zwiększeniu podatności. Dąży się przy tym do takiego ukształtowania, aby umożliwić przeniesienie obciążeń przez siły w powierzchni środkowej bez istotnego udziału zginania.

W przypadku działania obciążeń lokalnych eliminacja zginania jest utrudniona, warto jednak pamiętać, że powłoki mają naturalną właściwość eliminacji

(tłumienia) zginania, o czym piszą zarówno A.S.Wolmir, jak i W.Flügge, co związane jest choćby z zasadą minimum energii – zginanie zawsze prowadzi do dużego wzrostu energii odkształcenia sprężystego. Stosowanie żeber w konstrukcjach powłokowych powinno być zatem poprzedzone analizą obciążeń i sił wewnętrznych tak, aby układ żeber przenosił obciążenia na podpory i nie powodował zbędnych przeszywnień. Przykładami przeszywnionych konstrukcji są bębny pędne projektowane i wytwarzane przez wiele lat, których schematy pokazano na rysunku 1.



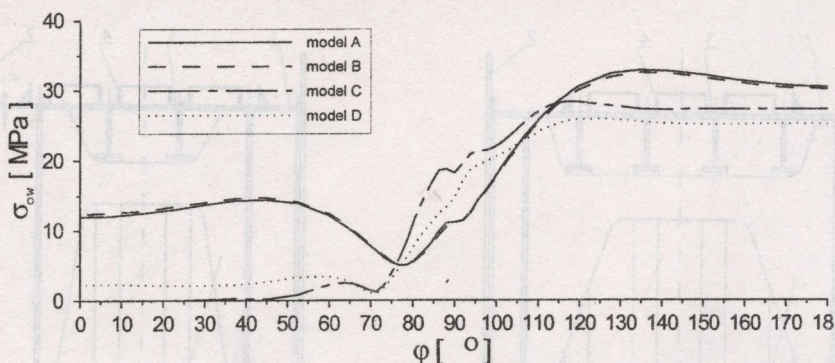
Rys.1. Schematy tradycyjnych konstrukcji czterolinowego bębna pędnego

1 – powłoka walcowa kolistą, 2 – dysk boczny, 3 – obwodowe żebra wewnętrzne, 4 – pierścień siedziska liny, 5 – piasty dysków bocznych, 6 – żebra promieniowe typu H łączące dyski boczne w niektórych przypadkach połączone z powłoką, 7 – tarcze hamulcowe

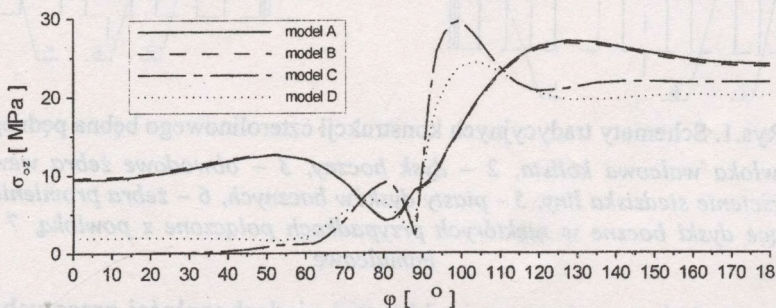
Konstrukcje te, mimo swej widocznej niedoskonałości pracowały i nadal pracują (wykazują niezbyt dużą awaryjność dzięki niskiemu poziomowi wytężeń), chociaż nie zawsze spełniają warunki zawarte w aktualnie obowiązujących przepisach – głównie dotyczy to przypadku obciążenia występującego przy zerwaniu lin nośnych.

Analiza teoretyczna i doświadczalna sił wewnętrznych, naprężeń, odkształceń oraz sił brzegowych w powłoce (płaszczyźnie) bębna pędnego omówiona w pracach [1], [2] i [3] pozwoliła na ocenę roli poszczególnych elementów konstrukcyjnych bębna w przenoszeniu rzeczywistych obciążeń. Poniżej przedstawiono wybrane najważniejsze wyniki tych analiz zilustrowane dodatkowo

wynikami obliczeń za pomocą MES, potwierdzających słuszność sformułowanych wniosków konstrukcyjnych. Przykładowe obliczenia wykonano dla konstrukcji rzeczywistej (pracującej w jednej z kopalń) oraz dla konstrukcji hipotetycznej, w której masę żeber obwodowych (nr 3 na rys. 1b) wykorzystano na zwiększenie grubości powłoki na całej jej długości. Analizowano 4 modele obliczeniowe, przy czym model A odpowiada powłoce rzeczywistej bez pierścieni siedziska liny, model B – powłoka rzeczywista z pierścieniami siedziska liny, modele C i D odpowiadają powłoce gładkiej o ekwiwalentnej masie, przy czym w modelu D uwzględniono pierścienie siedziska liny.

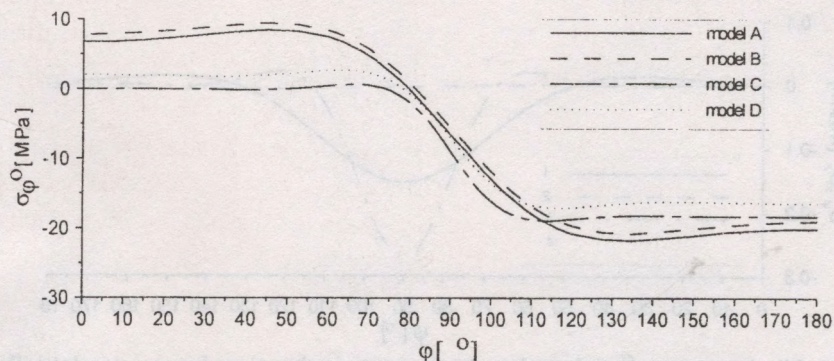


Rys.2. Naprężenia zredukowane według Hubera-Misesa-Hencky'ego na wewnętrznej powierzchni powłoki w płaszczyźnie osi liny

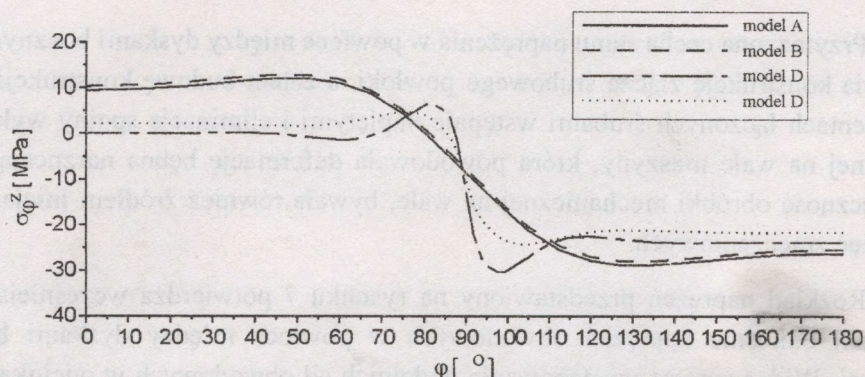


Rys.3. Naprężenia zredukowane według Hubera-Misesa-Hencky'ego na zewnętrznej powierzchni powłoki w płaszczyźnie osi liny

Wyniki przedstawione na rysunkach 2 i 3 dowodzą, że zastąpienie powłoki z wewnętrznymi żebrami obwodowymi powłoką gładką o ekwiwalentnej masie nie powoduje wzrostu wyężenia materiału powłoki, natomiast przez eliminację spoin mocujących żebra oraz poprawę widma naprężeń może zapewnić wzrost trwałości zmęczeniowej. Stosowanie wewnętrznych żeber obwodowych w płaszczyznach osi lin nie jest zatem konieczne dla szeroko rozumianego bezpieczeństwa konstrukcji – tj. trwałości zmęczeniowej i odporności na obciążenia skrajne odpowiadające zerwaniu lin nośnych.

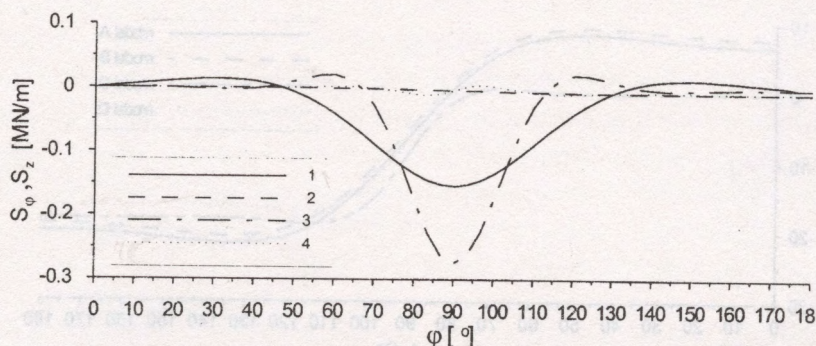


Rys.4. Naprężenia błonowe w powłoce, w kierunku obwodowym σ_{φ}^0 , w płaszczyźnie osi liny



Rys.5. Całkowite naprężenia obwodowe na zewnętrznej powierzchni powłoki w płaszczyźnie liny (w płaszczyźnie osi liny)

Na rysunku 4 przedstawiono naprężenia obwodowe w powierzchni środkowej powłoki, których rozkład odpowiada rozkładowi obwodowych sił wewnętrznych. W przypadku powłoki gładkiej siły obwodowe praktycznie nie osiągają wartości dodatnich, natomiast w powłoce z żebrami, w części nie obciążonej naciskami lin występują znaczące wartości dodatnie jako skutek oddziaływania (rozprężania się) żeber obwodowych. Całkowite naprężenia obwodowe osiągają, w obszarze między dyskami bocznymi powłoki gładkiej, wartości dodatnie tylko lokalnie wskutek zginania (rys. 5); potwierdza to również rozkład naprężeń obwodowych w powłoce czterolinowego bębna pędnego uzyskany za pomocą metody elementów skończonych pokazany na rysunku 7.



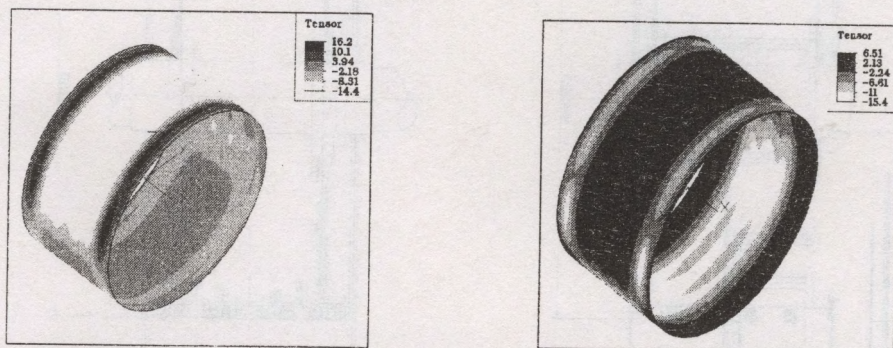
Rys.6. Siły brzegowe S_ϕ (obwodowa) i S_z (promieniowa) na brzegu powłoki dla modeli A oraz C: 1 – S_ϕ dla modelu A; 2 – S_z dla modelu A; 3 – S_ϕ dla modelu C; 4 – S_z dla modelu C

Przytoczona cecha stanu naprężenia w powłoce między dyskami bocznymi ułatwia konstrukcję złącza śrubowego powłoki, a zatem budowę konstrukcji o segmentach łączonych śrubami wstępnie napiętymi i eliminację spoiny wykonywanej na wale maszyny, która powodowała deformację bębna narzucając konieczność obróbki mechanicznej na wale, bywała również źródłem inicjacji pęknięć zmęczeniowych.

Rozkład naprężeń przedstawiony na rysunku 7 potwierdza wcześniejsze wnioski odnośnie naprężeń obwodowych w powłoce między dyskami bocznymi. Widoczne jest występowanie dodatnich sił obwodowych w odcinkach powłoki wysuniętych poza dyski boczne, w części obwodu obciążonej naciskiem lin, stwierdzoną wcześniej w badaniach modelowych [3]. Kompensacja tych sił jest możliwa, co potwierdzają zrealizowane i pracujące konstrukcje dzielone np. w KWK „Staszic”, KWK „Zofiówka” i inne.

Wykresy sił brzegowych przedstawione na rysunku 6, wyniki badań doświadczalnych zamieszczone w pracach [3 i 4] oraz obliczeń MES [5, 6] dowiodły, że zarówno moment zginający, jak i siły promieniowe przekazywane z powłoki na dyski boczne są niewielkie. Główne obciążenie dysków bocznych przejmowane z powłoki stanowią siły styczne do zewnętrznego obwodu dysków i działające w powierzchni środkowej. Drugą ważną składową obciążenia dysków bocznych stanowi moment napędzający. Obie wymienione składowe obciążenia dysków generują w nich naprężenia styczne, których wartości narastają przy zbliżaniu się do piasty. Wobec opisanego wyżej charakteru obciążenia dysków bocznych stosowanie żeber promieniowych jest nieuza-

sadnione, a nawet szkodliwe dla trwałości zmęczeniowej konstrukcji. Trzecia składowa obciążenia dysków wynikająca z obrotów piast o kąty ugięcia wału generuje zginanie o wartości malejącej w miarę oddalania się od piasty, przy czym towarzyszące temu obciążeniu naprężenia są większe w dysku z żebrami [5], bowiem wspomniane wymuszenie ma charakter kinematyczny.

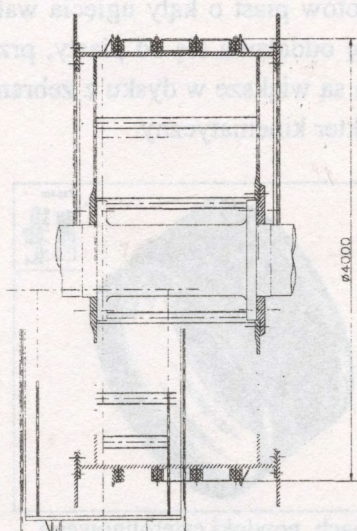


Rys.7. Naprężenia obwodowe na powierzchniach powłoki czterolinowego bębna pędnego o konstrukcji analogicznej do bębna o konstrukcji pokazanej na rysunku 8

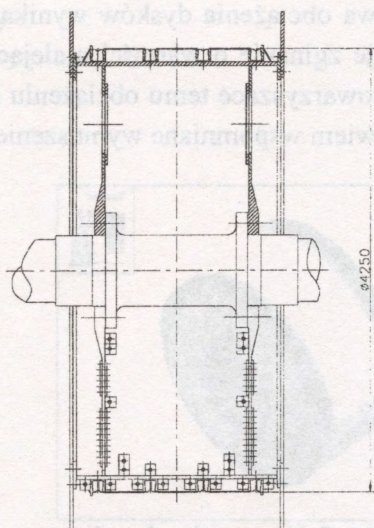
Przytoczone wyżej wyniki oraz interpretacje uzasadniają preferencję dla konstrukcji bębnow pędnych z powłoką gładką od wewnątrz i dyskami bocznymi bez żeber promieniowych. Konstrukcje te mogą być dzielone wzdłuż płaszczyzny osiowej i segmentach łączonych śrubami bądź też (dla mniejszych średnic) konstrukcjami jednolitymi z dzieloną piastą. W obu rodzajach konstrukcji końcową obróbkę mechaniczną można zrealizować w zakładzie producenta, a czas montażu skrócić do kilku dni. Szczegółowe omówienie koncepcji bębnow pędnych nowego typu projektowanych i wykonywanych w kraju wraz z obszernym uzasadnieniem zawarto w pracy autora [4].

Poniżej na rysunkach 8, 9, 10 przedstawiono schematy konstrukcji bębnow pędnych wykonanych przez ZUT „Zgoda” S.A.; projekty techniczne (skąd zaczerpnięto prezentowane schematy) wykonał zespół konstruktorów „Proserw-Zgoda”, natomiast koncepcję oraz obliczenia wytrzymałościowe opracował zespół Instytutu Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Krakowskiej.

Rysunek 8 przedstawia schemat konstrukcyjny czterolinowego bębna pędnego z dzieloną piastą, która umożliwia skrócenie czasu montażu na wale dzięki możliwości wykonania obróbki u producenta i uniknięciu spawania na wale maszyny.



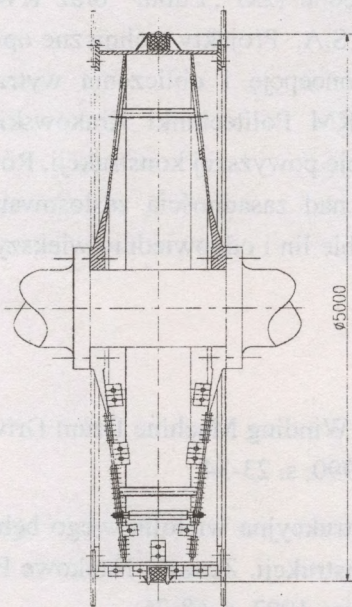
Rys.8. Czterolinowy bęben pędny o średnicy 4000 mm z linami położonymi między dyskami bocznymi w wersji z dzieloną piastą



Rys.9. Czterolinowy bęben pędny o średnicy 4250 mm, dzielony ze złączami śrubowymi; liny skrajne położone poza dyskami bocznymi

Zastosowanie takiego rozwiązania jest uwarunkowane możliwością transportu całego bębna. W przypadkach wymiany bębna wraz z wałem stosuje się większą (niż wcześniej) liczbę śrub łączących piasty z kołnierzami wału o znacząco mniejszej średnicy, co poprawia warunki przeniesienia obciążeń. W przyszłości przewiduje się możliwość stosowania połączeń ciernych – przeniesienia obciążeń za pomocą sił tarcia. Bębny pędne według schematu na rysunku 8 pracują w KWK „Staszic”, KWK „Jas-Mos” oraz w ZG „Polkowice-Sieroszowice”.

Na rysunku 9 pokazano schemat konstrukcji jednego z bębnow dzielonych, ze złączami śrubowymi – pracuje w KWK „Zofiówka”. Konstrukcja tego typu stwarza mniejsze trudności przy transporcie; łatwiejsze są również operacje połączenia segmentów z wałem, gdyż nie zachodzi konieczność manewrowania dwoma dużymi i ciężkimi zespołami. Wykonanie obu segmentów oraz złączy śrubowych z niezbędną dokładnością jest bardziej pracochłonne w stosunku do jednolitej konstrukcji spawanej. Ważną zaletą konstrukcji skręcanej z dwóch segmentów jest eliminacja spoiny (łączącej segmenty) wykonywanej na wale maszyny wyciągowej, wykonywanej w trudnych warunkach oraz



Rys.10. Schemat ideowy jednolinowego koła pędnego o średnicy nominalnej 5000 mm; koło skręcane z dwóch segmentów, dyski boczne w kształcie stożków

eliminacja krzyżowania się spoin w dysku bocznym – z uwagi na wymiary części płaskiej dysku bocznego nie można wykonać z jednego arkusza blachy. Obie wymienione cechy istotnie przyczyniają się do wzrostu trwałości zmęczeniowej konstrukcji. Warto również zauważyć, że w konstrukcjach wielkogabarytowych obserwuje się tendencję zastępowania spoin nośnych wstępnie napiętymi złączami śrubowymi jako bardziej przewidywalnymi w warunkach obciążeń cyklicznie zmiennych.

Jednym z przykładów ciągłego rozwoju krajowych konstrukcji bębnowych jest jednolinowy bęben, pokazany na rysunku 10, w którym płaskie dyski boczne zastąpiono powłokami w kształcie stożków ściętych. Bęben ten wykonano w wersji konstrukcji dzielonej złączami śrubowymi. Przyjęta

koncepcja pozwoliła na rozprężenie rozstawu dysków przy powłoce i rozstawu kołnierzy wału. W rezultacie można skrócić długość czynnej (obciążonej) części powłoki, co zwiększa jej sztywność. Stożkowe dyski boczne zapewniają kilkakrotny wzrost sztywności osiowej bębna oraz poprawę stateczności. Jest to możliwe dzięki zdolności powłok stożkowych do przenoszenia osiowych obciążeń zewnętrznych przez siły „błonowe” wzdłuż tworzących stożka – w przypadku dysków płaskich siły takie generują siły poprzeczne oraz momenty zginające. Rozwiązanie konstrukcyjne pokazane na rysunku 10 jest szczególnie przydatne dla jedno lub dwulinowych bębnowych o dużych średnicach – 5000 mm bądź większych. W konstrukcjach o takich proporcjach wymiarowych uzyskanie niezbędnej sztywności osiowej oraz wartości siły krytycznej wymagałoby wprowadzenia wielu żeber wewnętrznych. Dodatkową, ważną zaletą konstrukcji zaprezentowanej poglądowo na rysunku 10 jest zastosowanie złącza śrubowego, a tym samym ułatwienie transportu i montażu.

Obecnie pracują już dwa takie bębny pędne (ZG „Lubin” oraz KWK „Chwałowice”) wykonane przez ZUT „Zgoda” S.A.. Projekty techniczne opracował zespół „Proserw-Zgoda”, natomiast koncepcję i obliczenia wytrzymałościowe zespół Instytutu Mechaniki i PKM Politechniki Krakowskiej. Dalsze prace badawcze pozwolą na optymalizację powyższej konstrukcji. Równocześnie uzasadnione jest podjęcie studiów nad zasadnością zastosowania dysków stożkowych w bębnach o większej liczbie lin i odpowiednio większym obciążeniu.

Literatura

1. S.Bućko: Strength Analysis of Multi-Rope Winding Machine Drum Drive. Mechanika Teoretyczna i Stosowana 1-2, 1990, s. 23-34.
2. S.Bućko: Analiza wytrzymałościowo-konstrukcyjna wielolinowego bębna pędnego oraz propozycje modernizacji konstrukcji. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo, z. 209, Gliwice 1993, s. 68-75.
3. S.Bućko: Doświadczalna weryfikacja stanu odkształcenia i naprężenia w powłoce bębna pędnego. Materiały XVI Sympozjum Mechaniki Eksperymentalnej Ciała Stałego, Jachranka 1994, s. 39-42.
4. S.Bućko: Analiza wytrzymałościowa nowej konstrukcji płytowo-powłokowej na przykładzie wielolinowego bębna pędnego. Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej, seria Mechanika, Zeszyt 86, 2001.
5. S.Bućko, M.Trzebicki: Analiza wytrzymałościowa tarczy bocznej wielolinowego bębna pędnego. Materiały XVIII Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn, Kielce-Ameliówka 1997, s. 251-256.
6. S.Bućko, M.Trzebicki: Przykładowe obliczenia wytrzymałościowe bębna pędnego o dużej smukłości. Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej „Wyciągi szybkie u progu XXI wieku”, ref. XXV, Szczyrk 1999.
7. S.Bućko, M.Trzebicki: Analiza wytrzymałościowo-konstrukcyjna niekonwencjonalnej konstrukcji bębna pędnego. Materiały XX Sympozjonu Podstaw Konstrukcji Maszyn, Opole – Polanica Zdrój., 2001.

8. J.Maraszkieicz, W.Głowacki, B.Szymura: Wybrane zagadnienia związane z modernizacjami części mechanicznej maszyn wyciągowych w okresie od 1998 do 2001. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej „KOMTECH 2001”, Szczyrk 2001, s.235-246.
9. W.Flügge: Powłoki – Obliczenia statyczne. Arkady, Warszawa 1962.
10. A.S.Wolmir: Ustojcziwost deformirujemych sistemi. Izdatielstwo „Nauka”, Moskwa 1967.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

8. J. Matyszkiewicz, W. Głowacki, H. Szyniarz, Wybrane zagadnienia związane z modelowaniem części mechanicznej maszyn wydobywczych w okresie od 1998 do 2001. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej „KOMTECH 2001”, Szczecin 2001, s. 232-246.
9. W. Flügge: *Elastizität – Obliczenia statyczne*, Arkady, Warszawa 1962.
10. A. S. Wolin: *Ustojliwość deformirujemych sistem*, Izdatelstwo „Nauka”, Moskwa 1967.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Adam Klich

WYBRANE PROBLEMY OPTIMALIZACJI GEOMETRII DYSKU BOCZNEGO BĘBNA PĘDNEGO

Marcin TRZEBICKI

Streszczenie: W artykule przedstawiono niektóre problemy optymalizacji geometrii dysku bocznego bębna pędnego oraz podano wyniki analizy wpływu trzech wybranych parametrów konstrukcyjnych na stan naprężenia i ekstremalne wyężenie materiału dysku. Analizę stanu naprężenia wykonano za pomocą metody elementów skończonych.

1. Wprowadzenie

Dyski boczne należy zaliczyć do podstawowych elementów konstrukcyjnych bębnow pędnych. Przenoszą one obciążenie wynikające z napięcia lin nośnych z płaszcza (powłoki) na wał oraz moment napędzający, który w fazie rozruchu osiąga znaczne wartości. Dodatkowo dyski boczne bębnow wieloliniowych poddane są zginaniu wymuszonemu przez obroty piast związane z ugięciem wału. W przeszłości większość przypadków pęknięć zmęczeniowych, notowanych w bębnach pędnych, występowała w dyskach bocznych od strony napędu, tj. przenoszących moment napędzający bęben. W minionym dziesięcioleciu, w ramach współpracy ZUT „Zgoda” S.A. oraz Instytutu Mechaniki i PKM Politechniki Krakowskiej, opracowano i wdrożono nową konstrukcję wielolinowych bębnow pędnych.

W nowej konstrukcji wykorzystano wyniki analiz teoretycznych [1], [4] badań doświadczalnych [2], które uzasadniały eliminację żeber promieniowych dysków bocznych. Koncepcje nowego rozwiązania konstrukcyjnego dysków bocznych zostały również potwierdzone wynikami obliczeń metodą elementów skończonych [3]. Zrealizowano również pionierską konstrukcję bębna pędnego o średnicy 5000 mm z dyskami bocznymi w kształcie stożków ściętych [5]. Rezultaty dotychczasowych prac badawczych pozwoliły na zdecydowaną poprawę konstrukcji dysków bocznych. Istotą rozwoju techniki jest jednak ciągle doskonalenie konstrukcji i technologii, co uzasadnia prowadzenie dalszych prac nad ulepszeniem konstrukcji

Mgr inż. Marcin Trzebicki

Instytut Mechaniki i PKM

Politechnika Krakowska

Al. Jana Pawła II 37a

31-864 Kraków

tel.: (0...12) 6384531

e-mail: mtrzeb@mech.pk.edu.pl

dysków. Przykładem zasadności takiej tezy jest choćby wprowadzenie stożkowych dysków bocznych, co pozwoliło na znaczące uproszczenie konstrukcji bębnow pędnych o dużej smukłości.

Napędzane dyski boczne bębnow pędnych poddane są działaniu obciążeń cyklicznie zmiennych w czasie, przy czym wszystkie składowe mają charakterystyki zbliżone do cyklu symetrycznego najbardziej niekorzystnego dla wytrzymałości zmęczeniowej materiału. Możliwości optymalizacji geometrii dysku bocznego, przy założonym kształcie powierzchni środkowej, są ograniczone wskaźnikami ekonomicznymi. Znacząca część dysku powinna mieć stałą grubość, mimo iż jakościowa analiza stanu naprężenia wskazuje, że optymalne rozwiązanie zmierzałoby do grubości zmiennej wzdłuż promienia.

W prezentowanej pracy przedstawiono wyniki analizy wpływu trzech wybranych parametrów konstrukcyjnych na stan naprężenia i ekstremalne wyłączenie materiału dysku. Rozpatrywano mianowicie:

- wpływ usztywnienia brzegów otworów rewizyjnych,
- wpływ odległości otworów rewizyjnych, o standardowej średnicy, od osi bębna,
- zmiany stanu naprężenia w dysku wynikające ze zmiany usytuowania dysków bocznych względem lin nośnych.

Analizę stanu naprężenia wykonywano za pomocą metody elementów skończonych.

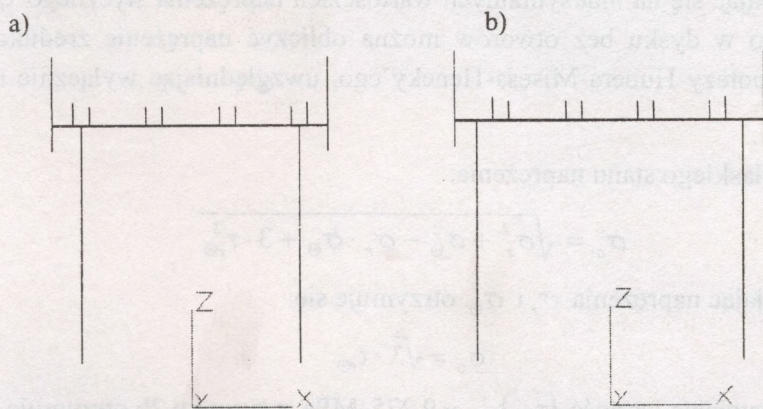
2. Model obliczeniowy i metoda analizy

Model obliczeniowy stosowany w analizie powinien posiadać możliwie dużo cech charakterystycznych występujących w rzeczywistych konstrukcjach wielolinowych bębnow pędnych. Za podstawę niniejszej analizy przyjęto zatem bęben czterolinowy z napędem symetrycznym o schemacie konstrukcyjnym stosowanym w silnie obciążonych maszynach. Przy doborze obciążeń obliczeniowych zachowano proporcje między napięciami lin nośnych, momentem ruchowym i kątami ugięcia wału spotykane w konstrukcjach rzeczywistych.

Pokazane w pracy wartości naprężeń nie odpowiadają konstrukcji rzeczywistej i są jedynie podstawą analizy porównawczej w ramach przyjętego schematu. W prezentowanej analizie stosowano bezwymiarowe parametry charakteryzujące wymiary liniowe utworzone przez odniesienie ich do średnicy po-

działowej powierzchni środkowej płaszcza bębna oraz bezwymiarowe naprężenia utworzone jako ilorazy naprężeń w dysku z otworami i maksymalnych wartości odpowiednich naprężeń w dysku bez otworów rewizyjnych, tj. w dysku bez zaburzeń stanu naprężenia. Wszystkie obliczenia zrealizowano dla dwóch charakterystycznych położenia dysku, tj. gdy otwory rewizyjne leżą na liniach pochyłonych pod kątem 45° do osi pionowej i poziomej dysku bocznego – położenie „x”, oraz gdy znajdują się na tych osiach – położenie „+”. Otrzymane wyniki zestawiono w postaci wykresów liniowych a najbardziej charakterystyczne przypadki zilustrowano za pomocą barwnych map pokazując rozkłady naprężeń w dysku bocznym.

W prowadzonych badaniach nie zmierzano do optymalizacji grubości dysku z uwagi na minimalną masę, gdyż konstrukcja dysku o grubości zmiennej na całej powierzchni jest ekonomicznie nieuzasadniona. Przyjęto jednak zmienną grubość piasty, co jest uzasadnione technicznie i powszechnie stosowane w podobnie obciążonych elementach konstrukcyjnych.



Rys.1. Schematy ideowe modelu obliczeniowego: a) model z dyskami bocznymi pod skrajnymi liniami nośnymi; b) model z liniami nośnymi położonymi między dyskami bocznymi

Przy formułowaniu ocen i wniosków na obecnym etapie analizy nie prowadzono badań pod kątem wytrzymałości zmęczeniowej, w której należałoby uwzględnić wpływ spoin niewątpliwie obniżających jej wartość.

Schemat ideowy modelu obliczeniowego przedstawiono na rysunku 1a i b, gdzie rysunek 1a odpowiada położeniu dysku pod skrajnymi liniami natomiast rysunek 1b przypadkowi położenia lin pomiędzy dyskami bocznymi.

3. Ogólna charakterystyka stanu naprężenia w dysku bocznym

Podstawowe cechy charakterystyczne obciążenia dysków bocznych oraz stanu naprężenia były prezentowane wcześniej w pracach [1], [2], [3]. Prace te były podstawą eliminacji stosowanych wcześniej żeber promieniowych. Tematyka prezentowanej pracy uzasadnia przedstawienie rozkładu naprężeń zredukowanych (według Hubera-Misesa-Hencky'ego) oraz najbardziej znaczącej składowej stanu naprężenia, którą w dysku bębna pędnego jest $\tau_{r\theta}$. Wobec przyjętego stanu wzorcowego dla naprężeń przedstawiono rozkłady naprężeń zredukowanych dla trzech przypadków (rys. 2): dysk boczny bez otworów, dysk z otworami w położeniu „x” oraz dysk z otworami w położeniu „+”.

Dla dysku bez otworów rewizyjnych występuje charakterystyczne zjawisko bardzo nierównomiernego rozkładu wyteżenia oraz naprężeń stycznych $\tau_{r\theta}$ względem osi pionowej. Łatwo zauważyć wyraźny związek pomiędzy cytowanymi wielkościami, a także to, że o maksymalnym wyteżeniu decydują naprężenia styczne.

Opierając się na maksymalnych wartościach naprężenia stycznego $\tau_{r\theta}$ występującego w dysku bez otworów można obliczyć naprężenie zredukowane według hipotezy Hubera-Misesa-Hencky'ego, uwzględniając wyłącznie naprężenie $\tau_{r\theta}$.

Dla płaskiego stanu naprężenia:

$$\sigma_o = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r \cdot \sigma_\theta + 3 \cdot \tau_{r\theta}^2}$$

Pomijając naprężenia σ_r i σ_θ otrzymuje się:

$$\sigma_o = \sqrt{3} \cdot \tau_{r\theta}$$

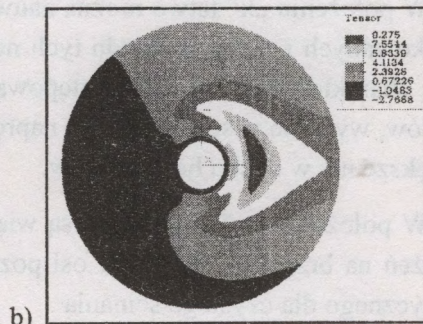
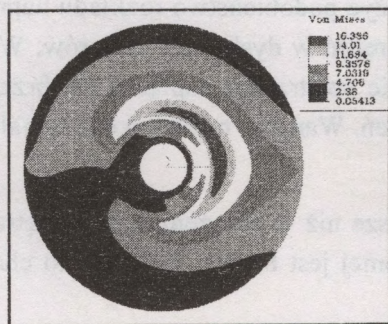
Podstawiając wartość $(\tau_{r\theta})_{\max} = 9,275 \text{ MPa}$ z rysunku 2b otrzymuje się:

$$\bar{\sigma}_o = \sqrt{3} \cdot 9,275 = 16,065 \text{ MPa}$$

Otrzymane naprężenie zredukowane stanowi ponad 98% największego naprężenia zredukowanego w dysku bez otworów, $\sigma_o = 16,336 \text{ MPa}$, otrzymanego dla modelu MES (rys. 2a). Potwierdza to tezę o dominującym wpływie naprężeń stycznych.

Naprężenia styczne są sumą dwóch składowych: od napięcia lin i od momentu napędzającego, które po jednej stronie bębna się sumują, a po drugiej się

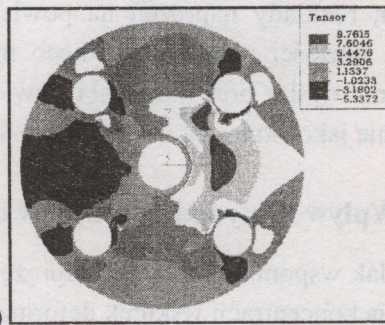
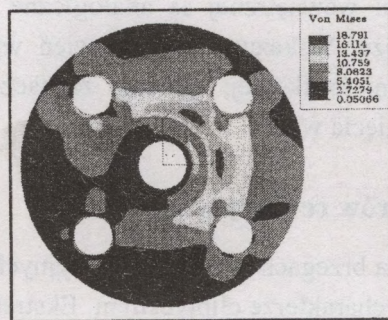
odejmują (z uwagi na ich przeciwne zwroty). Zjawisko to zostało omówione w pracach [3], [5].



a)

b)

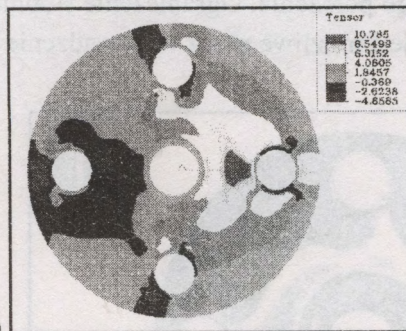
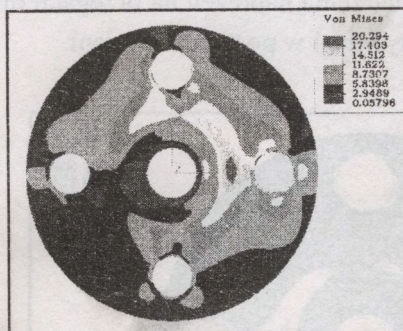
Dysk bębna pędnego bez otworów, strona zewnętrzna



c)

d)

Dysk bębna pędnego z otworami w położeniu „x”, strona zewnętrzna



e)

f)

Dysk bębna pędnego z otworami w położeniu „+”, strona zewnętrzna

Rys.2. Stan naprężenia w dysku bębna pędnego: a., c., e.: Naprężenia zredukowane według Hipotezy Hubera-Misesa-Hencky'ego; b., d., f.: naprężenia styczne $\tau_{\theta\phi}$.

Otwory rewizyjne z racji swoich wymiarów wprowadzają znaczące zaburzenia w rozkładzie naprężeń – powodują wzrost naprężeń ekstremalnych przy czym podstawowe cechy rozkładu naprężeń w dysku są nadal aktualne.

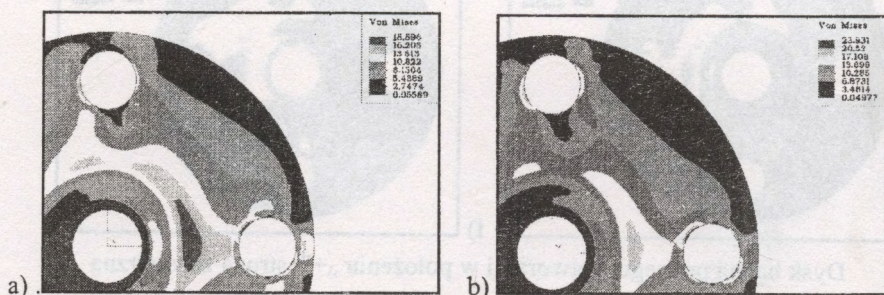
W położeniu „x” łatwo można zauważyć podobieństwo rozkładu naprężeń zredukowanych i τ_{θ} do rozkładu tych naprężeń w dysku bez otworów. Ważną cechą charakterystyczną jest występowanie spiętrzenia naprężeń na brzegach otworów, wyraźne w strefie dużych naprężeń. Wartości naprężeń ekstremalnych są większe niż w dysku bez otworów.

W położeniu „+” naprężenia są większe niż w położeniu „x”. Spiętrzenie naprężeń na brzegach otworu w osi poziomej jest bardzo zbliżone do charakterystycznego dla czystego ścinania.

Na rysunku 2 pokazano rozkłady naprężeń na zewnętrznej powierzchni dysku; rozkłady naprężeń na powierzchni wewnętrznej są analogiczne przy czym wartości naprężeń są nieco mniejsze. Wskazuje to na pewien wpływ zginania dysku oraz skręcania powierzchni środkowej; zginanie zaznacza się głównie jako skutek obrotów piast o kąt ugięcia wału.

4. Wpływ usztywnień brzegów otworów rewizyjnych

Jak wspomniano wyżej, naprężenia na brzegach otworów rewizyjnych podlegają koncentracji wskutek deformacji o charakterze eliptycznym. Ekstremum bezwzględne jest zależne od odległości otworów od osi bębna oraz ich bieżącego położenia. Ograniczenie stopnia spiętrzenia naprężeń na brzegach otworów jest możliwe przez wprowadzenie usztywnień w postaci pierścieni.

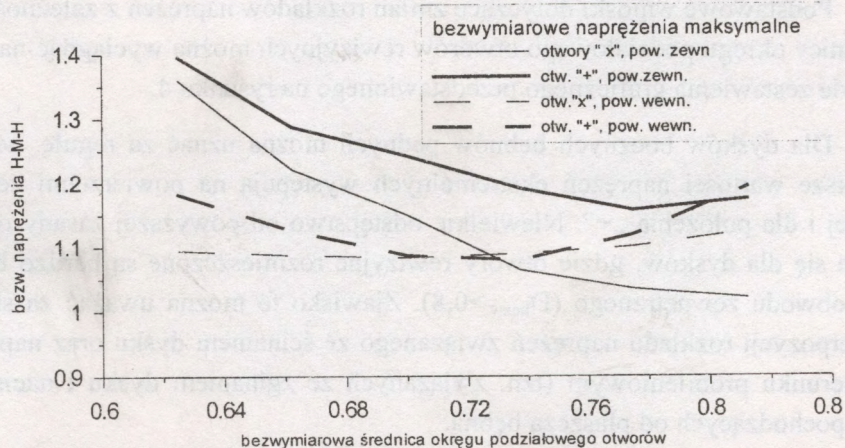


Rys.3. Wpływ usztywnienia otworów rewizyjnych na rozkład naprężeń zredukowanych w dyskach: a) otwory rewizyjne wzmocnione; b) otwory rewizyjne bez wzmocnienia

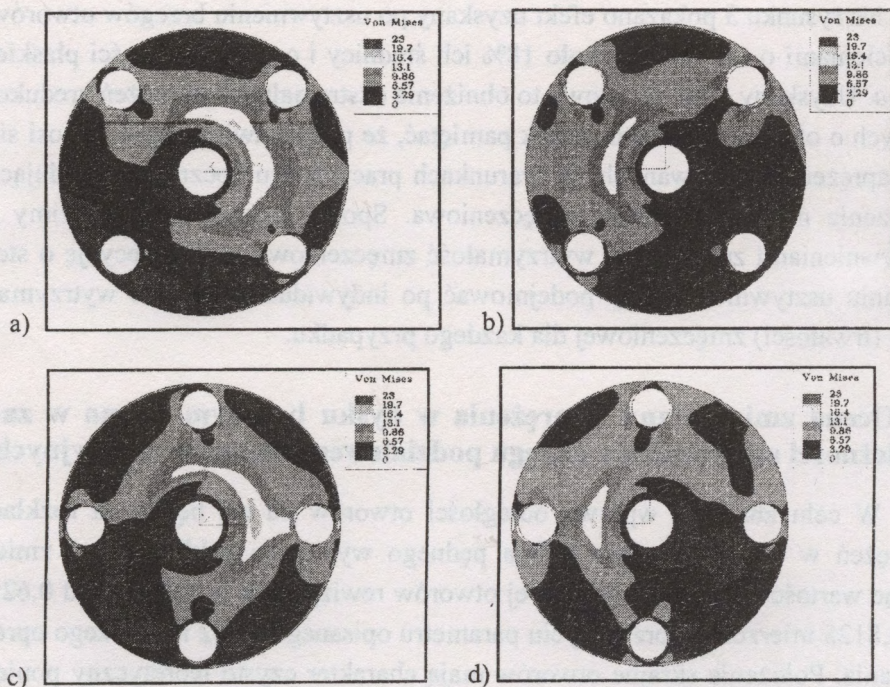
Na rysunku 3 pokazano efekt uzyskany po usztywnieniu brzegów otworów pierścieniami o szerokości około 18% ich średnicy i o grubości części płaskiej dysku. Uzyskany efekt ilościowy to obniżenie ekstremalnych naprężeń zredukowanych o około 20%.Warto jednak pamiętać, że przedstawiony zysk odnosi się do naprężeń zredukowanych. W warunkach pracy dysku bocznego decydujące znaczenie ma wytrzymałość zmęczeniowa. Spoiny łączące dysk rodzimy z usztywnieniami zmniejszają wytrzymałość zmęczeniową, zatem decyzję o stosowaniu usztywnień należy podejmować po indywidualnej ocenie wytrzymałości (trwałości) zmęczeniowej dla każdego przypadku.

5. Ocena zmian stanu naprężenia w dysku bocznym bębna w zależności od promienia okręgu podziałowego otworów rewizyjnych

W celu zbadania wpływu odległości otworów od osi bębna na rozkład naprężeń w dysku bocznym bębna pędnego wykonano cykl obliczeń zmieniając wartość średnicy podziałowej otworów rewizyjnych w zakresie od 0,625 do 0,8125 mierzonym przy użyciu parametru opisanego w p.2 niniejszego opracowania. Położenia skrajne otworów mają charakter czysto teoretyczny ponieważ względy technologiczne w praktyce uniemożliwiają ich realizację (np. bliskość i krzyżowanie się spoin). Aby ułatwić analizę porównawczą na rysunkach opisujących pola naprężeń, poszczególne kolory oznaczają ten sam poziom naprężeń.



Rys.4. Bezwymiarowe, ekstremalne naprężenia zredukowane według H-M-H w dysku bocznym bębna pędnego



Rys.5. Rozkłady naprężeń zredukowanych dla dysku bębna pędnego o otworach rewizyjnych leżących na okręgu podziałowym $D_{\text{bezw.}} = 0,8125$: a) położenie „+”, powierzchnia zewnętrzna; b) położenie „+”, powierzchnia wewnętrzna; c) położenie „x”, powierzchnia zewnętrzna; d) położenie „x”, powierzchnia wewnętrzna

Podstawowe wnioski dotyczące zmian rozkładów naprężeń z zależności od średnicy okręgu podziałowego otworów rewizyjnych można wyciągnąć na podstawie zestawienia graficznego przedstawionego na rysunku 4.

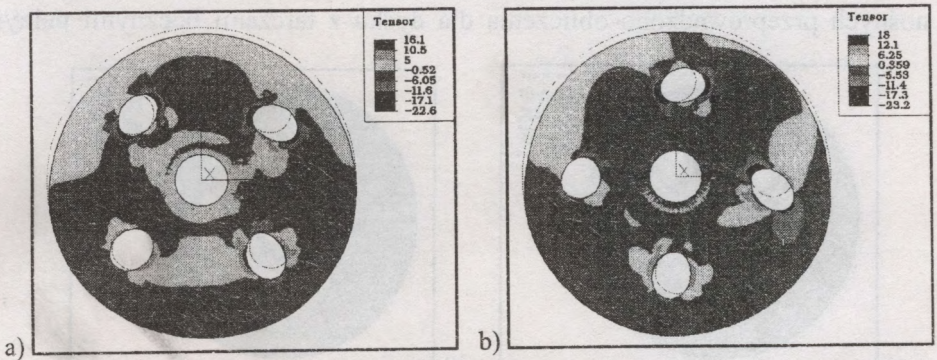
Dla dysków bocznych bębnow pędnych można uznać za regułę, że największe wartości naprężeń ekstremalnych występują na powierzchni zewnętrznej i dla położenia „+”. Niewielkie odstępstwo od powyższej zasady obserwuje się dla dysków, gdzie otwory rewizyjne rozmieszczone są bardzo blisko ich obwodu zewnętrznego ($D_{\text{bezw.}} > 0,8$). Zjawisko to można uważać za skutek superpozycji rozkładu naprężeń związanego ze ścinaniem dysku oraz naprężeń o kierunku promieniowym (tzn. związanych ze zginaniem dysku i naciskiem lin) pochodzących od płaszcza bębna.

Gdy otwory rewizyjne zlokalizowane są blisko piasty dysku bocznego, naprężenia ekstremalne na powierzchni zewnętrznej dysku są większe od naprężeń ekstremalnych na jego powierzchni wewnętrznej, także w położeniu „x”.

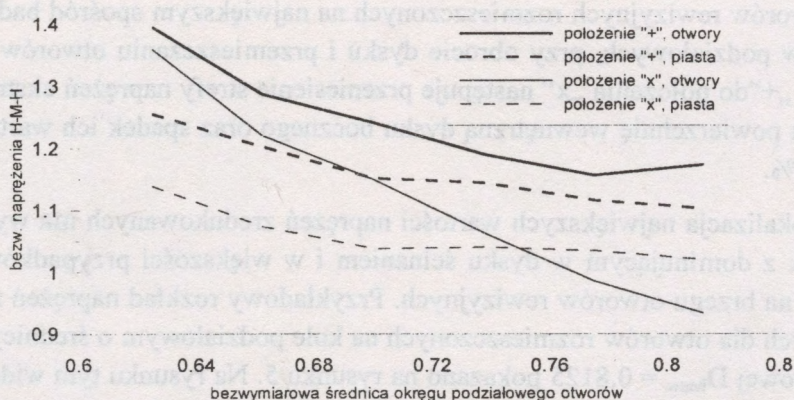
Dla otworów rewizyjnych rozmieszczonych na największym spośród badanych okręgów podziałowych, przy obrocie dysku i przemieszczaniu otworów z położenia „+” do położenia „x” następuje przeniesienie strefy naprężeń ekstremalnych na powierzchnię wewnętrzną dysku bocznego oraz spadek ich wartości o około 5%.

Lokalizacja największych wartości naprężeń zredukowanych ma wyraźny związek z dominującym w dysku ścinaniem i w większości przypadków występuje na brzegu otworów rewizyjnych. Przykładowy rozkład naprężeń zredukowanych dla otworów rozmieszczonych na kole podziałowym o średnicy bezwymiarowej $D_{\text{bezw.}} = 0,8125$ pokazano na rysunku 5. Na rysunku tym widoczny jest przypadek, gdy w położeniu „x” naprężenia na powierzchni wewnętrznej są większe od naprężeń na powierzchni zewnętrznej – koncentracja naprężeń występuje na otworze umieszczonym na poziomej osi symetrii po stronie związanej z dodatnim zwrotem sił stycznych od liny.

W omawianym przypadku wszystkie cykle naprężeń mają charakter zbliżony do cykli symetrycznych, czego nie oddają przedstawione dotychczas wykresy naprężeń zredukowanych. Aby przybliżyć sposób powstawania naprężeń ekstremalnych na brzegach otworów, na rysunku 6 przedstawiono rozkłady naprężeń obwodowych wokół otworów. Naprężenia są zilustrowane w granicach obrysu dysku odkształconego na tle konturów dysku nieodkształconego. Usytuowanie ekstremalnych naprężeń obwodowych wokół otworów, jak i sposób ich odkształcania świadczy o dominacji efektów charakterystycznych dla ścinania.



Rys.6. Odształcony dysk bębna pędnego (strona zewnętrzna) – naprężenia obwodowe wokół otworów: a) dysk w położeniu „x”; b) dysk w położeniu „+”

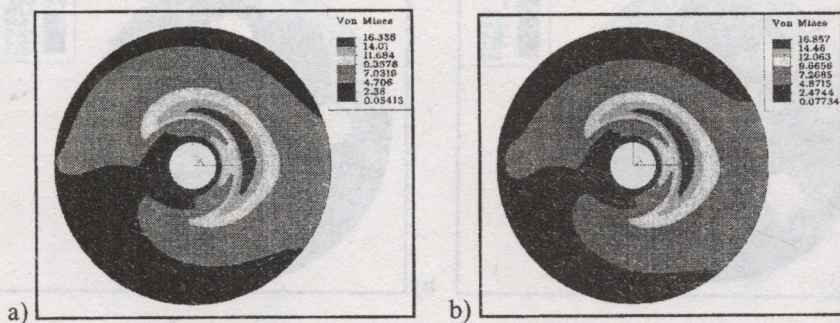


Rys. 7. Porównanie ekstremów naprężeń występujących na brzegu otworów rewizyjnych z naprężeniami występującymi w strefie piasty

Należy zauważyć, że ekstremum naprężeń zredukowanych nie zawsze występuje na brzegu otworów. Na rysunku 7 zestawiono największe naprężenia zredukowane na powierzchni zewnętrznej w dwóch strefach występowania koncentracji naprężeń, na brzegu otworów oraz w rejonie piasty. Z wykresów tych wynika, że dla otworów usytuowanych na okręgach podziałowych o średnicach $D_{bezw.} > 0,75$ w położeniu „x”, największe naprężenia występują w strefie dysku graniczącej z piastą.

6. Wpływ usytuowania dysków bocznych względem lin nośnych na stan naprężenia

W celu oceny wpływu zmiany położenia dysków bocznych względem lin nośnych przeprowadzono obliczenia dla dysku z tarczami bocznymi pełnymi



Rys. 8. Porównanie rozkładów naprężeń w dysku pełnym: a) dysk umieszczony w płaszczyźnie osi skrajnej linii, (rys. 1a); b) dysk przesunięty w stronę tarczy hamulcowej (rys. 1b)

przesuniętego o odległość równą sześciokrotnej grubości dysku bocznego w kierunku tarczy hamulcowej bębna. Schemat modelu obliczeniowego został przedstawiony na rysunku 1b. Wyniki obliczeń zilustrowano na rysunku 8.

Dla dysku położonego poza skrajnymi liniami bębna pędnego występuje nieznaczny wzrost naprężeń ekstremalnych połączony z powiększeniem obszaru ich występowania.

7. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonej analizy można wysunąć następujące wnioski:

- Stosowanie wzmocnień pierścieniowych otworów rewizyjnych prowadzi do obniżenia wartości naprężeń zredukowanych w strefie otworów, tym niemniej zasadność ich stosowania powinna być każdorazowo weryfikowana pod kątem wytrzymałości (trwałości) zmęczeniowej z uwagi na występowanie spoin.
- W miarę oddalania otworów rewizyjnych od osi bębna następuje obniżanie wartości ekstremalnych naprężeń zredukowanych w dyskach bocznych.
- Dla rozpatrywanych położów dysku bocznego nie stwierdzono występowania znaczących różnic w stanach naprężeń zredukowanych.

Literatura

1. S.Bućko: Strength Analysis of Multi-Rope Winding Machine Drum-Drive, Mechanika Teoretyczna i Stosowana 1-2, Warszawa 1990.
2. S.Bućko: Doświadczalna weryfikacja stanu odkształcenia i naprężenia w powłoce wielolinowego bębna pędnego. Materiały XVI Sympozjum Mechaniki Eksperymentalnej Ciała Stałego, Jachranka 1994.
3. S.Bućko, M.Trzebicki: Analiza wytrzymałościowa tarczy bocznej wielolinowego bębna pędnego. Materiały XVIII Sympozjum Podstaw Konstrukcji Maszyn, Kielce-Ameliówka 1997.
4. S.Bućko: Analiza wytrzymałościowa nowej konstrukcji płytowo-powłokowej na przykładzie wielolinowego bębna pędnego. Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej, Mechanika nr 98, Kraków 2001.
5. S.Bućko, M.Trzebicki: Analiza Wytrzymałościowa niekonwencjonalnej konstrukcji bębna pędnego. Materiały XX Sympozjum Podstaw Konstrukcji Maszyn, Opole-Polanica Zdrój 2001.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

rozważań o odległość równą wysokości grubości dysku bocznego w kierunku tamtych hamulcowej będąc. Zbiórka modeli obliczeniowego kosztu przedstawiony na rysunku 1b. Wyniki obliczeń zilustrowano na rysunku 8.

Dla dysku położonego poza skrajnymi liniami będąc podanego występowania wzrost naprężeń elastycznych podłoża z powiększaniem odległości od dysku.

7. Podsumowanie

W podsumowaniu przeprowadzonej analizy można wyróżnić następujące wnioski:

- Stwierdzenie zależności między naprężeniami wzdłużnymi a odległością od dysku bocznego. Wzrost naprężeń wzdłużnych wzdłuż linii, tym nie-
- odległości od dysku bocznego. Wzrost naprężeń wzdłużnych wzdłuż linii, tym nie-
- odległości od dysku bocznego. Wzrost naprężeń wzdłużnych wzdłuż linii, tym nie-
- odległości od dysku bocznego. Wzrost naprężeń wzdłużnych wzdłuż linii, tym nie-

Wzrost odległości od dysku bocznego. Wzrost naprężeń wzdłużnych wzdłuż linii, tym nie-
- odległości od dysku bocznego. Wzrost naprężeń wzdłużnych wzdłuż linii, tym nie-
- odległości od dysku bocznego. Wzrost naprężeń wzdłużnych wzdłuż linii, tym nie-
- odległości od dysku bocznego. Wzrost naprężeń wzdłużnych wzdłuż linii, tym nie-

1. Literatura

1. S. Białko: Strength Analysis of Multi-Rope Winding Machine Drive, Mechanika Teoretyczna i Stosowana 1-2, Warszawa 1990.
2. S. Białko: Doświadczalna weryfikacja stanu odkształcenia i naprężenia w podłożu walcowym będąc podłożem, Materiały XVI Sympozjum Mechaniki Eksperymentalnej Głównego Stosunku, Warszawa 1994.
3. S. Białko, M. Trzaskalski: Analiza wytrzymałościowa trzyczopowego walcowego będąc podłożem, Materiały XVIII Sympozjum Podstaw Konstrukcji Maszyn, Kielce-Ambler 1997.
4. S. Białko: Analiza wytrzymałościowa nowej konstrukcji pływającego podłoża, na przykładzie walcowego będąc podłożem, Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, Mechanika nr 98, Łódź 2001.
5. S. Białko, M. Trzaskalski: Analiza Wytrzymałościowa konstrukcyjnej konstrukcji będąc podłożem, Materiały XX Sympozjum Podstaw Konstrukcji Maszyn, Opole-Łódź 2001.



ISBN 83-912604-9-6