

Porównanie metod badań sekcji obudowy zmechanizowanej według wymagań europejskich, amerykańskich i rosyjskich

Streszczenie

W artykule scharakteryzowano i porównano metody badań sekcji ścianowych obudów zmechanizowanych według wymagań europejskich (norma PN-EN 1804-1), amerykańskich (metoda CONSOL) i rosyjskich (norma GOST R 52152-2003), odnosząc się głównie do prób obciążeniowych. Przedstawiono podstawowe kryteria oceny wyników badań.

Summary

Methodologies of testing powered roof supports according to the European requirements (PN-EN 1804-1 Standard), American requirements (CONSOL programme) and Russian requirements (GOST R 52152-2003 Standard) were characterized and compared in the paper, referring mainly to load tests. Basic criteria for assessment of test results were presented.

1. Wprowadzenie

Obudowa zmechanizowana, jako podstawowy element kompleksu ścianowego decyduje o bezpieczeństwie ludzi pracujących w wyrobisku ścianowym.

Ścianowe obudowy zmechanizowane zakwalifikowano do urządzeń o zwiększonym ryzyku występowania zagrożeń, wymagają szczególnego postępowania przed ich wprowadzeniem do stosowania. Wymagania z tego zakresu zawarto w Dyrektywie Maszynowej 98/37/WE. W przypadku ścianowych obudów zmechanizowanych, poprzez spełnienie wymagań trzech norm zharmonizowanych (tzw. domniemanie zgodności), można wykazać zgodność z wymaganiami zasadniczymi ujętymi w Dyrektywie Maszynowej.

Ze wspomnianej grupy norm w Polsce wdrożono do stosowania między innymi normę PN-EN 1804-1:2004, dotyczącą wymagań bezpieczeństwa dla sekcji obudowy zmechanizowanej.

Poza Unią Europejską stosowane są wymagania amerykańskie, dotyczące badań sekcji obudów według metody CONSOL (Consolidation Coal Company) oraz rosyjskie według normy GOST R 52152-2003.

W artykule odniesiono się do prób obciążeniowych według metod wymienionych powyżej.

2. Warunki obciążenia podstawowych elementów sekcji

Według wymagań normy europejskiej belki obciążające powinny mieć takie wymiary, żeby nie przekroczyć nacisków jednostkowych $2,2 \text{ kN/cm}^2$.

Dla prób o charakterze zginającym belka obciążająca powinna mieć szerokość 150 mm. Długość belki powinna obejmować całą szerokość badanego podzespołu.

Dla prób o charakterze skręcającym belka powinna mieć szerokość 200 mm i długość obejmującą 25% szerokości badanego elementu obudowy. W przypadku przekroczenia podczas badań wartości nacisków jednostkowych $2,2 \text{ kN/cm}^2$, szerokość belki powinna być odpowiednio powiększona.

Sekcja powinna być badana przy wysokości rozparcia, przy której występują maksymalne wartości obciążeń elementów sekcji obudowy.

Wymiary belek obciążających i wysokości rozparcia sekcji określa się na podstawie wyników obliczeń statycznych obudowy.

Według wymagań metody CONSOL bloki używane do prób obciążeniowych powinny być zwymiarowane tak, aby można było obciążyć je do $1,5 \div 1,7$ US tony na cal kw. ($2,1 \div 2,3 \text{ kN/cm}^2$). Materiał na belki obciążające powinien być tak dobrany, aby zapewniał równomierne obciążenie. Wysokość belek obciążających powinna być dostosowana do ugięcia podstawowych elementów sekcji obudowy podczas badań. Spągnice dzielone oraz spągnice półdzielone powinny być badane na belkach o grubości 100 mm, a nie podparte brzegi spągnicy nie mogą stykać się z podłożem stanowiska. Belki specjalne o innych wymiarach i wykonane z innego materiału powinny być opisane dla poszczególnych przypadków badań.

Sekcja obudowy powinna być badana przy wysokości rozparcia, przy której występują maksymalne wartości obciążeń elementów sekcji obudowy.

Według wymagań metody rosyjskiej obciążenia badanych elementów (stropnice, spągnice) powinny odbywać się poprzez belki obciążające o szerokości 100–150 mm.

Wyjściowa wysokość sekcji powinna być określona w RPM (roboczy program i metodyka badań) zgodnie z dokumentacją konstrukcyjną.

3. Badania obciążeniowe podstawowych elementów sekcji

3.1. Wytrzymałość statyczna

Według wymagań normy europejskiej podczas realizacji obciążeń symetrycznych podstawowych elementów sekcji stosuje się współczynnik przeciążenia $p/p_N = 1,2$, natomiast dla obciążeń asymetrycznych współczynnik przeciążenia $p/p_N = 1,05$.

Obciążenie sekcji rozpartej w stanowisku badawczym uzyskuje się poprzez zasilanie ciśnieniem cieczy przestrzeni podtłokowych stojaków i podpory stropnicy, bądź może być wywołane aktywnym działaniem stropu stanowiska.

Metoda CONSOL nie przewiduje prób obciążeniowych jednokrotnych dla podstawowych elementów sekcji (stropnica, spągnica).

Według wymagań metody rosyjskiej badania statyczne podstawowych elementów sekcji obudowy prowadzi się, stosując współczynnik przeciążenia p/p_N do 1,2.

3.2. Wytrzymałość zmęczeniowa

Według wymagań normy europejskiej badania wytrzymałości zmęczeniowej sekcji przeprowadza się dla różnych podparć, przy obciążeniu z amplitudą ciśnień w zakresie od $0,25 p_N$ do $1,05 p_N$.

Dla sekcji dwustojakowych wykonuje się 26000 cykli obciążeniowych, a dla sekcji czterostojakowych 30000 cykli obciążeniowych, wśród których wyróżnia się próbę:

- zginania,
- skręcania,
- przy obciążeniu asymetrycznym,
- z poziomym obciążeniem obudów osłonowych – pozioma siła działająca na stropnicę wynosi 0,3-krotności siły pionowej.

Według wymagań metody CONSOL badania wytrzymałości zmęczeniowej sekcji przeprowadza się dla różnych podparć przy obciążeniu z amplitudą ciśnień w zakresie od 5 MPa do $1,12 p_N$ na każdy cykl obciążeniowy.

Program badań obejmuje minimum 60000 cykli obciążeniowych dla stropnicy, spągnicy, osłony odzawalowej i łączników, zgodnie z opisem testów obciążeniowych.

Po zakończeniu każdych 500 cykli obciążeń prowadzi się obserwację ewentualnych pęknięć i trwałych zniekształceń.

Badanie, które spowodowało uszkodzenia powinno być powtórzone. Potwierdzenie badań wcześniejszych nie jest wymagane, chyba że modyfikacje zredukowały wytrzymałość w stosunku do poprzednich badań. Po-

miary konstrukcyjne powinny obejmować elementy przed i po modyfikacji. Kryteria zatwierdzające dla odkształceń plastycznych powinny pozostać niezmienione, aczkolwiek można uzgodnić inne kryteria po konsultacji z CONSOL.

Pomiary odkształceń są wymagane dla wszystkich obciążeń zginających dla stropnicy i spągnicy.

Próby wytrzymałości zmęczeniowej według metody CONSOL

Tabela 1

Test	Rodzaj obciążenia		Liczba cykli
	Stropnica	Spągnica	
1-wysoki	Umowna granica plastyczności	Zginanie	4000
1-niski	Umowna granica plastyczności	Zginanie	4000
2	Zginanie	Obciążenie końca spągnicy	20000
3	Maksymalne zginanie i skręcanie	Zginanie	8000
4	Maksymalne skręcanie	Wklęsłość i zginanie	4000
5	Skręcanie osłon bocznych	Maksymalne skręcanie	4000
6	Zginanie	Obciążenie poprzeczne	4000
7	Zginanie	Obciążenie trzypunktowe	4000
8	Zginanie poprzeczne	Obciążenie krawędzi	4000
9	Wgłębianie przegubu	Asymetryczne obciążenie krawędzi	4000
		Suma liczby cykli	60000

Według wymagań normy rosyjskiej badania wytrzymałości zmęczeniowej przeprowadza się dla różnych podparć (według rysunku 1÷10 normy GOST R 52152-2003) przy obciążeniu z amplitudą ciśnień w zakresie od $0,25 p_N$ do $1,05 p_N$. Częstotliwość obciążeń nie powinna przekraczać 0,1 Hz. Liczba cykli obciążeniowych powinna wynosić co najmniej 8000.

3.3. Podatność, podporność

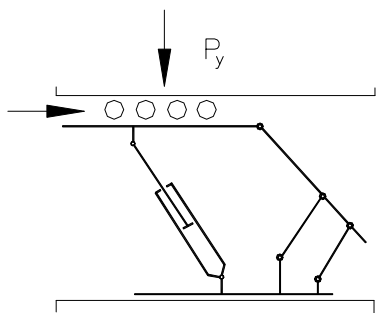
Zgodnie z normą EN 1804-1 próba ta polega na wykonaniu zsuwu sekcji przy działaniu siły nominalnej. Pomiary wykonuje się dla trzech różnych wysokości sekcji, odpowiadających górnemu, środkowemu i dolnemu fragmentowi zakresu pracy obudowy. Droga zsuwu w każdej z wykonanych serii pomiarowych powinna wynosić co najmniej 100 mm, przy maksymalnej prędkości 100 mm/min. Dla testu przeprowadzonego bez uwzględnienia siły tarcia, pozioma siła wywierana przez sekcję obudowy osłonowej jest ograniczona do 0,3 wartości siły nominalnej.

Badanie przeprowadzane według pkt. A.1.2.4 normy (schemat sposobu podparcia pokazano na rys. 1) to przede wszystkim badanie wytrzymałości łączników układu lemniskatowego. Na stropnicy sekcji montuje się urządzenie rolkowe, za pomocą którego generowana jest

określona siła pozioma. Środek urządzenia rolkowego powinien znajdować się w miejscu działania wypadkowej siły podporności.

Nastawienie bloków zaworowych stojaków i podpory stropnicy powinno być na poziomie maksymalnego dopuszczalnego ciśnienia roboczego.

Siła nominalna nie powinna być przekroczona o więcej niż 20%.



Rys.1. Badanie podatności (zsuw)

Metoda CONSOL nie przewiduje tego typu próby.

Według normy GOST R 52152-2003 podporność sekcji należy określać na stanowisku badawczym zapewniającym obciążenie sekcji siłami zewnętrznymi, poprzez podpory tensometryczne. Dla sekcji obudowy osłonowej podporność należy wyznaczyć przy dwóch układach obciążenia:

- przy oddziaływaniu tylko siły pionowej, odpowiadającej osiągnięciu ciśnienia w przestrzeniach podłokowych stojaków, równemu nominalnemu ciśnieniu nastawienia zaworów roboczych,
- przy jednoczesnym oddziaływaniu siły pionowej i poziomej; wartość poziomego obciążenia przyjmuje się jako 30% obciążenia pionowego; do wykonania tej próby norma przewiduje urządzenie rolkowe.

Prędkość obciążenia powinna wynosić 20 mm/min.

Jako kryterium zgodności należy uważać dopuszczalną odchyłkę zmierzonej podporności od nominalnej podanej w dokumentacji technicznej w granicach $\pm 5\%$, o ile nie są podane w dokumentacji inne wymagania.

3.4. Pozostałe badania

Oprócz prób obciążeniowych podstawowych elementów sekcji obudowy opisanych powyżej, przeprowadza się między innymi również badania, takie jak:

Według normy europejskiej:

- badania dla obudów pracujących w złożach o nachyleniu większym niż 30°
 - próba zdolności przejęcia obciążenia ciężaru trzech sąsiadujących z nią zestawów obudowy,
 - próba sterowalności obudową, polegająca na sprawdzeniu funkcjonalności obudowy przy maksymalnym nachyleniu wyrobiska i maksymalnej wysokości sekcji,

- badania punktów podnoszenia i przesuwania sekcji obudowy - punkty te przeciąża się 4-krotną siłą nominalną, przy której nie powinny wystąpić żadne uszkodzenia,
- badania stropnic wysuwnych – stropnicę wychylno-wysuwną obciąża się maksymalną siłą działającą na ten element, wynikającą z postaci konstrukcyjnej sekcji obudowy (nastawy bloków zaworowych, usytuowania siłowników w sekcji),
- badania poprawności działania układu hydraulicznego – polegające na sprawdzeniu funkcjonowania układu hydraulicznego poprzez rozpięcie wszystkich stojaków i siłowników do ich krańcowych położań,
- badanie elementów mocowania stojaków i siłowników z siłą równą 1,5-krotności siły rozciągającej i ściskającej w najbardziej niekorzystnym położeniu,
- określenie wymiarów swobodnego przejścia w obudowie.

Według metody CONSOL:

- badania zabezpieczenia stojaków,
- przeciążenie gniazda stojaka - cylindry stojaka są poddane 1,5-krotnemu ciśnieniu roboczemu,
- współpraca sekcji z przenośnikiem ścianowym - próby przy maksymalnym odchyleniu sekcji w lewo bądź w prawo na tyle na ile pozwala łączenie i belka układu przesuwne, a przenośnik ścianowy wygina się w prawo bądź w lewo,
- określenie zakresu pracy,
- przeciążenia systemu przesuwnika,
- przeciążenia systemu podnoszenia spągnic,
- badania obciążeniowe (10000 cykli) systemu podnoszenia spągnic/belki układu przesuwne.

Według normy rosyjskiej:

- szczelność układu hydraulicznego,
- sprawdzenie funkcjonalności sekcji bez obciążenia,
- sprawdzenie wysokości sekcji – pomiar $H_{\max}$ i $H_{\min}$,
- badania podporności sekcji na końcu stropnicy - badania według rysunku 1 i 2 normy GOST R 52152-2003,
- określenie współczynnika rozporu wstępnego – obliczeniowo na podstawie pomiaru ciśnienia zasilającego stojaki i ciśnienia zadziałania zaworu bezpieczeństwa,
- pomiar skoku przesuwu sekcji,
- pomiar maksymalnej siły przy przesuwie sekcji,
- określenie wymiarów swobodnego przejścia w obudowie,
- sprawdzenie stabilności sekcji:
 - przy nachyleniu wzdłużnym do 10° – stabilność (co najmniej 3 sekcje) sprawdza się na powierzchni poziomej,
 - przy nachyleniu wzdłużnym powyżej 10° - stabilność (co najmniej 3 sekcje) sprawdza się na pochylonym stanowisku.

4. Ocena wyników badań

4.1. Wymagania według normy europejskiej

Po zakończeniu prób nie powinno być pęknięć w materiale rodzimym żadnego z elementów sekcji obudowy. Nie dopuszcza się występowania pęknięć w spoinach ani odkształceń trwałych obniżających parametry techniczne sekcji obudowy.

Podstawę dla oceny wyników badań – ustanowione przez laboratorium badawcze – mogą stanowić:

- obserwacje wizualne po każdej serii obciążeń ze szczególnym uwzględnieniem stanu technicznego spoin, odkształceń sworzni, owalności otworów i ewentualnych pęknięć elementów sekcji,
- wyniki pomiarów strzałek ugięcia elementów nośnych (stropnica, osłona odzawałowa, spągnica) w trakcie prób obciążeniowych,
- wyniki pomiaru płaskości płaszczyzn elementów sekcji obudowy przed rozpoczęciem obciążeń i po ich zakończeniu w celu określenia odkształceń trwałych.

4.2. Wymagania według CONSOL

Po przeprowadzeniu całego programu badań obciążeniowych sekcję należy zdemontować i przeprowadzić inspekcję według następującego porządku:

- wizualne (organoleptyczne) sprawdzenie wszystkich ewentualnych pęknięć,
- spoiny w stropnicy i przy gniazdach stojaków oczyszcza się z farby, oraz sprawdza się czy występują pęknięcia (za pomocą metod nieniszczących takich jak ciecz do wykrywania pęknięć powierzchniowych, metoda magnetyczna lub metoda ultradźwiękowa),
- po przeprowadzeniu kontroli wizualnej – ewentualny przegląd dokumentacji oraz prototypu.

Badaniom konstrukcji podlega obrys sekcji prototypowej mierzony przed i po przeprowadzeniu badań obciążeniowych. Celem tych badań jest ustalenie sumy trwałych odkształceń, wynikłych po przeprowadzeniu badań obciążeniowych.

Kryteria dopuszczeniowe:

- nie dopuszcza się występowania pęknięć spoin lub materiału,
- zestawienie dopuszczalnych plastycznych odkształceń dla badań sekcji obudowy jest następujące:
 - przekrój sekcji (prostokątność obudowy) - 6 mm,
 - dopuszczalne plastyczne odkształcenie stropnicy - od 2 do 15 mm,
 - dopuszczalne plastyczne odkształcenie osłony odzawałowej - od 3 do 4 mm,
 - dopuszczalne odkształcenie plastyczne spągnicy dzielonej - od 2 do 4 mm,
 - dopuszczalne odkształcenie plastyczne spągnicy sztywnej - od 3 do 5 mm,

- trwałe odkształcenie od zginania lub wyboczenia jakiegokolwiek punktu umieszczonego w systemie przesuwym przesuwnika sekcji jest niedopuszczalne,
 - odkształcenie systemu podnoszenia spągnic traktowane jest jako uszkodzenie sekcji.
- całkowite odkształcenie w połączeniu przegubowym w każdej płaszczyźnie pomiarowej nie może być większe niż 2 mm,
 - jeśli sekcja nie przeszła pozytywnie części 1, 2 lub 3 badań, po naprawie i modernizacji musi przejść jeszcze raz całe badania i musi uwzględniać standardy dopuszczeniowe,
 - nie zezwala się na jakiegokolwiek przecieki zewnętrzne lub zaburzenia wewnętrznych przepływów w hydraulice siłowej.

4.3. Wymagania według normy rosyjskiej

Podstawowe sposoby sprawdzenia wytrzymałości:

- pomiar odkształcenia badanej konstrukcji poprzez kontrolę strzałki ugięcia,
- pomiar przestrzennego odkształcenia badanej konstrukcji,
- wizualna lub z zastosowaniem przyrządów kontrola spawów,
- pomiar odkształceń zewnętrznych spągnicy i stropnicy w strefie stojaków,
- ocena stanu sekcji po badaniach i po demontażu.

Warunkami zdolności konstrukcji do pracy jest brak pęknięć i uszkodzeń po obciążeniach oraz brak nieodwracalnych, w tym przestrzennych odkształceń. Przy obciążeniach próbnym dopuszcza się pojawienie nieznacznych odkształceń nie prowadzących do utraty własności eksploatacyjnych. Warunki tych odkształceń powinny być podane w dokumentacji konstrukcyjnej i w RPM.

5. Podsumowanie

Na podstawie przedstawionych trzech metody badań sekcji obudowy zmechanizowanej można stwierdzić, że maksymalny współczynnik przeciążenia podczas badań obciążeniowych wynosi od 1,12 dla wymagań amerykańskich do 1,2 dla wymagań europejskich i rosyjskich.

Według wymagań europejskich i CONSOL dobór belek obciążających jest podobny i odbywa się tak, aby nie przekroczyć nacisków jednostkowych (2,2 kN/cm² według PN EN 1804-1 i 2,1 kN/cm² do 2,3 kN/cm² według CONSOL), natomiast wymagania rosyjskie określają szerokość tych belek od 100 do 150 mm.

Podobne są również amplitudy obciążeń podczas badań wytrzymałości zmęczeniowej: amplitudy obcią-

żeń według wymagań europejskich i rosyjskich są takie same i wynoszą 0,25 do 1,05 p_N , natomiast wymagania według CONSOL przewidują amplitudę obciążeń od 5 MPa do 1,12 p_N .

Liczba cykli obciążeń różni się zdecydowanie i wynosi od 60000 według wymagań CONSOL, 26000 według wymagań europejskich i co najmniej 8000 według wymagań normy rosyjskiej.

Wymagania europejskie i rosyjskie przewidują próby z obciążeniem poziomym do wartości 0,3 obciążenia pionowego podczas badań podporności (podatności) sekcji. Norma europejska w swoim zakresie badań ma również badania zmęczeniowe z obciążeniem poziomym. Próby powinny być tak przeprowadzone, aby siła pozioma na stropnicy sekcji obudowy osłonowej wynosiła 0,3-krotności siły poziomej. Metoda CONSOL również przewiduje próby zmęczeniowe z siłą poziomą na stropnicy i spągnicy (bez określenia jej wartości).

Wymagania metody CONSOL bardzo szczegółowo precyzują, jakie wartości odkształceń poszczególnych elementów sekcji są dopuszczane po próbach obciążeniowych.

W normie europejskiej określono jedynie, że nie powinno być pęknięć w materiale rodzimym żadnego

z elementów sekcji obudowy i nie dopuszcza się występowania pęknięć w spoinach ani odkształceń trwałych obniżających parametry techniczne sekcji obudowy.

Norma rosyjska odnośnie dopuszczalnych wartości odkształceń poszczególnych elementów sekcji po próbach obciążeniowych odsyła do dokumentacji technicznej lub PMP w zastosowaniu do konkretnej konstrukcji.

Literatura

1. PN-EN 1804-1:2004. Maszyny dla górnictwa podziemnego. Wymagania bezpieczeństwa dla obudowy zmechanizowanej – część 1: Sekcje obudowy i wymagania ogólne.
2. GOST P 52152-2003 „Ścianowe obudowy zmechanizowane. Podstawowe parametry. Ogólne wymagania techniczne. Metodyka badań”.
3. Metodyka CONSOL Energy. Wymagania testów strukturalnych dla obudów ścianowych.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2008 r.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Projektowanie modułów zębatach przekładni o zazębieniu wewnętrznym zgodnie z wymaganiami norm ISO

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodykę oraz komputerowo wspomaganie projektowanie wstępne oraz sprawdzające przekładni planetarnych według zaleceń najnowszej literatury oraz normy międzynarodowej PN ISO 6336-1,2,3:2000. Opracowany w Zakładzie Systemów Mechanizacyjnych Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG pakiet programów składa się z trzech etapów: projektowania wstępnego, doboru cech geometrycznych, w postaci obliczeń geometrycznych uzębienia i zazębienia oraz etapu sprawdzającego według PN ISO 6336-1,2,3:2000. Konstruktor mając do dyspozycji taki pakiet programów inżynierskich ma możliwość wybrania optymalnej pary kół walcowych, zarówno o uzębieniu wewnętrznym, jaki i zewnętrznym ze względu na obciążenia ekstremalne i stosowane materiały. Pakiet ten wspomaga dokonanie doboru cech geometrycznych między innymi planetarnych przekładni zębatach zastosowanych do urządzeń mechanicznych, w tym również górniczych.

Summary

Methodology and computer-aided initial designing and verification designing of planetary gears, according to the recommendations included in the latest literature and PN ISO 6336-1,2,3:2000 international standard, were presented in the paper. Package of software, developed in the Division of Mechanization Systems at the KOMAG Mining Mechanization Centre, consists of the following stages: initial designing, selection of geometrical features in a form of geometrical calculations of toothing and gears, and verification according to PN ISO 6336-1,2,3:2000. Having such package of engineering software, a designer has a possibility to select optimal pair of cylindrical wheels, both of internal external toothing, considering extreme loading and used materials. This package supports a selection of geometrical features of, among others, planetary gears used in mechanical equipment, including also mining equipment.

1. Wstęp

Przekładnie zębate są mechanizmami kołowymi przeznaczonymi do przeniesienia napędu od wału silnika wykonującego ruch obrotowy do członu napędowego maszyny roboczej. Przekładnie te dzielimy, między innymi ze względu na umiejscowienie zazębienia, na zewnętrzne oraz wewnętrzne. Przekładnie o zazębieniu zewnętrznym to napędy o osiach geometrycznych kół nieruchomych względem podstawy. Są to przekładnie walcowe, kątowe, ślimakowe, czy mieszane. Reduktory o zazębieniu wewnętrznym, tzw. obiegowe, to przekładnie o osiach geometrycznych kół ruchomych względem podstawy. W przekładniach tych wykorzystuje się elementy zębate, zarówno napędzające, jak i napędzane o zazębieniu zewnętrznym oraz wewnętrznym. Zastosowanie tych elementów wymaga odpowiedniego doboru cech geometrycznych zazębienia oraz dokonania wytrzymałościowych obliczeń sprawdzających według zaleceń norm ISO.

Międzynarodowe organizacje normalizacyjne (ISO, EN, itp.) opracowały szereg norm z tej branży, które w obszarze bezpieczeństwa wyrobu są zalecane. Jednym z tych uregulowań jest międzynarodowa norma, która została przyjęta przez Polski Komitet Normali-

zacyjny, PN ISO 6336-1,2,3:2000, dotycząca nośności oraz bezpieczeństwa przekładni zębatach walcowych o uzębieniu zewnętrznym i wewnętrznym.

Na podstawie najnowszej literatury oraz wymienionej wyżej normy w Zakładzie Systemów Mechanizacyjnych, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG opracowano algorytmy, a na ich podstawie pakiety programów, do obliczeń geometrycznych i wytrzymałościowych walcowych przekładni zębatach o zazębieniu zewnętrznym i wewnętrznym.

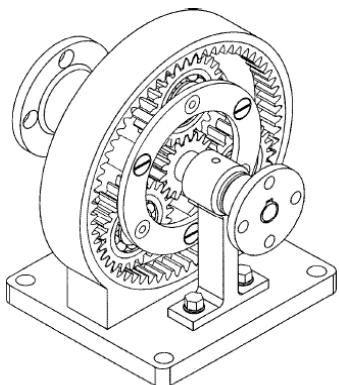
Pakiety te wspomagają dobór cech geometrycznych przekładni zębatach do napędów urządzeń mechanicznych, w tym również górniczych.

2. Krótka charakterystyka przekładni o zazębieniu wewnętrznym

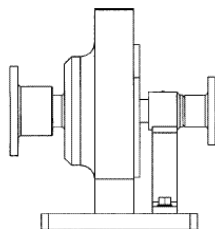
Przekładnie o zazębieniu wewnętrznym (obiegowe) cechują się tym, że środki niektórych kół zwanych dalej satelitami poruszają się po torach kołowych wokół osi geometrycznej przekładni z tym, że środki tych torów leżą w geometrycznej osi przekładni (rys. 1). Koła przekładni, których środki leżą w osi przekładni nazywane są kołami centralnymi natomiast człon, na którym

osadzone są satelity nazywa się jarzmem. Przekładnie takie składają się z zespołów kół i wieńców zębatych o uzębieniu wewnętrznym i zewnętrznym stale ze sobą sprzęgniętych.

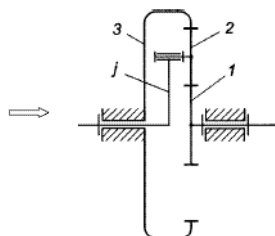
a)



b)



c)



Rys.1. Przekładnia o zazębieniu wewnętrznym, a i b schematy konstrukcyjne, c – schemat kinematyczny

Przekładnie o zazębieniu wewnętrznym przenoszą duże momenty obrotowe przy małych gabarytach. Charakterystyka zazębienia tych przekładni doskonale sprawdza się też w najcięższych warunkach pracy, np. górnictwie, gdzie obciążenie uderowe jest bardziej normą niż wyjątkiem. Cechują się one dużą wytrzymałością i małą masą w porównaniu do przekładni zwykłych, przy takich samych parametrach wyjściowych. Konfiguracja takich przekładni jest niezwykle elastyczna (wiele możliwości pozycji pracy, opcji wałów wejściowych i zdawczych oraz stosowanych silników elektrycznych). Przekładnie te są często stosowane w zakresie przenoszonego momentu obrotowego od 1000 do 450000 Nm i zakresie przełożeń od 3,4 do 5000.

Ze względu na wiele zalet stają się coraz popularniejsze wśród projektantów i konstruktorów maszyn i urządzeń, w tym również górniczych.

3. Komputerowo wspomagany dobór cech geometrycznych elementów zębatych walcowych

Metodyka doboru cech geometrycznych elementów zębatych przekładni o zazębieniu zewnętrznym i wewnętrznym, stosowana w CMG KOMAG, została opracowana według zaleceń najnowszej literatury oraz norm krajowych i międzynarodowych (rys. 2), [1–14]. Składa się z trzech etapów: wstępnych obliczeń pro-

jektujących, doboru cech geometrycznych uzębienia i zazębienia oraz obliczeń sprawdzających według PN ISO 6336:2000 [1, 12–14].

Konstruktor rozpoczynając projektowanie przekładni zębatej walcowej, w tym również o zazębieniu wewnętrznym, najczęściej dysponuje ograniczoną ilością danych, tj. nominalnym momentem na wałku wyjściowym przekładni M_2 , współczynnikiem zastosowania K_A , prędkością obrotową wałka wyjściowego n_2 , czy żywotnością i sprawnością przekładni.

Dla takich danych można na etapie projektowania wstępnego, stosując wzory 1 i 2 oraz szacunkowo wyznaczone współczynniki wytrzymałościowe, wstępnie obliczyć podstawowe parametry pary kół zębatych walcowych, tj.:

- moduł normalny m_{nobl} z warunku na zginanie zmęczeniowe u podstawy zęba (wzór 1),
- średnicę podziałową zębika d_{1obl} z warunku na naciski boczne zęba (wzór 2),
- oraz pozostałe, takie jak: liczbę zębów zębika z_1 , liczbę zębów koła z_2 oraz szerokość uzębienia zębika b_{1obl} (tabela 1).

$$m_{nobl} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_1 \cdot K_A \cdot Y_{FS} \cdot Y_e \cdot Y_\beta \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}{z_1^2 \cdot \psi_b \cdot \sigma_{FP}} \cdot \cos^2 \beta \cdot 1000} \quad (1)$$

$$d_{1obl} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_1 \cdot K_A \cdot (u+1)}{\psi_b \cdot u} \cdot \frac{(Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_B)^2 \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2} \cdot 10} \quad (2)$$

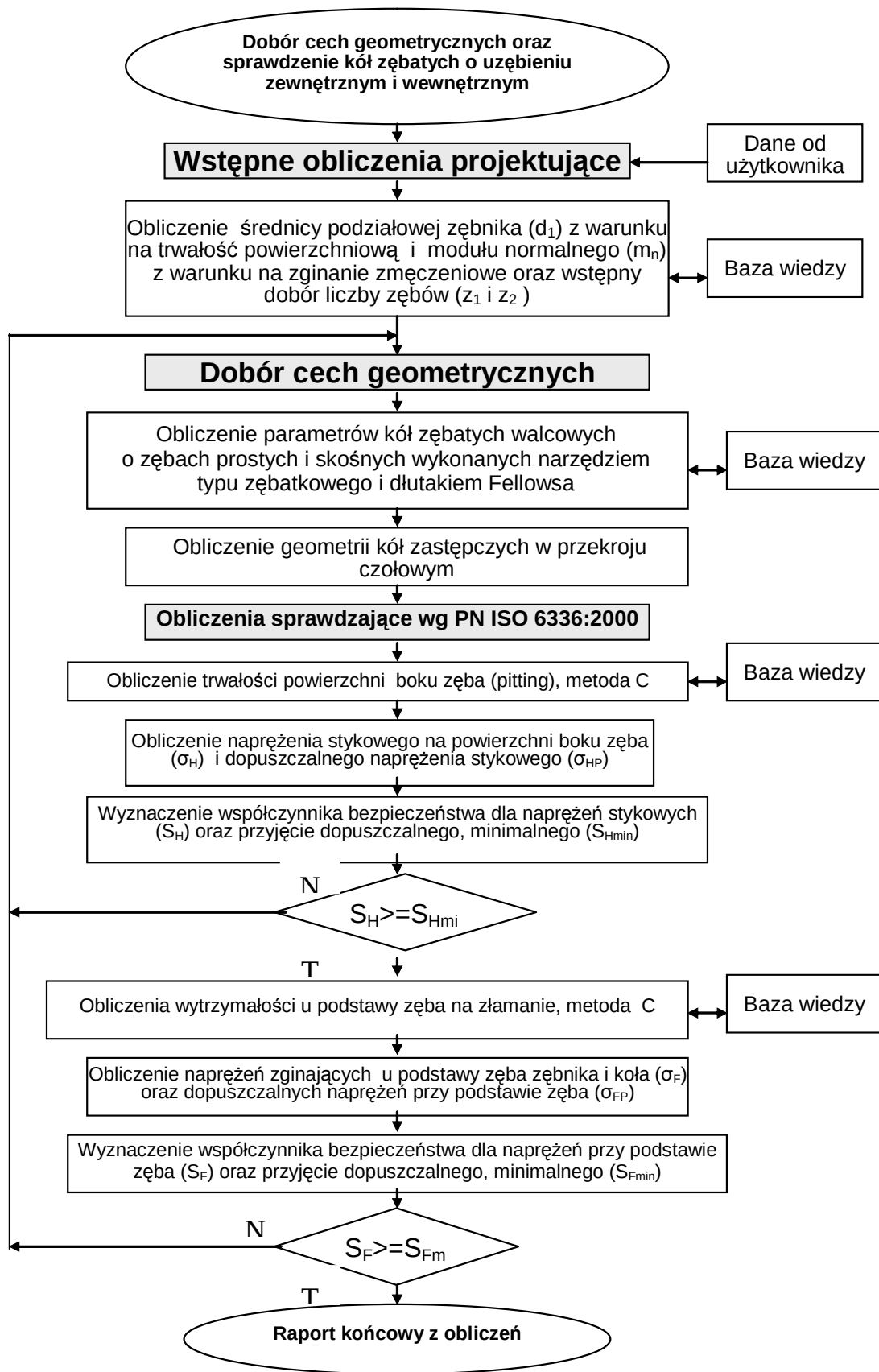
Wyniki z obliczeń projektowania wstępnego

Tabela 1

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jednostka	Wartość
Moment na wale wejściowym	M_1	Nm	3979,592
Moment na wale wyjściowym	M_2	Nm	5000,000
Liczba zębów zębika	z_1		35
Liczba zębów koła	z_2		-45
Średnica podziałowa zębika	d_{1obl}	mm	143,239
Moduł normalny	m_{nobl}	mm	4,328
Szerokość uzębienia zębika	b_{1obl}	mm	63,239
Liczba cykli	N_L		$2,7 \cdot 10^9$
Moc przenoszona	P	kW	458,382
Odchyłka względna przełożenia	δ_{eu}		0,004

Uzupełniając wstępnie wyznaczone cechy geometryczne uzębienia, o dane dotyczące technologii i dokładności wykonania, jak i parametry zastosowanego narzędzia (np. liczbę zębów i średnicę wierzchołków dłutaka oraz współczynnik przesunięcia dłutaka) program oblicza pozostałe cechy geometryczne kół zębatych walcowych wykonanych narzędziem typu zębatko-wego czy dłutakiem Fellowsa (tabela 2).

Na tym etapie następuje sprawdzenie warunków prawidłowej współpracy kół walcowych, np. o uzębieniu wewnętrznym (tabela 3).



Rys.2. Diagram doboru cech geometrycznych i obliczeń sprawdzających kół walcowych o uzębieniu zewnętrznym oraz wewnętrznym

Podstawowe cechy geometryczne uzębienia wewnętrznego

Tabela 2

Nazwa parametru	Oznaczenie	Jednostka	Zębnik	Koło
Liczba zębów	Z_1, Z_2		35	-45
Współczynniki przesunięcia zarysu	x_1, x_2	mm	0,000	-0,450
Suma współczynników przesunięcia zarysu	Σx	mm	-0,450	
Moduł normalny	m_n	mm	5,0	
Zerowa odległość osi	a_d	mm	-25,0	
Odległość osi	a	mm	-26,0	
Normalny kąt zarysu	α_n	[°]	20,0	
Kąt pochylenia linii zęba	β	[°]	0,0	
Przełożenie rzeczywiste	u		-1,286	
Średnica wierzchołków zębów	d_{a1}, d_{a2}	mm	200,0	-218,673
Średnica podziałowa	d_1, d_2	mm	175,0	-225,0
Średnica podstaw	d_{f1}, d_{f2}	mm	162,505	-256,156
Średnica zasadnicza	d_{b1}, d_{b2}	mm	164,446	-211,431
Szerokość uzębienia	b_1, b_2	mm	72,0	72,0

Warunki prawidłowej współpracy uzębienia wewnętrznego

Tabela 3

Treść warunków	Warunek	L str	P str	Y/N
Brak zakłócenia przyporu dla zębniaka	$C_{N1} \geq 0,5 \cdot F_{r1}$	0,045	0,011	Y
Brak zakłócenia przyporu dla koła	$C_{N2} \geq 0,5 \cdot F_{r2}$	0,043	0,011	Y
Brak podcinania zębów zębniaka	$X_{E1} \geq X_{Emin1}$	1,104	1,097	Y
Minimalne liczby zębów zębniaka	$Z_1 \geq Z_{min1}$	30	28	Y
Brak zaostrenia wierzchołków zębów zębniaka	$s_{an1} \geq 0,2 \cdot m_n$	1,379	1,0	Y
Brak zaostrenia wierzchołków zębów koła	$s_{an2} \geq 0,2 \cdot m_n$	1,069	1,0	Y
Brak zakłócenia między podstawą dółtaka a wierzchołkiem zębniaka	$d_{Ff0} \leq d_{Nf0,1}$	94,448	96,798	Y
Brak zakłócenia między podstawą dółtaka a wierzchołkiem koła	$d_{Ff0} \leq d_{Nf0,2}$	94,448	97,135	Y
Brak zakłócenia na zewnątrz strefy przyporu	$K > 1$	1,015	1,0	Y
Prawidłowa zabudowa promieniowa	$\xi_2 > f(\xi_1)$	0,843	0,771	Y
Prawidłowy posuw promieniowy	$\xi_{20} > f(\xi_0)$	0,557	0,485	Y

Tak dobrane cechy geometryczne pozwalają na dalsze obliczenia związane ze sprawdzeniem nośności oraz współczynników bezpieczeństwa pary kół zębatych walcowych o uzębieniu zewnętrznym i wewnętrznym.

Metodyka zawiera moduły wnioskujące, które dzięki bazie wiedzy w postaci wyników badań zgromadzonych w tabelach, zaleceniach, ograniczeniach, itp., umożliwiają konstruktorowi podejmowanie decyzji przy próbie rozwiązywania problemów. Jeżeli okaże się, że otrzymana konstrukcja nie spełni tych warunków, to konstruktor może dokonać korekty, np. poprzez zmianę materiału czy średnicy oraz szerokości zębniaka i ponownie obliczenia projektujące, aż do skutku.

Konstruktor dysponując takim algorytmem, a na jego podstawie opracowanym pakietem programów inżynierskich, ma możliwość wybrania par kół zębatych walcowych o zazębieniu zewnętrznym czy wewnętrznym ze względu na zadane obciążenia i stosowane materiały.

4. Obliczenia sprawdzające według PN ISO 6336:2000

Algorytm obliczeń sprawdzających modułu walcowego według PN ISO 6336:2000 składa się z dwóch etapów, tj.: obliczenia trwałości powierzchni boku zęba (pitting) oraz obliczenia wytrzymałości podstawy zęba na złamanie.

Na tych etapach konstruktor określa, jaki materiał wykorzysta do konstrukcji, jaki zastosuje rodzaj obróbki, oleje chłodzące, z jaką dokładnością będą wykonane koła oraz ustala podstawowe parametry zastosowanego narzędzia skrawającego.

Obliczenia sprawdzające mają na celu wykazanie, czy przyjęte przez konstruktora cechy geometryczne uzębienia, jak i materiał są w stanie zapewnić wystarczającą trwałość powierzchni boku zęba (pitting) oraz wytrzymałość na złamanie u jego podstawy.

Wyniki obliczeń trwałości powierzchni boku zęba (pitting) powinny wykazać, że otrzymane współczynniki bezpieczeństwa $S_{H1,2}$ (wzór 3) są większe od przyjętego nominalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{HP} (tabela 4).

$$S_{H1,2} = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{H1,2}} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X}{\sigma_{H1,2}} > S_{HP} \quad (3)$$

Program oblicza rzeczywiste naprężenia stykowe $\sigma_{H1,2}$ i dopuszczalne naprężenia stykowe σ_{HP} , szereg współczynników pomocniczych oraz współczynniki bezpieczeństwa $S_{H1,2}$.

Wyniki obliczeń trwałości powierzchni według metody C

Tabela 4

Naprężenia stykowe na powierzchni boku zęba zębniaka	- σ_{H1} [MPa] = 687,918
Dopuszczalne naprężenia stykowe na powierzchni zęba zębniaka	- σ_{HP1} [MPa] = 1181,818
<u>Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych zębniaka</u>	- S_{H1} = 1,890
Dopuszczalne naprężenia stykowe na powierzchni zęba koła	- σ_{H2} [MPa] = 914,680
Naprężenia stykowe na powierzchni boku zęba koła	- σ_{HP2} [MPa] = 1181,818
<u>Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych koła</u>	- S_{H2} = 1,421
Minimalny współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń stykowych	- S_{Hmin} [MPa] = 1,100
<u>Warunek bezpieczeństwa</u> $S_H \geq S_{Hmin}$	

Porównanie obliczonych współczynników bezpieczeństwa $S_{H1,2}$ z założonymi minimalnymi S_{Hmin} pozwala ustalić granicę bezpieczeństwa.

W przypadku, gdy rzeczywiste naprężenia stykowe są większe od dopuszczalnych, a tym samym obliczone współczynniki bezpieczeństwa mniejsze od założonych, należy powrócić do projektowania wstępnego.

Ostatnim etapem obliczeń jest sprawdzenie wytrzymałości podstawy zęba na złamanie. Tu również współczynniki bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba $S_{F1,2}$ (wzór 4) powinny być większe od przyjętego nominalnego współczynnika bezpieczeństwa S_{FP} .

$$S_{F1,2} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{\sigma_F} \cdot Y_{drelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X > S_{FP} \quad (4)$$

Program, podobnie jak w przypadku naprężeń stykowych, oblicza faktyczne naprężenia na złamanie u podstawy zęba $\sigma_{F1,2}$, dopuszczalne naprężenia na złamanie σ_{FP} oraz współczynniki bezpieczeństwa $S_{F1,2}$ (tabela 5).

Wyniki obliczeń sprawdzających podstawy zęba

Tabela 5

Naprężenia zginające przy podstawie zęba zębniaka	- σ_{F1} [MPa] = 508,165
Dopuszczalne naprężenia na złamanie przy podstawie zęba zębniaka	- σ_{FP1} [MPa] = 493,242
<u>Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba zębniaka</u>	- S_{F1} = 1,213
Naprężenia zginające przy podstawie zęba koła	- σ_{F2} [MPa] = 457,552
Dopuszczalne naprężenia na złamanie przy podstawie zęba koła	- σ_{FP2} [MPa] = 890,447
Współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń przy podstawie zęba koła	- S_{F2} = 2,433
<u>Minimalny współczynnik bezpieczeństwa dla naprężeń gnących</u>	- S_{Fmin} [MPa] = 1,25
<u>Warunek bezpieczeństwa</u> $S_F \geq S_{Fmin}$	

W przypadku, gdy naprężenia wyliczone są większe od dopuszczalnych oraz współczynniki bezpieczeństwa mniejsze od założonych należy powrócić do obliczeń projektujących i dokonać korekty danych, w wyniku której otrzymamy wyniki zadawalające.

W obliczeniach wytrzymałościowych stosuje się współczynniki obliczeniowe, zwane również wpływowymi, które charakteryzują stan obciążenia, wytrzymałość materiałów użytych do konstrukcji, błędy wykonania i montażu, warunki eksploatacji.

Współczynniki te można pogrupować na współczynniki eksploatacyjne, konstrukcyjne oraz współczynniki wytrzymałości stykowej i zmęczeniowej (tabela 6).

Przykładowe wyniki współczynników obliczeniowych (wpływowych)

Tabela 6

	Zębniak	Koło
Współczynnik jednoparowego przyporu Z_a, Z_d	1,068	1,446
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu K_{Ha}	1,100	1,100
Współczynnik rozkładu obciążenia wzdłuż linii styku $K_{H\beta}$	1,031	1,019
Współczynnik sprężystości Z_E	189,800	189,800
Współczynnik strefy nacisku Z_H	2,026	2,026
Współczynnik dynamiczny K_v	1,000	0,999
Współczynnik przyporu Z_ϵ	0,621	0,621
Współczynnik kąta pochylenia linii zęba Z_β	1,000	1,000
Współczynnik trwałości Z_{NT}	1,000	1,000
Współczynnik wpływu filmu smarownego Z_L	1,000	1,000
Współczynnik wpływu filmu smarownego Z_R	1,000	1,000
Współczynnik wpływu filmu smarownego Z_V	1,000	1,000
Współczynnik umocnienia materiału Z_W	1,000	1,000
Współczynnik wielkości Z_x	1,000	1,000

5. Podsumowanie

Przedstawiona metodyka pozwala na dokonanie komputerowo wspomaganego doboru cech geometrycznych przekładni walcowych o zazębieniu zewnętrznym i wewnętrznym oraz dokonania sprawdzenia tak dobranego zazębienia według zaleceń międzynarodowej normy PN - ISO 6336:2000.

Parametry wyznaczone w projektowaniu wstępnym są określone na podstawie uproszczonego modelu przekładni, bez wnikania w szczegóły konstrukcyjne, dlatego mogą być uznane za ostateczne dopiero po kilku przybliżeniach (iteracjach) w trakcie kolejnych obliczeń sprawdzających.

Metodyka oraz opracowany na jej podstawie pakiet programów posiadają moduły wnioskujące, które dzięki

bazie wiedzy w postaci wyników badań zgromadzonych w tabelach, zaleceniach, ograniczeniach, itp., umożliwiają konstruktorowi podejmowanie decyzji przy próbie rozwiązywania problemów.

Konstruktor mając do dyspozycji taki pakiet programów inżynierskich ma możliwość doboru par kół walcowych ze względu na zadane obciążenia i stosowane materiały.

Tak dobrane pary kół pozwolą na projektowanie przekładni bezpiecznych, co ma szczególne znaczenie w maszynach górniczych, popartych wcześniej obliczeniami zalecanymi przez międzynarodowe normy ISO.

W Zakładzie Systemów Mechanizacyjnych, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG opracowano również algorytmy, według przedstawionej metodyki, do projektowania zespołów zębatych stożkowych według zaleceń normy ISO 10300:2003 i ślimakowych według projektu normy ISO/TC60 14521.

Literatura

1. Drewniak J.: Komputerowo wspomagane projektowanie przekładni zębatych. Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2001.
2. Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe. WKŁ, Warszawa 1992.
3. Muller L.: Przekładnie zębate projektowanie. WNT, Warszawa 1996.
4. Ochęduszek K.: Koła zębate. Konstrukcja, tom 1. WNT, Warszawa 1985.
5. PN-76/M-88513, Reduktory zębate ogólnego przeznaczenia – Przełożenia.
6. PN-79/M-88522, Przekładnie zębate. Dokładność wykonania.
7. PN-78/M-88502, Przekładnie zębate walcowe. Szeregi modułów.
8. PN-92/M-88503, Przekładnie zębate walcowe i stożkowe. Zarys odniesienia.
9. PN-ISO 53:2001, Przekładnie zębate walcowe ogólnego przeznaczenia oraz dla przemysłu ciężkiego – Zarys odniesienia.
10. PN-ISO 54:2001, Przekładnie zębate walcowe ogólnego przeznaczenia oraz dla przemysłu ciężkiego – Moduły.
11. PN-ISO 1328-1:2000, Przekładnie zębate walcowe - Dokładność wykonania według ISO.
12. PN-ISO 6336-1:2000, Przekładnie zębate walcowe - Obliczanie nośności kół – Podstawowe zasady i ogólne czynniki wpływające.
13. PN-ISO 6336-2:2000, Przekładnie zębate walcowe - Obliczanie nośności kół – Wytrzymałość zęba na zmęczenie stykowe (pitting).
14. PN-ISO 6336-3:2000, Przekładnie zębate walcowe – Obliczanie nośności kół – Wytrzymałość zęba na zginanie.

*Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2008 r.
Recenzent: prof.dr hab.inż. Teodor Winkler*

Skutki kawitacji w maszynach z napędem hydrostatycznym

Streszczenie

W artykule omówiono powstawanie kawitacji w typowych elementach hydraulicznych, w które wyposażone są powszechnie maszyny górnictwa podziemnego oraz skalnego. Podano jej przyczyny i skutki. Na podstawie badań własnych autorów oraz studiów literaturowych przedstawiono wizualizację zjawiska kawitacji. Zamieszczono przykłady erozji kawitacyjnej. Dokonano identyfikacji towarzyszącego efektu akustycznego oraz zaproponowano narzędzia do akustycznej identyfikacji kawitacji w warunkach przemysłowych. Jako kryterium początku powstawania kawitacji wskazano sygnał akustyczny.

Summary

Problems of cavitation in typical hydraulic components commonly used in mining machines of the rock and mining industry were discussed in the paper. Cavitation reasons and its effects were given. On the basis of own investigation and literature studies a visualization of cavitation phenomenon was presented. Examples of cavitation were given. Identification of accompanying acoustic effect was made and tools for acoustic identification of cavitation in industrial conditions were suggested. An acoustic signal was indicated as the criterion for starting the cavitation process.

1. Wprowadzenie

W wielu maszynach i urządzeniach stosowane są hydrostatyczne układy napędowe. Znajdują one bardzo szerokie zastosowanie w maszynach górniczych, co podyktowane jest wieloma czynnikami, m.in.: zwartą budową, korzystnym stosunkiem masy do przenoszonych mocy (dużą gęstością strumienia energii), stosunkowo łatwą możliwością automatyzacji. Projektant takiego układu stoi zawsze przed problemem doboru pompy wporowej (lub zespołu pomp) spełniającej określone wymagania oraz pozostałych elementów układu hydraulicznego. Porównania i oceny pomp można dokonać jedynie na podstawie jednolitych kryteriów, umożliwiających ustalenie ich orientacyjnej gradacji.

Wśród cech, według których powszechnie oceniane są pompy wporowe należy wymienić [1]: maksymalne ciśnienie robocze, maksymalne prędkości kątowe, maksymalne wydajności oraz możliwości ich ciągłej pracy, masa konstrukcji na jednostkę przenoszonej mocy, sprawność objętościowa i całkowita, odporność na zanieczyszczenie, nierównomierność wydajności i związana z nią pulsacja ciśnienia. Jednym z istotniejszych kryteriów jest cena.

Ponadto na etapie projektowania układu hydraulicznego należy ograniczać możliwość wystąpienia zjawiska kawitacji, które wystąpić może w króćcu ssawnym pompy wporowej oraz w zasadzie na każdym zaworze układu hydraulicznego, jeśli tylko będą po temu odpowiednie warunki. Obecnie coraz większego znaczenia nabiera problem redukcji hałasu generowanego przez pracującą maszynę. Oprócz tego kawitacja

w sposób jednoznaczny przyczynia się do obniżenia długotrwałości pracy zaworów hydraulicznych poprzez m.in. erozję kawitacyjną. Tak więc, awaria w stosunkowo prostym elemencie (zaworze hydraulicznym) może spowodować przerwanie całego procesu roboczego skomplikowanej maszyny i tym samym doprowadzić do znacznych strat, co wymusza szczegółową identyfikację kawitacji oraz przedsięwzięcie środków w celu minimalizacji ryzyka jej wystąpienia.

Prawdopodobieństwo wystąpienia kawitacji wzrasta wraz ze wzrostem zawartości gazu rozpuszczonego w oleju hydraulicznym. Ilość powietrza, jaką dany olej może rozpuścić do osiągnięcia stanu nasycenia zależy od warunków: ciśnienia i temperatury, w jakich zachodzi absorpcja. W zakresie ciśnień powszechnie stosowanych (do 30 MPa) obowiązuje prawo Henry'ego mówiące, że ilość powietrza rozpuszczonego w oleju jest proporcjonalna do ciśnienia. Autorzy pracy [1] dokonali eksperymentalnego określenia wpływu temperatury na wartość ciśnienia wydzielania się powietrza z oleju hydraulicznego 50 i po aproksymacji punktów pomiarowych opisali tę zależność równaniem:

$$p_{kaw} = (4,36t + 39,13) \cdot 10^2 \quad (1)$$

gdzie:

t [°C],

p_{kaw} [N/m²].

Jak wynika z powyższego, dla przedziału temperatur od 20 do 70°C, wartość ciśnienia kawitacyjnego zawiera się w granicach $p_{kaw} = (75 \div 330) \cdot 10^2$ Pa (ciśnienie bezwzględne). Jednak sama znajomość ciśnienia p_{kaw} w praktyce nie pozwala na określenie początku powstawania kawitacji w konkretnym miejscu i konkret-

nym układzie napędowym bez przeprowadzenia pomiarów w punkcie, w którym zachodzi podejrzenie wydzielania się powietrza z oleju oraz wszystkie jego negatywne skutki [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8]. Szczególnie narażone na lokalne, krótkotrwałe występowanie kawitacji są układy, w których występują okresowe wzrosty i spadki ciśnienia, czyli jego pulsacja. Obrazowo proces kawitacji przedstawiono na rysunku 1 [13].



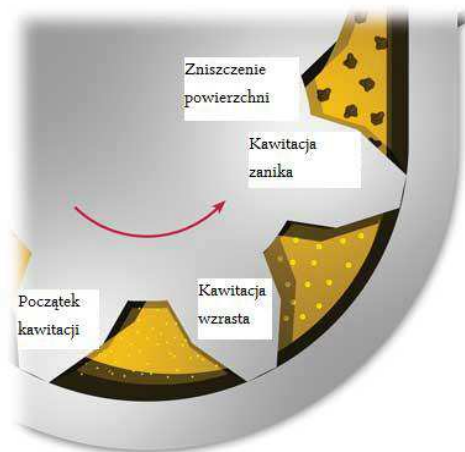
Rys.1. Fazy rozwoju i zaniku procesu kawitacji

W układzie hydraulicznym jest wiele miejsc narażonych na występowanie kawitacji, m.in.:

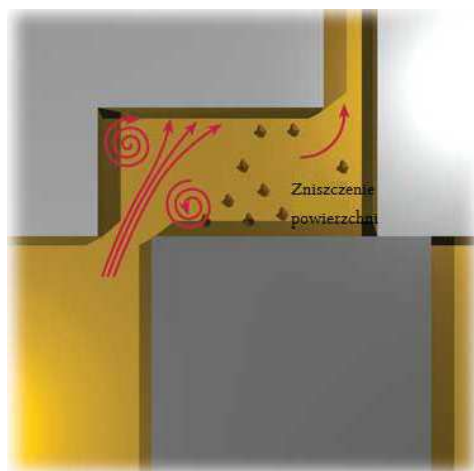
- kanały i szczeliny zaworów, na których występują duże miejscowe spadki ciśnień,
- obszary ssawne pomp,
- szybko poruszające się elementy hydraulicznych zespołów wykonawczych,
- szczeliny, w których występują przecieki – uszczelnienia, gniazda zaworów, gdzie duże prędkości przepływu cieczy powodują spadki ciśnienia poniżej ciśnienia kawitacji,
- we wszystkich urządzeniach, gdzie przepływa ciecz przez kanały o nagle zmieniających się kształtach.

Kawitacja zakłóca normalne warunki pracy płynowych układów mechanicznych, niszczy powierzchnie i elementy, a stopień ich zniszczenia uzależniony jest od wielu czynników, m.in: prędkości przepływu czynnika, twardości materiału z którego wykonane są elementy, ciśnienia [14]. Proces powstawania kawitacji zaczyna się, gdy ciśnienie spada do niskich wartości. Polega to na pojawieniu się i wzroście pęcherzy w miarę stabilizowania się ciśnienia, aż w końcu do zapadania się pęcherzy (implozja gazu lub par), gdy ciśnienie dalej spada. Kawitacja zanika, a tym samym zanikają pęcherze, gdy ciśnienie rośnie (a tym samym maleje spadek ciśnienia na przeszkodzie). Duże miejscowe spadki ciśnienia są przyczyną zniszczeń kawitacyjnych tzw. erozji kawitacyjnej. Rysunek 2 ilustruje proces kawitacji, który występuje w pompie zębatej i w zaworze suwakowym, pokazując jak powstaje kawitacja, wzrasta i zanika w elementach płynowych.

a)

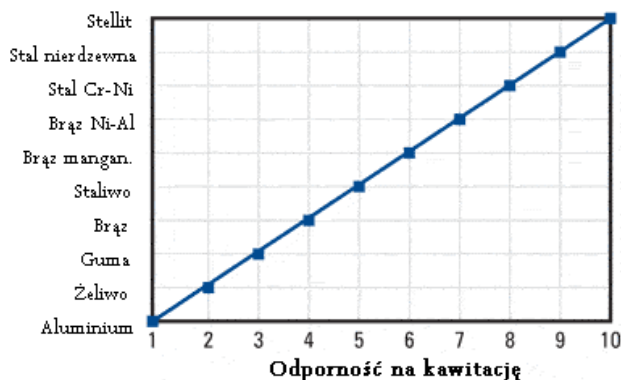


b)



Rys.2. Proces kawitacji w elementach hydraulicznych [11]: a) w pompie zębatej, b) w rozdzielaczu

W wielu przypadkach, projektanci mogą zminimalizować zniszczenia dokonane przez kawitację poprzez odpowiedni dobór materiału wyrobu. Na przykład, stal nierdzewna może zostać wybrana zamiast aluminium (rys. 3).



Rys.3. Stopień względnej odporności na kawitację różnych materiałów [11]

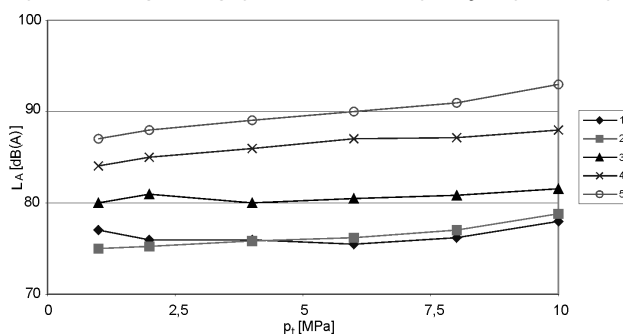
Guma i inne elastyczne materiały również pozwalają zmniejszyć uszkodzenia kawitacyjne. Powierzchnie te odbijają falę uderzeniową bez powodowania intensywnych zniszczeń.

Przykładem niekorzystnego wpływu kawitacji na elementy pompy wyporowej przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Przykład zużycia kawitacyjnego – mostek rozrządczy na tarczy rozdzielczej pompy wielotłoczkowej

Ponadto, jak już wspomniano, kawitacja jest jednym z głównych źródeł dźwiękotwórczych, a występując nierzadko w pompach wyporowych sprawia, że stają się one nadmiernie hałaśliwe. Wynika z tego, że przez wybór pompy wyporowej projektant układu napędowego współdecyduje o problemie hałasu maszyny. Najbardziej hałaśliwe są pompy wielotłoczkowe osiowe (rys. 5). Z drugiej strony charakteryzują się one najwyższymi sprawnościami, a także maksymalnymi wartościami parametrów roboczych w stosunku do innego typu pomp, są więc często stosowane w układach napędowych, szczególnie gdy chodzi o układy większych mocy.



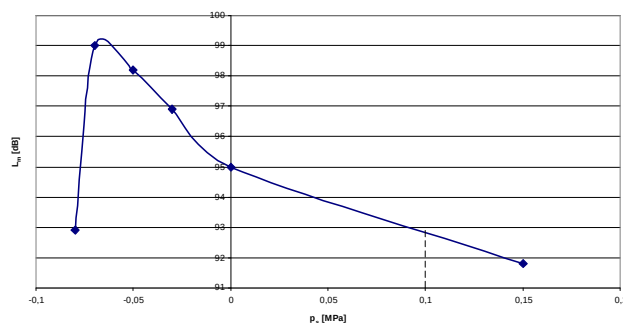
Rys.5. Porównanie korygowanego poziomu ciśnienia akustycznego różnych typów pomp wyporowych: 1 – pompa łopatkowa $q = 20 \text{ cm}^3$, $z = 11$, 2 – pompa zębata o ząbieniu wewnętrznym $q = 19 \text{ cm}^3$, $z_1/z_2 = 11/15$, 3 – pompa śrubowa $q = 16 \text{ cm}^3$, 4 – pompa zębata o ząbieniu zewnętrznym $q = 22,5 \text{ cm}^3$, $z_1 = z_2 = 12$, 5 – pompa wielotłoczkowa osiowa $q = 22,7 \text{ cm}^3$, $z = 7$ [9]

2. Badania doświadczalne

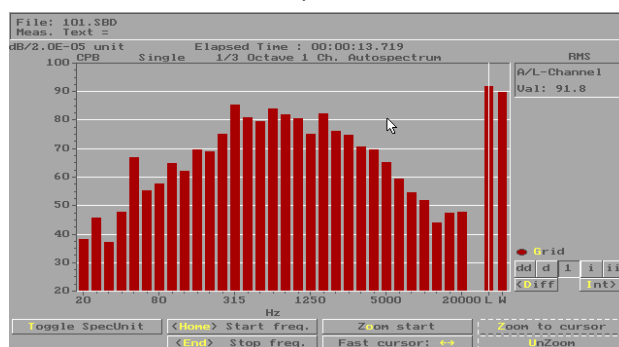
Zważywszy na powyższe istnieje konieczność podjęcia prac badawczych nad próbą określenia początku powstawania kawitacji w pracującym układzie hydraulicznym. Prace takie są obecnie prowadzone w wielu ośrodkach badawczych na całym świecie. Jako miejsce szczególnie narażone na możliwość pojawienia się kawitacji, ze wszystkimi jej skutkami przyjmuje się powszechnie obszar ssania pompy wyporowej.

Przedstawia się zatem własne badania rozpoznania początku zjawiska kawitacji, a więc początku wydzieła-

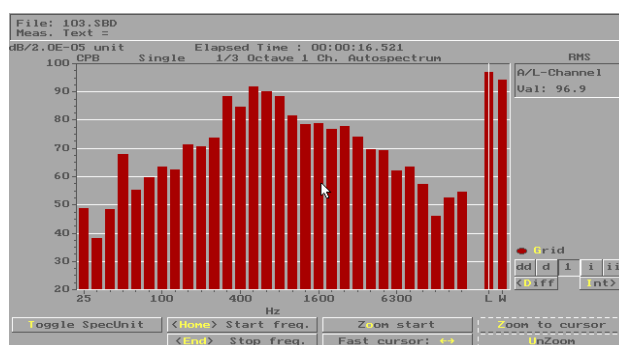
nia się pęcherzyków powietrza z oleju w króćcu ssawnym pompy wielotłoczkowej PTOZ2-01-40-R1 – pompy z wychylną tarczą oporową oraz pompy wielotłoczkowej osiowej z wychylnym blokiem cylindrów PNZ-25. Jako hydrauliczne kryterium początku powstawania kawitacji przyjęto 2% spadek wydajności badanej pompy w funkcji zmniejszającej się wartości ciśnienia mierzonego w króćcu ssawnym. Rejestrowano przy tym towarzyszący efekt akustyczny – rysunki 6, 7, 8.



Rys.6. Zależność wartości poziomu ciśnienia akustycznego L_m od ciśnienia ssania p_s przy 1500 obr./min i ciśnieniu tłoczenia $p_t = 8 \text{ MPa}$



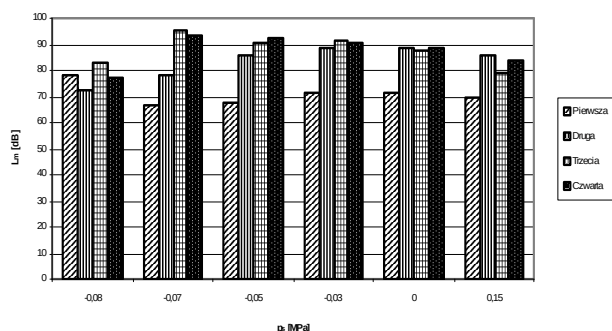
Rys.7. Widmo tercjowe poziomu ciśnienia akustycznego pompy PTOZ2-01-40-R1; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$; ciśnienie tłoczenia $p_t = 8 \text{ MPa}$; ciśnienie ssania $p_s = 0,15 \text{ MPa}$. Przeływ bez kawitacji w kanałach pompy



Rys.8. Widmo tercjowe poziomu ciśnienia akustycznego pompy PTOZ2-01-40-R1; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$; ciśnienie tłoczenia $p_t = 8 \text{ MPa}$; ciśnienie ssania $p_s = -0,03 \text{ MPa}$. Przeływ z kawitacją w kanałach pompy

Jako częstotliwość podstawową wyznaczono wartość $f \approx 160 \text{ Hz}$ dla pompy o $z = 7$ tłoczkach i prędkości obrotowej wału $n = 1500 \text{ obr./min}$. Następnie konstruowano wykres przedstawiający poziom ciśnienia akustycznego L_m w zależności od ciśnienia ssania

pompy, uwzględniając pierwsze trzy składowe harmoniczne widma tercjowego – rysunek 9.



Rys.9. Wartość poziomu ciśnienia akustycznego L_m w zależności od ciśnienia ssania przy 1500 obr./min i ciśnieniu tłoczenia $p_t = 8$ MPa; trzy składowe harmoniczne widma tercjowego

Wartość wyższych składowych harmonicznych jest związana z powstawaniem i intensyfikacją kawitacji w badanej pompie.

Powyższe spostrzeżenia potwierdzają się również w przypadku pompy wielotłoczkowej osiowej z wychylnym blokiem cylindrów PNZ-25. Rysunek 10 przedstawia fotografie tłoczka podczas wykonywania suwu ssania uzyskane w modelu symulacyjnym pompy dla różnych ciśnień p_1 w króćcu ssawnym m. Kąt φ określa kąt obrotu wału pompy.

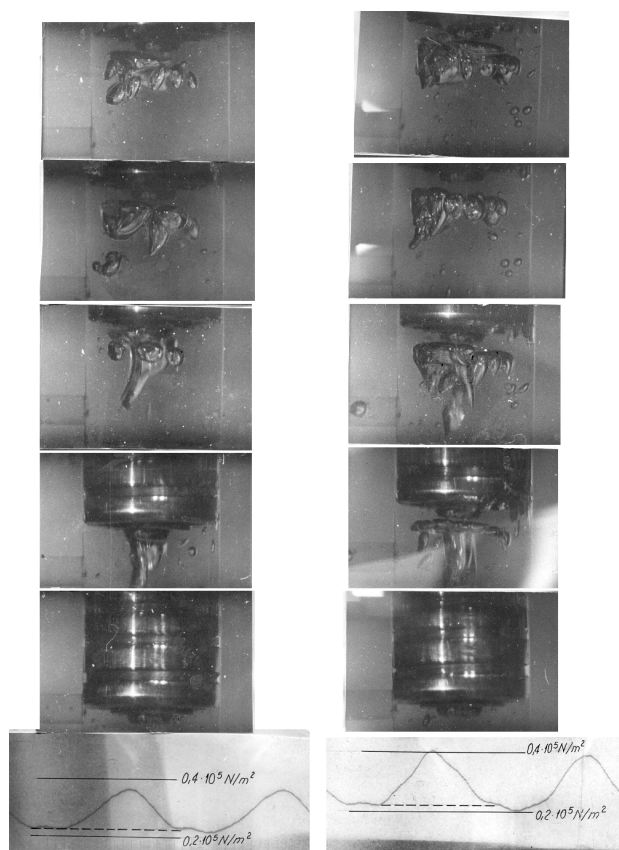
Dodatkowo zamieszczono przebieg ciśnienia w cylindrze w czasie ruchu tłoczka (linia ciągła). Linijką zaznaczono wartość ciśnienia wydzielania się powietrza określoną za pomocą naczynia próżniowego.

Za pracę [10], dotyczącą pompy wielotłoczkowej osiowej z wychylnym blokiem cylindrów PNZ-25, można stwierdzić, że:

- podstawową przyczyną emitowanego hałasu są zjawiska związane z przepływem czynnika robocznego (hałas pochodzenia hydraulicznego),
- istnieje wpływ prędkości v_{sr} przepływu osiowego oraz prędkości w stycznej na poziom emitowanego hałasu, przy $v_{sr} = \frac{A_t}{2A_o} R \sin \gamma \omega$ oraz $w = \omega \cdot r$, gdzie

odpowiednio: A_t – pole powierzchni przekroju poprzecznego cylindra tłoczka, A_o – powierzchnia okna wlotowego, R – promień rozmieszczenia tłoczków w bloku, γ – kąt wychylenia bloku cylindrowego względem wału, r – promień rozmieszczenia okien wlotowych, ω – prędkość kątowa wału pompy. Wraz ze wzrostem tych parametrów (v_{sr} , w) rośnie też korygowany poziom ciśnienia akustycznego.

Ciekawą wizualizację zjawiska kawitacji zaprezentowali badacze z St. Anthony Falls Laboratory z Uniwersytetu w Minnesocie, USA – rysunek 11.



Rys.10. a) wydzielanie się powietrza w cylindrze modelu symulacyjnego pompy, b) wykres - przebieg zmian ciśnienia w cylindrze w trakcie suwu ssania [10]

a)



b)



c)



d)



Rys.11. Wiry kawitacyjne za cylindrem zamontowanym na dnie tunelu wodnego przy wysokiej prędkości przepływu zarejestrowane przez zespół badaczy amerykańskich pod kierunkiem prof. Rogera Arendta z Uniwersytetu w Minnesocie, USA. a), b), c), d) rosnąca prędkość przepływu cieczy (wody) w tunelu

przedstawiona została na podstawie badań własnych autorów. Pomiarowi i analizie podlegał również efekt akustyczny towarzyszący temu zjawisku.

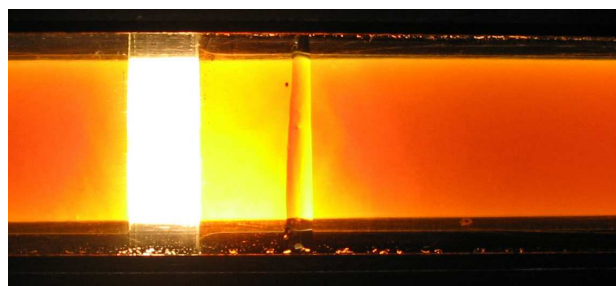
Na rysunku 12a i 12b zaprezentowano kryzę przez którą przepływa olej hydrauliczny HL 68 o temperaturze 20°C, rysunek 12a przepływ bez kawitacji ($Q = 0,00033 \text{ m}^3/\text{s}$, $v_{\text{kryzy}} = 46,7 \text{ m/s}$, $\Delta p_{\text{kryzy}} = 1,6 \text{ MPa}$), rysunek 12b przepływ z rozwiniętą kawitacją ($Q = 0,00083 \text{ m}^3/\text{s}$, $v_{\text{kryzy}} = 117,4 \text{ m/s}$, $\Delta p_{\text{kryzy}} = 6,5 \text{ MPa}$).

Towarzyszący efekt akustyczny przedstawiony został na rysunku 13a i b w postaci widma tercjowego ekwiwalentnego poziomu dźwięku L_A . Rysunek 13a brak kawitacji, rysunek 13b kawitacja na kryzie.

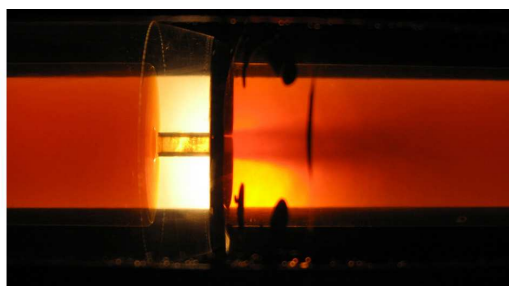
Analiza widm tercjowych (rys. 13a i 13b) wskazuje, że dla przepływu bez kawitacji dominującą częstotliwością jest około 250 Hz, dla której poziom ekwiwalentny L_A wynosi około 75 dB. Natomiast dla przepływu

3. Kawitacja na kryzie

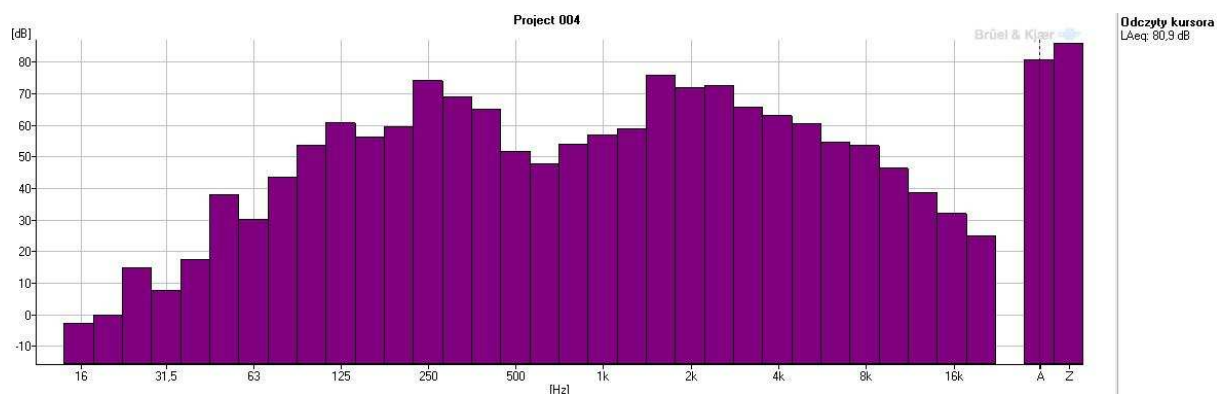
Wizualizacja powstawania i rozwoju kawitacji na kryzie, której wlot jest stożkowy, a średnica $d = 3 \text{ mm}$



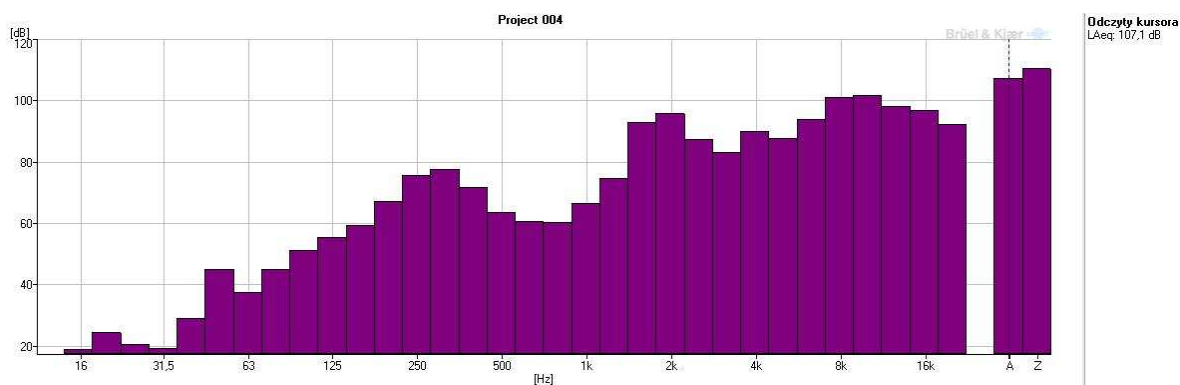
Rys.12a. Przepływ bez kawitacji



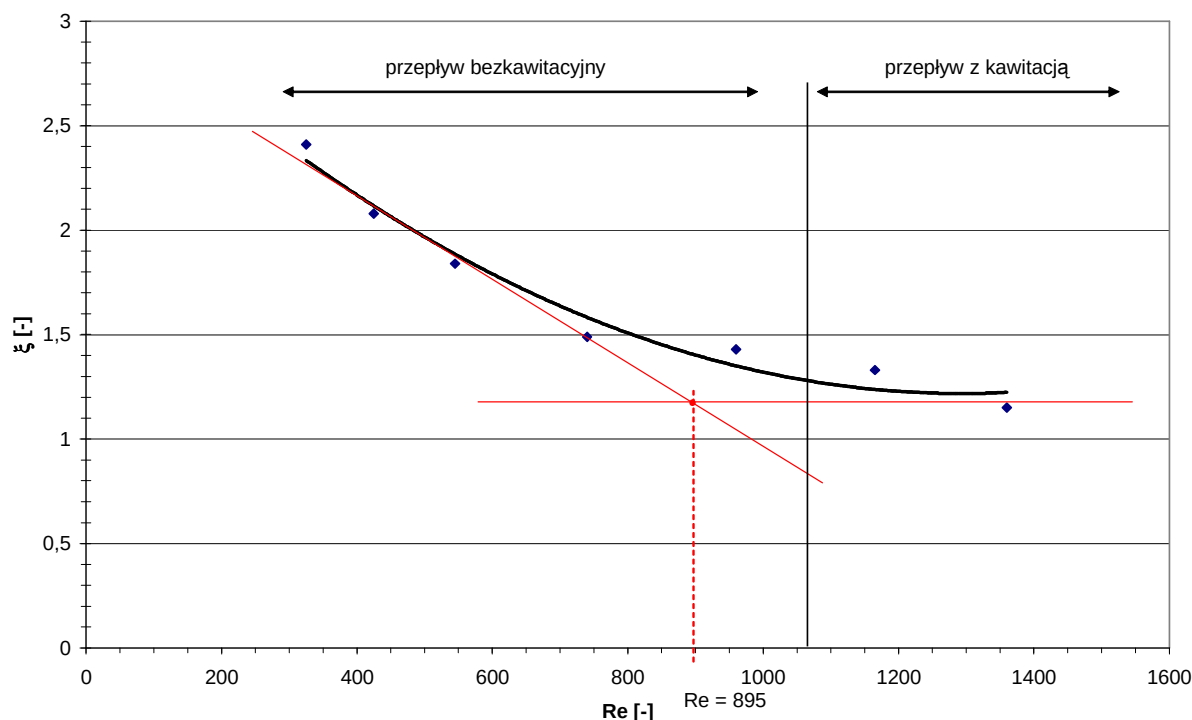
Rys.12b. Przepływ z kawitacją



Rys. 13a. Widmo tercjowe poziomu dźwięku dla przypadku braku kawitacji



Rys.13b. Widmo tercjowe poziomu dźwięku dla przypadku wystąpienia kawitacji na kryzie



Rys.14. Zmiana wartości współczynnika oporów miejscowych ξ w funkcji liczby Reynolds'a dla przepływu przez kryżę

z kawitacją dominująca częstotliwość wynosi około 10 kHz, dla której poziom ekwiwalentny L_A wynosi ponad 100 dB.

W zakresie niskich i średnich częstotliwości charakter widm z rysunku 13 a i b jest do siebie zbliżony. Można w nich wyróżnić dwie dominujące częstotliwości o charakterze tonalnym, tj. dla około 250 i 2 kHz. Dodatkowo dla kawitacji w widmie wyraźnie wzrastają poziomy dla wysokich częstotliwości w paśmie od około 8k do 20k Hz. Zakres szumu wąsko pasmowego oraz jego poziom zależy w głównej mierze od intensywności zjawiska kawitacji.

Wyznaczono ponadto współczynnik oporów miejscowych ξ dla tego rodzaju oporu. Na tej podstawie wyznaczono umowną krytyczną wartość liczby Reynolds'a, którą przyjęto jako 945. Na rysunku 14 prezentuje się zmianę wartości współczynnika ξ w funkcji rosnącej wartości liczby Reynolds'a, przy czym w zakresie przepływu uwarstwowionego współczynnik ξ silnie zależy od liczby Reynolds'a, a w obszarze przepływu burzliwego jest on inwariantny od liczby Reynolds'a.

Powyższy wykres może posłużyć do wyznaczenia krytycznego, z punktu widzenia charakteru przepływu, natężenia przepływu, powyżej którego przepływ staje się burzliwy lub odpowiadającej mu prędkości przepływu.

4. Podsumowanie

Z przedstawionych materiałów wynika istotny związek między kawitacją a efektem akustycznym, co obrazuje wzrost poziomu ciśnienia akustycznego L_m wraz z postępującym rozwojem kawitacji – rysunek 6. Zauważono, iż w miarę spadku ciśnienia w przewodzie ssawnym pompy (mierzonym w króćcu ssawnym) aż do wartości podciśnień, hałas emitowany wzrasta w dużym zakresie o rząd 10 dB, co pozwala stwierdzić istnienie wyraźnego sygnału diagnostycznego sygnalizującego pracę kawitacyjną pompy. Ponadto z analiz zamieszczonych w pracy wynika, że podczas pracy pompy w zakresie kawitacyjnym dominujące są wyższe składowe harmoniczne widma hałasu (rys. 9). Wskazuje to na potrzebę zapewnienia wystarczającego poziomu ciśnienia w przewodzie ssawnym pompy wporowej.

Jako przykład wizualizacji kawitacji spowodowanej oporem miejscowym w układzie hydraulicznym podano przypadek przepływu przez kryżę o stożkowym otworze wlotowym (problem ten poruszony został również w pracy [13]). W takim przypadku aby zminimalizować ryzyko wystąpienia kawitacji należałoby zastosować kaskadę kilku szeregowych oporów, tak żeby wskaźnik kawitacji na oporze dwustopniowym był mniejszy od wskaźnika kawitacji na oporze jednostopniowym. W konsekwencji doprowadzi to do obniżenia hałasu globalnego emitowanego przez układ hydrauliczny.

W warunkach przemysłowych wykorzystując kryterium akustyczne zastosowanie znajduje sonda akustyczna, jako przyrząd łatwy w obsłudze i dający wyniki z satysfakcjonującą dokładnością, co zostało potwierdzone pracą autorów [14].

Literatura

1. Kudźma Z., Mackiewicz T.: Warunki powstawania kawitacji w układach hydraulicznych. Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne 1999, Polanica 1999.
2. Kleinbrener W.: Werkstoffzerstörung durch Kavitation in ölhydraulischen Systemen. Industrie Anzeiger nr 61/1976.
3. Bugała R., Szkoda M.: Zależność przebiegu krzywych niszczenia kawitacyjnego od Frakcyjnego Rozkładu Obciążeń Kawitacyjnych. Krajowa Konferencja Dobór i Eksploatacji Materiałów Inżynierskich, Politechnika Gdańska, Jurata 1997.
4. Kudźma Z., Lempart A.: Badania trwałościowe zaworów zwrotnych wolnoobrotowych silników hydraulicznych typu SR. Hydraulika i Pneumatyka nr 1/96.
5. DyMenibus O.H.: Degazage de Fluide Hydraulique. Energie Fluide l'Air Industriel. Hors serie cahur technique 2/1984.
6. Lohrentz H.J.: Mikro-Diseleffekt als Folge der Kavitation in Hydrauliksystemen. Ölhydraulik und Pneumatik nr 3/1974.
7. Eich O.: Moznahmen zur Minderung von Kavitationsgeräuschen in Geräten der Ölhydraulik. Industrie Anzeiger nr 43/1976.
8. Backe W., Benning P.: Über Kawitation-scheinungen in Qerschnittsverengungen von ölhydraulischen Systemen. Industrie Anzeiger nr 63/1962.
9. Kollek W., Kudźma Z., Rutański J.: Efektywność w obniżaniu hałasu maszyn roboczych ciężkich z napędem hydrostatycznym. IX Konferencja: Problemy rozwoju maszyn roboczych, Zakopane 1996.
10. Kudźma Z., Mackiewicz J.: Wpływ parametrów pracy pompy wielotłoczkowej w warunkach kawitacji na jej hałaśliwość. Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy i Sterowania Hydrauliczne'96, Szklarska Poręba 1996.
11. E. C. Fitch, Tribolics, Inc.: Cavitation Wear In Hydraulic Systems. Practicing Oil Analysis Magazine. September 2002.
12. Domagała T., Kollek W.: Możliwości zastosowania metod energetycznych do diagnozowania stanu akustycznego maszyn hydraulicznych. Raport serii: Sprawozdania Nr S-058/97, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1997.
13. Koivula T.: On cavitation in fluid power. Proc. of 1st FPNI-PhD Symp. Hamburg 2000, pp. 371-382.
14. Lecoffre Y.: A method to evaluate cavitation erosion in valves. Third International symposium on Cavitation, April 1998, Grenoble, France.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Zastosowanie metod sztucznej inteligencji do sterowania ruchem wysięgnika kombajnu chodnikowego

Streszczenie

W artykule zwrócono uwagę na złożoność problemu drążenia wyrobisk. Zaprezentowano koncepcję układu sterowania kombajnem chodnikowym, a w szczególności automatyzacji ruchu wysięgnika. Przedstawiono również możliwości wykorzystania metod sztucznej inteligencji w celu optymalizacji (pod względem energochłonności) trajektorii ruchu wysięgnika kombajnu chodnikowego.

Summary

Attention for complicity of roadways drivage was paid in the paper. A concept of roadheader control system and especially automation of cutter jib movement was presented. Also a possibility of use of artificial intelligence to optimize movement trajectory of roadheader cutter jib (as regards energy consumption), was given.

1. Wprowadzenie

Analiza postępów uzyskiwanych za pomocą kombajnów chodnikowych potwierdza, że subiektywizm i doświadczenie operatora maszyny decydują o wykorzystaniu możliwości maszyny urabiającej, a także o niewłaściwym użytkowaniu, często prowadzącym do jej uszkodzenia.

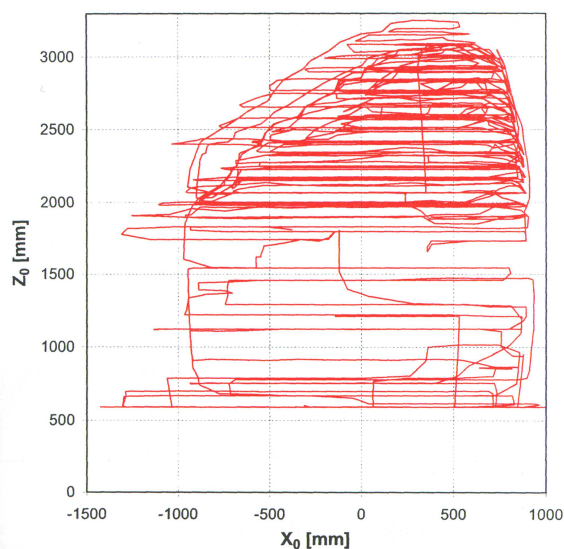
Rozwój maszyn dla górnictwa związany jest z ich unowocześnieniem poprzez wprowadzenie automatyki, która może poprawić efektywność drążenia wyrobisk chodnikowych. Modernizacja i rozwój istniejących rozwiązań mógłby przyczynić się do skrócenia czasów przestojów oraz serwisu, a także poprawy pracy maszyny. W związku z powyższym w Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, w ramach projektu badawczego rozwojowego nr R03 031 02, podjęto prace zmierzające do automatyzacji procesu drążenia wyrobisk korytarzowych z użyciem kombajnu chodnikowego. Celem projektu jest opracowanie inteligentnego układu sterowania kombajnu chodnikowego wspomagającego operatora podczas pracy maszyny.

2. Koncepcja układu sterowania wysięgnikiem kombajnu chodnikowego

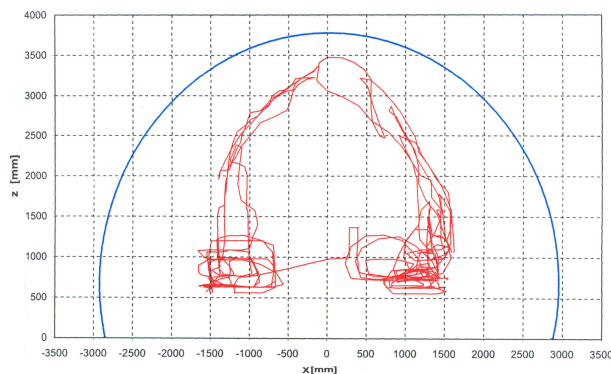
Zastosowanie nowoczesnych systemów automatyki, w połączeniu z metodami sztucznej inteligencji może umożliwić znaczne podniesienie wykorzystania potencjału technicznego kombajnu chodnikowego. Istnieje zatem potrzeba budowy układów wspomagających sterowanie procesem drążenia. Z dotychczasowych prac badawczych wynika, że dotychczasowe sterowanie ruchem wysięgnika zależy często jedynie od umiejętności i oceny operatora.

Przykład trajektorii wysięgnika kombajnu chodnikowego AM-50z przedstawiono na rysunku 1 i 2 [7]. Wprowadzenie układu automatyki wspomagającego operatora podczas drążenia wyrobiska, powinno przy-

nieść istotne korzyści związane z zabezpieczeniem układu napędowego przed przekraczaniem dopuszczalnego obciążenia, zmniejszeniem energochłonności procesu urabiania oraz zwiększeniem precyzji uzyskania zadanego profilu wyrobiska, co prowadzi do poprawy efektywności drążenia.



Rys.1. Trajektoria ruchu wysięgnika w płaszczyźnie przekroju poprzecznego [7]

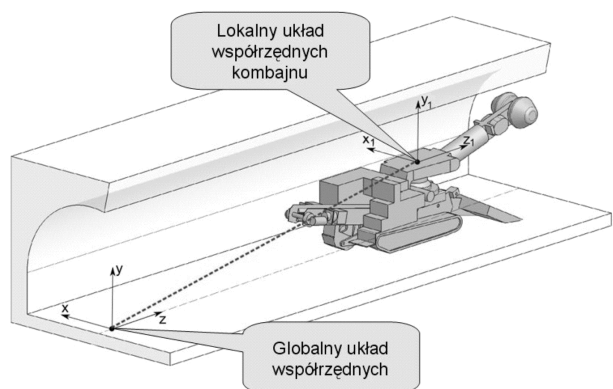


Rys.2. Trajektoria ruchu wysięgnika w płaszczyźnie przekroju poprzecznego chodnika [7]

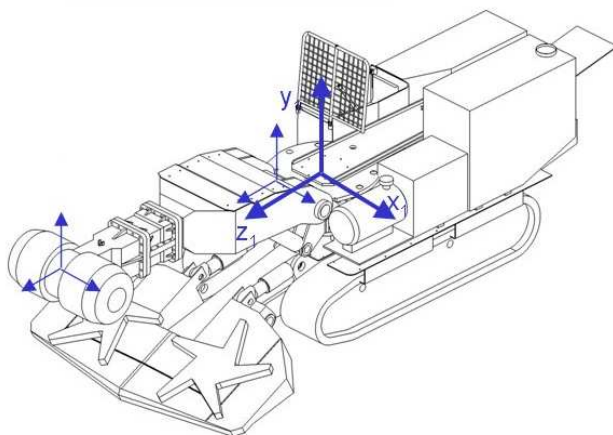
W ramach realizowanego projektu opracowano algorytm określania optymalnej trajektorii ruchu głowicy w zależności od przekroju poprzecznego wyrobiska oraz właściwości urabianych skał. Określono algorytm opisujący trajektorię ruchu końca wysięgnika, w zależności od kształtu i wymiarów zastosowanej obudowy, który stanowić będzie podstawę oprogramowania inteligentnego układu sterowania kombajnu chodnikowego.

Założenia dotyczące układu sterowania ruchem głowicy urabiającej kombajnu chodnikowego

Algorytm sterowania opracowano w odniesieniu do kombajnu chodnikowego z głowicami poprzecznymi, przy założeniu, że urabianie odbywa się w jednorodnym górotworze. Przyjęto, że początek układu współrzędnych znajduje się w osi symetrii przodka (rys. 3). Na potrzeby utworzonego modelu matematycznego wprowadzono lokalne układy współrzędnych, przedstawione na rysunku 4.



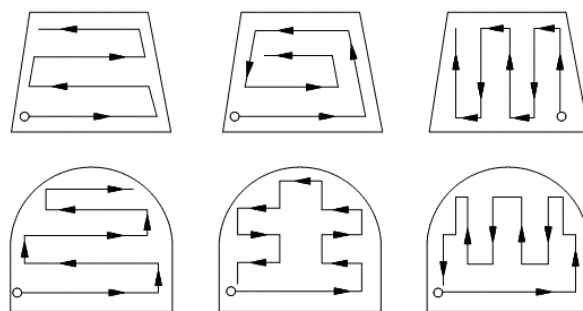
Rys.3. Usytuowanie układu współrzędnych w przestrzeni wyrobiska [5]



Rys.4. Lokalne układy współrzędnych kombajnu chodnikowego [5]

3. Algorytm ustalania trajektorii końca wysięgnika

W zależności od kształtu i wymiarów przekroju poprzecznego drążonego chodnika możliwe są różne warianty urabiania (rys. 5).

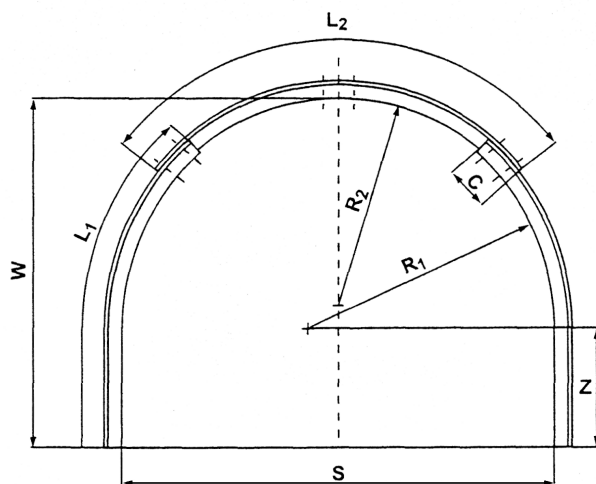


Rys.5. Przykładowe trajektorie urabiania [1]

Zadaniem algorytmu jest wyznaczenie trajektorii określającej położenie głowic urabiających w określonym układzie współrzędnych. Zadanie ruchu odbywa się z wykorzystaniem enkoderów zastosowanych w mechanizmie podnoszenia i obrotu wysięgnika.

W pierwszym etapie następuje wprowadzenie parametrów wejściowych. Parametry te związane są zarówno z przekrojem drążonego wyrobiska, parametrami kombajnu chodnikowego, jak i warunkami eksploatacyjnymi:

- Parametry wejściowe związane z typem obudowy (rys. 6) to:
 - promienie krzywizny elementów odrzwi (R_1 , R_2),
 - długości elementów odrzwi (L_1 , L_2),
 - wysokość i szerokość profilu (W , S),
 - długości prostego odcinka elementu ociosowego (Z),
 - długość zakładki (C).



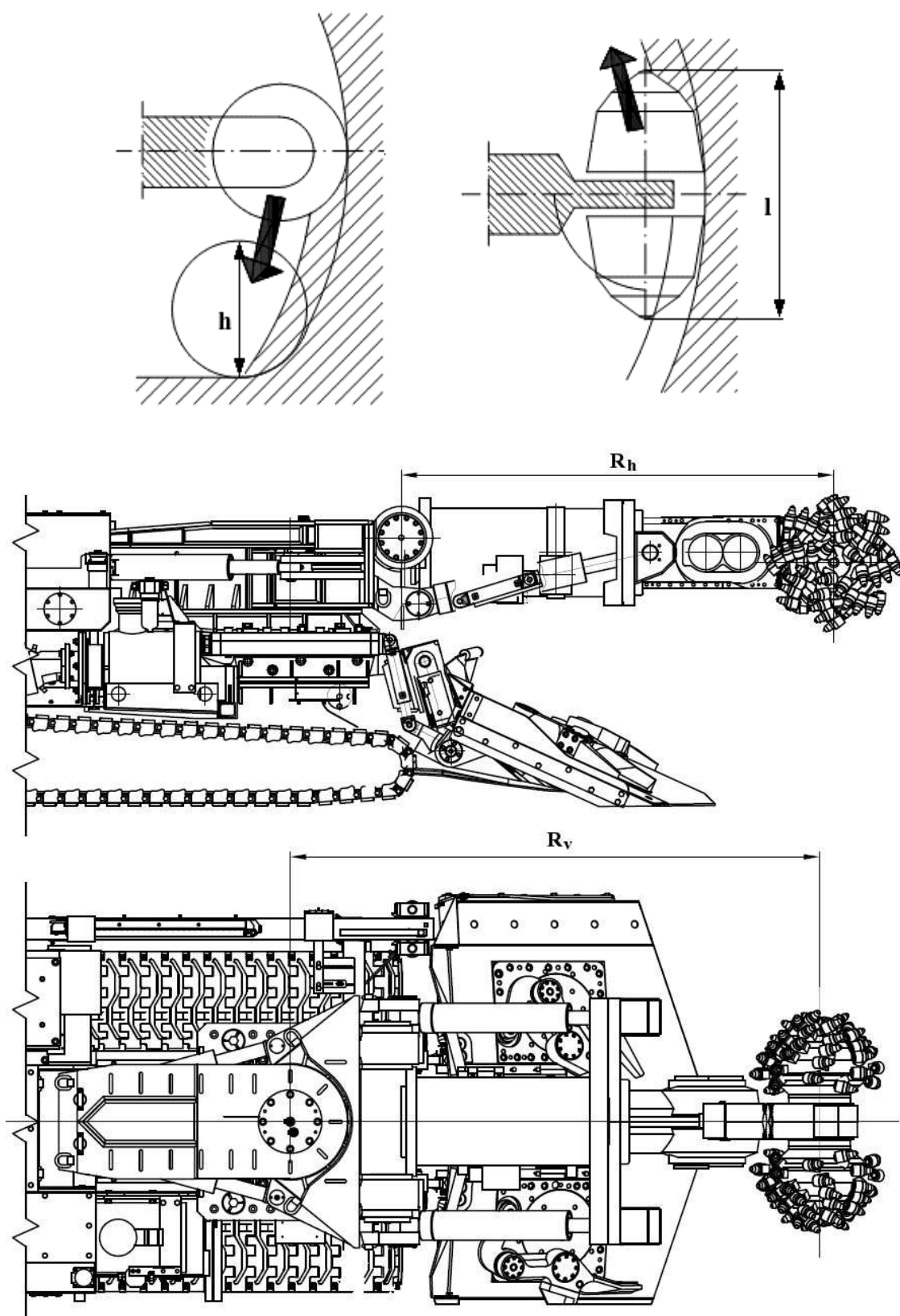
Rys.6. Odrzwia obudowy łukowej podatnej ŁP

Parametry wejściowe dotyczące kombajnu chodnikowego (rys. 7) to:

- parametry charakteryzujące głowicę urabiającą (l , h),
- długości wysięgnika (R_n , R_v).

Parametry eksploatacyjne to:

- zabiór (z),
- wysokość urabianej warstwy (h_w).



Rys. 7. Parametry wejściowe kombajnu chodnikowego

Dla danych głowic, mocy ich układu napędowego, parametrów geometrycznych wyrobiska, określa się wartość wcięcia głowicy, zabiór oraz minimalną liczbę

sekwencji ruchu wysięgnika niezbędnych do wykonania zarysu chodnika [6]. Powyższe parametry niezbędne są do zdefiniowania obrysu zewnętrznego odrzwi

i stanowią podstawę do ustalenia sekwencji ruchu wysięgnika według zadanej trajektorii, w tym określenia odpowiednich kątów wychyleń wysięgnika i obrotnicy, w celu uzyskania parametrów wyłomu odpowiadających wybranemu typowi obudowy.

Drugi etap sprowadza się do zdefiniowania parametrów obrotu wysięgnika w płaszczyźnie poziomej i pionowej, zapewniających uzyskanie zadanych sekwencji ruchu.

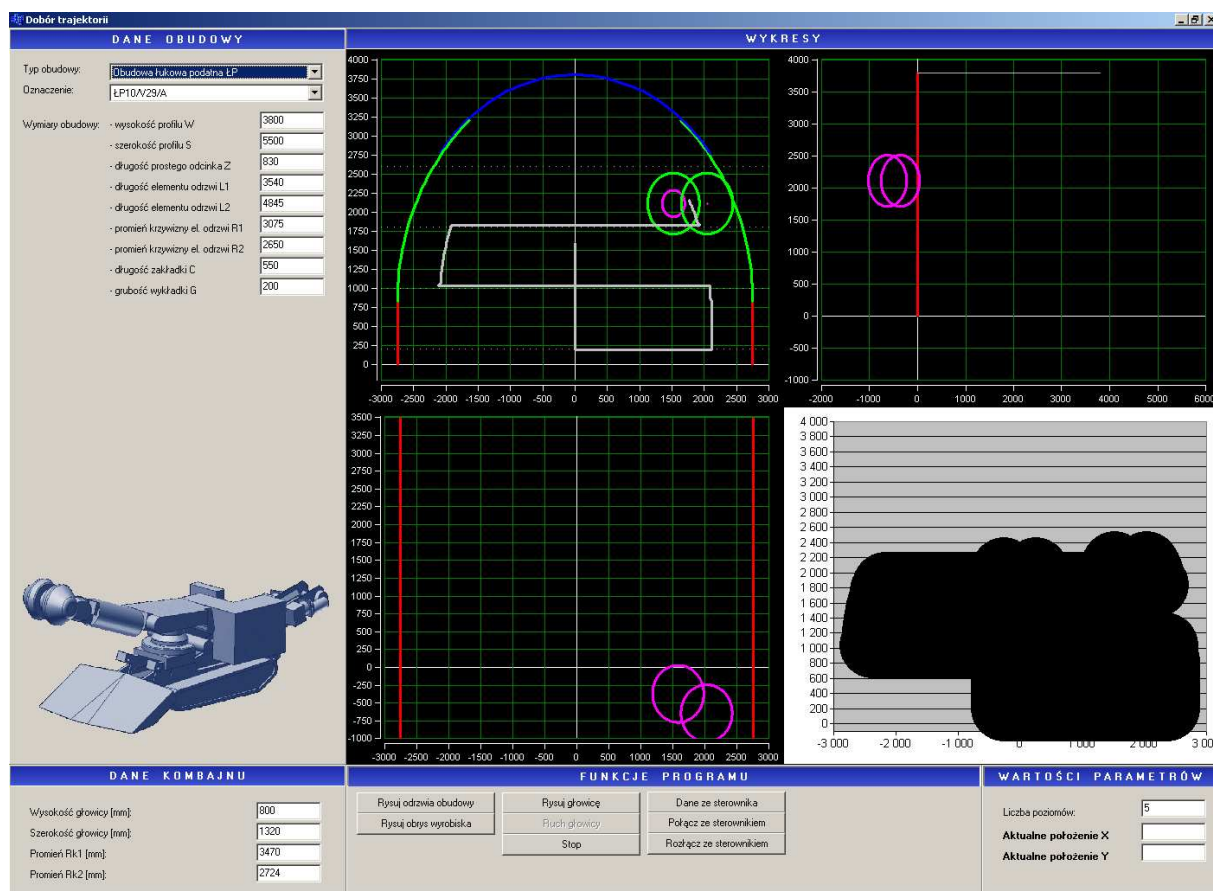
W celu weryfikacji wykonanych obliczeń przeprowadzono symulacje procesu drażenia wyrobiska. Opracowany program symulacji tego procesu, umożliwia analizę pracy kombajnu chodnikowego, w tym ustalenie zasięgu pracy organu urabiającego oraz określenie granicznego położenia wysięgnika dla zadanej obudowy chodnikowej (rys. 8). Symulacja komputerowa pozwala również na wyznaczenie maksymalnego przekroju wyrobiska, jaki kombajn może wykonać z jednego ustawienia. Przeprowadzona analiza procesu drażenia wykazała, że geometria głowic urabiających w konstrukcji kombajnu mogą ograniczać możliwość uzyskania zadanego przekroju wyrobiska chodnikowego. Po przeprowadzonej analizie można stwierdzić, iż w celu zagwarantowania poprawnego wykonania obrysu wyrobiska konieczna jest modyfikacja algo-

rytmu sterowania wysięgnikiem o etap wyrównywania obrysu. Istotna jest także rozbudowa algorytmu ruchu wysięgnika kombajnu chodnikowego o moduł sterowania prędkością urabiania w sposób ograniczający przeciążenie i zużycie noży urabiających.

4. Metoda poszukiwania najkrótszej drogi głowicy urabiającej

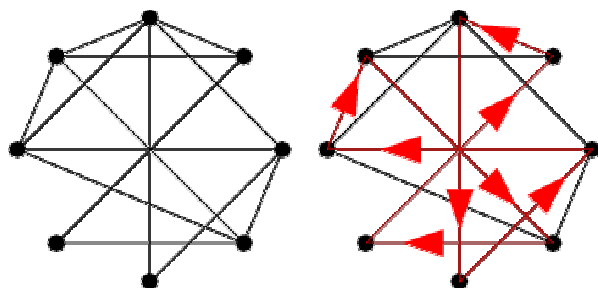
W celu wyznaczenia najkrótszej drogi końca wysięgnika wyrobisko podzielono na sektory i założono, że ruch głowicy urabiającej powinien odbywać się w taki sposób, aby w jednym cyklu każdy z sektorów był urabiany jedynie raz. Zadanie poszukiwania najkrótszej drogi sprowadza się do rozwiązania zadania znanego w algorytmice jako „problem komiwojażera” (rys. 9).

„Problem komiwojażera” definiuje się następująco: głowice urabiające powinny znaleźć się w n punktach, w taki sposób, by po powrocie do miejsca zawrębnienia pokonały jak najmniejszą drogę. Należy wyznaczyć więc sekwencje ruchów między punktami, aby wartość kryterialna (np. energochłonność, droga, czas itp.) była najmniejsza. Problem ten można przedstawić za pomocą grafu pełnego, tzn. grafu o stuprocentowym nasyceniu krawędziowym, co oznacza, że każda para



Rys.8. Okno programu symulacyjnego

wierzchołków jest połączona krawędzią. Punkty, w których muszą znaleźć się głowice urabiające są wierzchołkami, a drogi łączące te punkty to krawędzie z przypisanymi wagami związanymi z parametrem kryterialnym. Należy wyznaczyć więc cykl Hamiltona o najmniejszej sumie wag krawędzi należących do tego cyklu.



Rys.9. Przykład grafu i znalezionej ścieżki (rozwiązanie problemu komiwojażera)

Poszukiwanie najkrótszej drogi jest algorytmem NP-trudnym (czas potrzeby na obliczenia rośnie wykładniczo). Nie są znane algorytmy dające dokładne rozwiązanie problemu w czasie wielomianowym, istnieją jednak metody dające w większości jedynie rozwiązania bliskie optymalnemu. Jednym z najefektywniejszych sposobów jego rozwiązania jest zastosowanie algorytmów genetycznych, często wykorzystywanych w połączeniu z heurystycznymi.

W przypadku poszukiwania optymalnej sekwencji ruchu wysięgnika, przewidywane są dalsze prace związane z zastosowaniem „problemu komiwojażera”. Planowana jest także modyfikacja programu symulacyjnego o algorytmy rozwiązujące „problem komiwojażera” i automatycznego doboru rodzaju trajektorii w zależności od parametrów wejściowych.

5. Podsumowanie

Modernizacja układów sterowania kombajnów chodnikowych jest nieunikniona. W celu minimalizacji ryzyka w aspektach bezpieczeństwa konieczne będą dodatkowe działania zmierzające do wprowadzenia sterowania zdalnego lub automatycznego procesu drażenia wyrobiska chodnikowego. Dzięki zastosowaniu w systemach sterowania algorytmów dostosowania sekwencji ruchu wysięgnika można poprawić

efektywność wykorzystania potencjału technicznego kombajnu chodnikowego i zwiększyć bezpieczeństwo pracy. Zastosowanie metod sztucznej inteligencji otwiera drogę do dalszego rozwoju stosowanych układów sterowania.

Literatura

1. Dudek M.: Opracowanie metodyki badań modelowych stateczności kombajnu chodnikowego. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1999. (Praca nie publikowana).
2. Dudek M., Świtoński E., Winkler T., Prostański D., Wyrobek E., Tokarczyk J., Bojara S.: Komputerowo wspomagane metody projektowania samojedźnych maszyn chodnikowych. Prace Naukowe - Monografie CMG KOMAG nr 2, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, Gliwice 2003.
3. Kotwica K.: Scenariusze rozwoju technologicznego drażenia wyrobisk korytarzowych w warunkach polskich kopalń węgla kamiennego. Gospodarka Surowcami Mineralnymi, Polska Akademia Nauk, 2008.
4. Jonak J., Prostański D., Dudek M., Jasiulek D., Rogala J.: Model matematyczny trajektorii głowicy urabiającej kombajnu chodnikowego. Materiały na konferencję: KOMTECH 2007 "Innowacyjne i bezpieczne maszyny i urządzenia dla górnictwa węgla kamiennego", Szczyrk, 13-15 listopada 2007.
5. Jasiulek D., Świder J.: Wirtualne prototypowanie układu sterowania kombajnu chodnikowego. Maszyny Górnicze 2008 nr 1.
6. Jonak J., Prostański D., Szkudlarek Z.: Propozycja wykorzystania sztucznych sieci neuronowych w identyfikacji ruchów roboczych kombajnu chodnikowego. Materiały na konferencję: KOMTECH 2003 "Nowoczesne, niezawodne i bezpieczne systemy mechaniczne w świetle wymagań Unii Europejskiej", Szczyrk, 17-19 listopada 2003.
7. Sikora W., Cheluszka P., Giza T., Sobota P., Mann R., Osadnik J.: Określenie sił i energochłonności urabiania nożami stożkowymi. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2000.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Marek Jaszczyk

Dr inż. Józef SUCHOŃ
RYFAMA S.A.

Dr inż. Andrzej DRWIĘGA

Dr inż. Stefan GĄSIOR

Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Analiza obciążeń dynamicznych przenośników zgrzeblowych na podstawie badań w warunkach eksploatacyjnych

Streszczenie

W artykule zawarto analizę wpływu współpracy bębna łańcuchowego z łańcuchem na obciążenia dynamiczne w przenośniku zgrzeblowym, opracowaną na podstawie badań przenośników w warunkach eksploatacyjnych. Dokonano rozróżnienia obciążeń dynamicznych wynikających z drgań samowzbudnych i drgań wymuszonych. Przed częścią analityczną omówiono zagadnienia związane z różnymi warunkowaniami współpracy bębna i łańcucha.

Summary

Analysis of impact of interaction between chain drum and chain on dynamic loads in flight-bar conveyor made of the basis of tests of conveyors in operational conditions were given in the paper. Distinction of dynamic loads resulting from self-activated and from forced vibrations was made. Problems associated with different conditions for cooperation between the drum and chain were discussed before the analytical part.

1. Wstęp

Wzrost mocy przenośników zgrzeblowych, spowodował zwiększenie skali zjawisk dynamicznych zachodzących w czasie pracy. Zjawiska dynamiczne wpływają niekorzystnie na trwałość poszczególnych podzespołów przenośnika, zwłaszcza na łańcuch zgrzeblowy i napędy. Stosowanie przenośników dużej mocy rzędu 2÷3 MW zwiększyło skalę problemów nie tylko po stronie mechanicznej, ale także po stronie elektrycznej. W czasie rozruchu dochodzi do znacznych spadków napięcia sieci zasilającej. Skutkiem tego jest ograniczenie momentu rozruchowego silników elektrycznych i utrudnienie rozruchu przenośnika.

Rozwój napędów przenośnikowych dokonuje się nie tylko przez wzrost zainstalowanej mocy, ale i przez sposób jej przekazywania na łańcuch. Dla wysoko wydajnych przenośników wiodące firmy, produkujące maszyny dla górnictwa, proponują rozwiązania z jednostkami napędowymi, przystosowanymi do przenoszenia dużych mocy z określonym stopniem minimalizacji niekorzystnego wpływu zjawisk dynamicznych, przede wszystkim napędy wyposaża się w urządzenia łagodnego rozruchu i wyrównywania obciążeń. Za najbardziej zaawansowany technicznie napęd uważa się system CST, który ma zabudowane w przekładni sprzęgło wielopłytkowe pracujące przy kinematycznym współczynniku sprzężenia ciernego, a więc przy permanentnym poślizgu.

Specyfika eksploatacji węgla systemem ścianowym powoduje, że strumień urobku na przenośniku jest zmienny w czasie, zarówno pod względem ilości, jak

i miejsca jego ładowania na przenośnik, ponieważ maszyna urabiająca caliznę węglową stale przemieszcza się wzdłuż trasy przenośnika. W powiązaniu ze sprężystymi właściwościami łańcucha zgrzeblowego przesuwającego urobek po trasie przenośnika za pośrednictwem bębna łańcuchowego napędzanego jednostką napędową (lub dwoma jednostkami napędowymi), złożonym charakterem tarcia łańcucha i urobku o rynny przenośnika, przekłada się to na generowanie drgań samowzbudnych w łańcuchu, a więc i na obciążenia dynamiczne przenośnika. Obok drgań samowzbudnych w przenośniku łańcuchowym mamy do czynienia także z drganiami wymuszonymi wynikającymi z zazębiania się kolejnych ogniw z zębami bębna łańcuchowego.

Celem niniejszej publikacji jest zaprezentowanie na podstawie dostępnych wyników badań, jakie są przebiegi drgań samowzbudnych i drgań wymuszonych w widmach obciążeń dynamicznych trzech przenośników, dla których wcześniej rejestracje parametrów pracy wykorzystano do analizy stanów rozruchowych [3].

2. Zagadnienia współpracy koła łańcuchowego z łańcuchem

Ogniwa wchodząc we współpracę z zębami koła łańcuchowego niekoniecznie układają się prawidłowo w gniazdach. Czasami utrudnia to sprasowany urobek, który wnika do gniazd, uniemożliwiając prawidłowe osiadanie w nich ogniw. Podczas eksploatacji przenośnika ogniwa łańcucha systematycznie i trwale wydłużają się, a koła łańcuchowe podlegają procesowi zu-

życia, co jest przyczyną nieprawidłowej współpracy pary łańcuch–koło łańcuchowe. W trakcie zazębienia i wyzębienia, ogniwa wzajemnie się przemieszczają, a siła tarcia powoduje, że proces ten jest energochłonny i wpływa na sprawność pracy napędów. Współpraca łańcucha z kołem łańcuchowym może wykazywać niekiedy permanentną tendencję do zazębienia w pobliżu głowy zęba i stopniowe osiadanie ogniwa w gniazdach w trakcie obrotu. Naprężenia w ogniwie, które weszło w zazębienie, w trakcie obracania koła łańcuchowego stopniowo maleją do wartości naprężeń, jakie łańcuch ma na zbiegu z kołem. Kolejne zazębiające się ogniwo przejmuje funkcję przekazywania siły pociągowej na następne ogniwa, a obciążenie poprzedniego zazębionego ogniwa w związku z tym maleje. W zależności od dokładności dopasowania ogniwa do koła łańcuchowego proces redukcji siły w zazębionym ogniwie przebiega różnie. Zasadniczo można stwierdzić, że im dłuższe ogniwa tym bardziej gwałtownie następuje redukcja siły w zazębionym ogniwie po wejściu we współpracę kolejnego ogniwa.

W literaturze [1] rozróżnia się trzy rodzaje współpracy koła łańcuchowego (gwiazdy) z łańcuchem:

- zazębienie nominalne,
- zazębienie normalne,
- zazębienie specjalne.

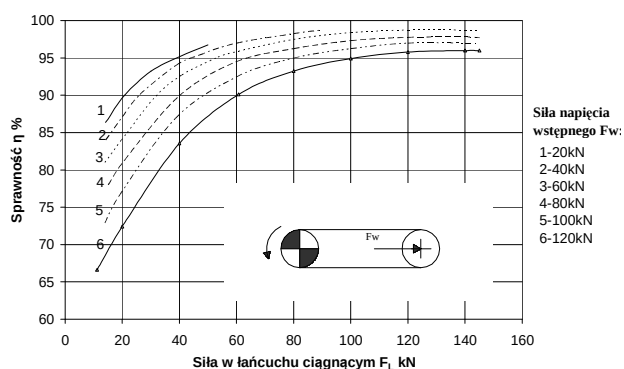
Zazębienie nominalne jest zazębieniem najbardziej pożądanym, gdyż wtedy średnica podziałowa koła jest idealnie dopasowana do podziałki ogniwa i w czasie nabiegania łańcucha na koło, ogniwa poziome (torus ciągnący) wchodząc w zazębienie, jednocześnie styka się z flanką zęba ciągnącego i powierzchnią gniazda tego zęba. Przy tego typu zazębieniu nie występuje przesuwanie ogniwa łańcucha w gniazdach koła. Sprawność współpracy koła z łańcuchem jest wtedy największa i zależy tylko od strat energii w przegubach ogniwa przy nabieganiu i zbieganiu ogniwa z koła.

Zazębienie normalne występuje, gdy podziałka łańcucha jest większa od tej, jaką powinien mieć łańcuch przy aktualnej średnicy podziałowej koła. W tym przypadku torus ciągnący ogniwa poziomego wchodzącego w zazębienie styka się z flanką zęba w punkcie wyżej położonym niż przy zazębieniu nominalnym. W trakcie obrotu koła następuje, więc poślizg torusa ciągnącego ogniwa poziomego po flance zęba aż do momentu, gdy ogniwo osiadzie w gnieździe. Występują straty energetyczne wynikające nie tylko z tarcia w przegubach ogniwa, ale dodatkowo z tarcia torusa ciągnącego po flankach zębów wchodzących w zazębienie i z tarcia łańcucha przesuwającego się w gniazdach koła w kierunku ruchu łańcucha. Ruch ten jest konsekwencją poślizgu ogniwa ciągnącego po flance zębów w trakcie zazębienia.

Trzeci rodzaj współpracy koła napędowego z łańcuchem, czyli zazębienie specjalne dotyczy przypadku

odwrotnego niż zazębienie normalne, czyli występuje, gdy podziałka łańcucha jest mniejsza od tej, jaką powinien mieć łańcuch przy aktualnej średnicy podziałowej koła. W tym przypadku stopień niedopasowania podziałki łańcucha do koła przypadający na liczbę ogniwa opasujących koło nie powinien być większy niż luz ogniwa poziomego w gnieździe koła. Przy zazębieniu specjalnym torus ciągnący ogniwa poziomego współpracuje z zębem wychodzącym z zazębienia. Pozostałe zęby nie mają na flankach ciągnących kontaktu z ogniwami poziomymi, dopóki będące przed nim ogniwo poziome nie wyjdzie z zazębienia.

Spadek sprawności zazębienia jest tym większy, im większe są wielkości sił w łańcuchu w punkcie zbiegania z koła i im większy jest stopień niedopasowania podziałki łańcucha ze średnicą podziałową koła. Napięcie wstępne łańcucha również odgrywa rolę w procesie zazębienia i ma wpływ na sprawność pracy napędów przenośnika, co zilustrowano na rysunku 1 [2].



Rys.1. Wpływ napięcia wstępnego łańcucha na sprawność napędu

Napięcie wstępne powinno jedynie zapewniać nie luzowanie się lub tylko nieznaczne luzowanie schodzących z koła łańcuchowego ogniwa. Nadmierne napięcie wstępne jest przyczyną zmniejszenia sprawności napędów z powodu wzrostu sił tarcia, a także utrudnia wyzębienie się ogniwa schodzących z kół łańcuchowych.

Stopień niedopasowania ogniwa łańcucha do gniazd koła napędowego rośnie z czasem, ponieważ w trakcie współpracy, na skutek zużycia ściernego, rośnie podziałka łańcucha zaś średnica podziałowa koła maleje. Intensyfikuje to proces obniżania się sprawności współpracy tych elementów. Jeśli dużemu niedopasowaniu geometrii koła i podziałki łańcucha towarzyszy jednocześnie nadmierne napięcie wstępne to sprawność współpracy koła z łańcuchem może spaść poniżej 0,7. Współpraca koła z łańcuchem staje się niemożliwa (łańcuch przeskakuje), gdy stopień ich niedopasowania osiąga poziom, przy którym ogniwo poziome styka się z zębem koła wchodzącego w zazębienie na jego wierzchołku.

Zużycie kół napędowych i łańcuchów powoduje, iż oba te elementy nawet idealnie wykonane już po stosunkowo krótkim okresie pracy zaczynają pracować w opisany powyżej sposób.

Interesujące jest zatem, jak współpraca koła łańcuchowego z łańcuchem przekłada się na przebieg siły w łańcuchu przebiegającym w trasie przenośnika w pewnej odległości od napędu i jaki to ma wpływ na obciążenia jednostek napędowych. Aby te zagadnienia rozpoznać, wykorzystano zarejestrowane w 2002 roku wyniki badań trzech przenośników zgrzeblowych eksplotowanych w warunkach dołowych.

3. Analiza charakterystyk pracy przenośnika

Współautor niniejszego artykułu przeprowadzał w warunkach dołowych kopalni badania trzech przenośników zgrzeblowych, rejestrując najważniejsze parametry ich pracy, to jest siły w łańcuchu, prędkości łańcucha, prędkości obrotowe silników, napięcia i moce na napędach. Siłę w łańcuchu mierzono dla każdej nitki, przeważnie na dystansie około 50 m do 15 m od napędu wysypowego, w stanie pracy bez urobku i z urobkiem.

Do analizy wybrano rejestracje pracy przenośników z urobkiem i dokonano je pod kątem identyfikacji dynamiki obciążeń jako dynamiki dwuzródłowej – generowanej jako sumę obciążeń samowzbudnych i wymuszonych. W analizowanych dalej wykresach, poszukiwano zmienności parametrów, występujących z częstotliwością odpowiadającą częstotliwości zazębienia i takich, którym nie można przypisać wpływu zazębienia na ich powstawanie. Analizie poddano trzy przenośniki, których istotne dla omawianych zagadnień dane podano poniżej:

- 4HB-260; wyposażony w dwa napędy z przekładniami typu CST 30 z silnikami 315 kW, gwiazda 6-zębna, łańcuch dwupodziałkowy kompaktowy $\phi 46 \times 123 + \phi 42 \times 151$ pojedynczy, nominalna prędkość łańcucha 1,23 m/s,
- RYBNIK-255/750; wyposażony w napędy dwubiegowe 2x65/200 kW ze sprzęgłami elastycznymi, gwiazda 6-zębna, łańcuch 2x $\phi 30 \times 108$, nominalna prędkość łańcucha na I i II biegu odpowiednio 0,322/0,978 m/s,
- LONGWALL-800; wyposażony w dwa napędy po 400 kW ze sprzęgłami Voit-Turbo o regulowanym napełnieniu, gwiazda 6-zębna, łańcuch 2x $\phi 34 \times 126$, nominalna prędkość łańcucha 1,12 m/s, podziałki zazębienia wynosiły zatem odpowiednio:

$$p_{ZHB} = 0,274m, \quad p_{ZR} = 0,216m, \quad p_{ZL} = 0,252m$$

Przenośnik 4HB-260, był wyposażony w napędy z przekładniami typu CST uważane za najbardziej zaawansowane w aspekcie realizacji rozruchów, wyrównywania mocy i zabezpieczania przed przecią-

żeniem. Na rysunku 2 zaprezentowano wykres przebiegów siły w łańcuchu, prędkości obrotowej silnika na napędzie wysypowym i prędkości łańcucha w pełnym zakresie jednego z wykonanych pomiarów.

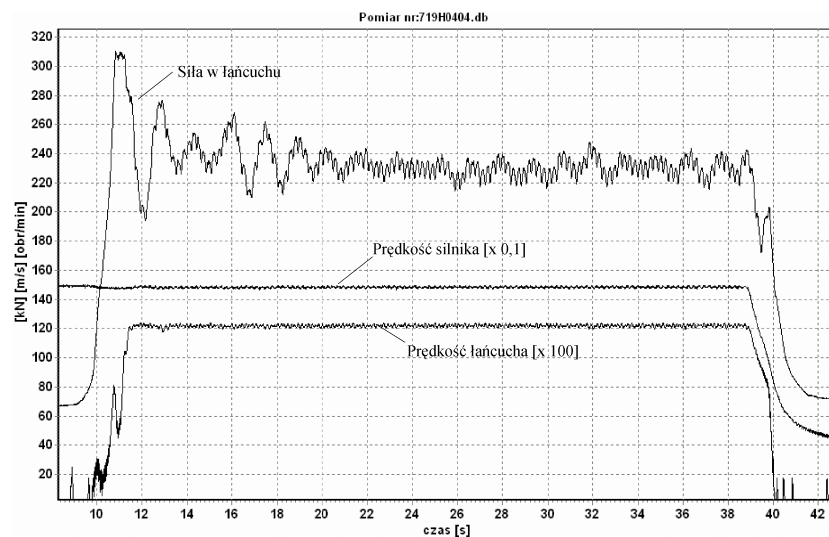
Celowo nie pokazano na tym rysunku przebiegów wartości mocy, z uwagi na to, że nakładały się one na przebieg siły czyniąc rysunek nieczytelny, a z uwagi na wspomniane przekładnie CST średnie wartości mocy były wyrównane i przebiegały na jednej wysokości – przy wartości średniej około 250 kW, co ilustruje rysunek 3.

Natomiast wykres siły w łańcuchu daje dobry pogląd na zjawiska dynamiczne w fazie rozruchowej i porzuchowej. Tuż przed ruszeniem łańcucha, do 9. sekundy w łańcuchu występowało napięcie statyczne o wartości 67 kN, wynikające z napięcia wstępnego. W tym czasie silniki napędów przenośnika pracowały już na prędkościach nominalnych – na wykresie pokazano przebieg prędkości silnika napędu wysypowego. W 9. sekundzie włączone zostały sprzęgła w przekładniach CST. Siła w łańcuchu w czasie około 2 s wzrosła do 310 kN, by następnie w ciągu 1,5 s zmaleć do 200 kN. Dalej obserwujemy zjawisko „falowania” siły w łańcuchu o okresie około 1,5 s, przy czym na ten przebieg nałożone są również pulsacje siły o znacznie krótszym okresie. Zjawisko falowania o okresie 1,5 s ma do około 22 s charakter gasnący, a po 22 s amplituda wartości sił (różnica pomiędzy sąsiednimi maksymalnymi i minimalnymi wartościami sił) stabilizuje się w zakresie około 20 kN.

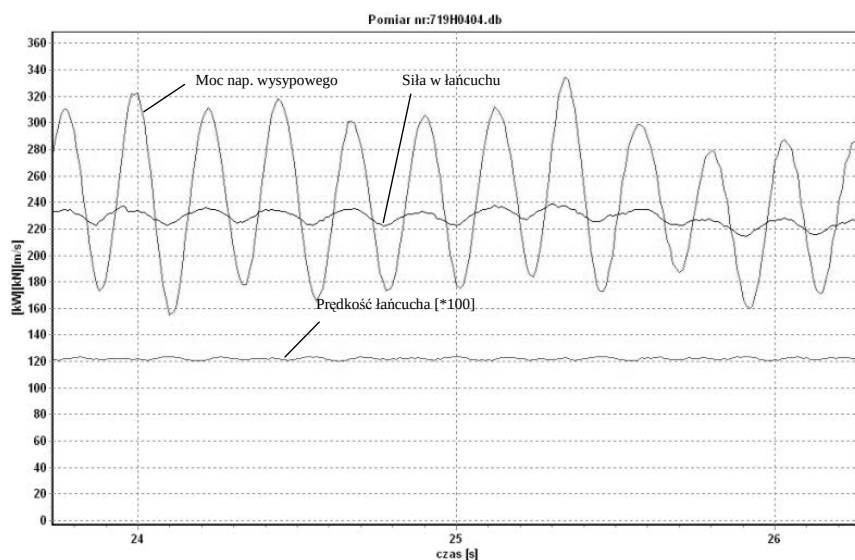
Na przebieg zmienności siły w łańcuchu o częstotliwości około 1,5 s z pewnością nie ma wpływu współpraca łańcucha z bębnem łańcuchowym. Mamy tu do czynienia z generowaniem drgań samowzbudnych w wyniku przekazywania siły pociągowej na łańcuch o określonych cechach sprężystości, przy jednocześnie występującej złożonej sile tarcia elementów tego łańcucha i transportowanego urobku o rynnny trasy przenośnika. Jak wspomniano, na analizowanym wykresie siły, można dostrzec również pulsacje wartości siły o mniejszej amplitudzie ale o znacznie większej częstotliwości. Pulsacje te zostaną przeanalizowane na rysunku 3, który zawiera przykładowy wycinek wykresu z rysunku 2 w przykładowym przedziale czasu od 24 do 26 sekundy. Na wykresie tym dodatkowo zilustrowano przebieg mocy na napędzie wysypowym, a rezygnowano z ilustracji prędkości obrotowej silnika, dobrze widocznej na poprzednim wykresie.

Według tego wykresu średnia prędkość łańcucha na napędzie wysypowym wynosiła $v = 1,23$ m/s, skąd można obliczyć częstotliwość zazębienia:

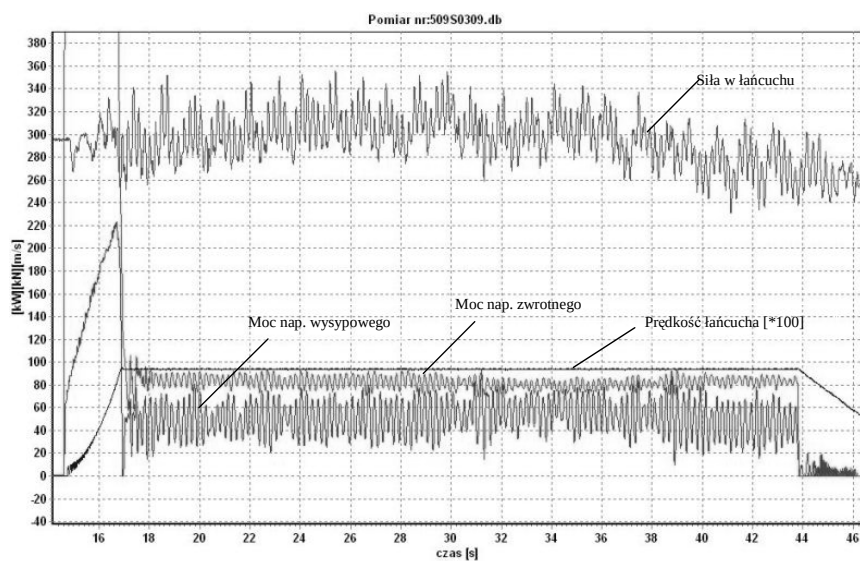
$$f_{HB} = \frac{v}{p_{ZHB}} = \frac{1,23}{0,274} = 4,48 \frac{1}{s}$$



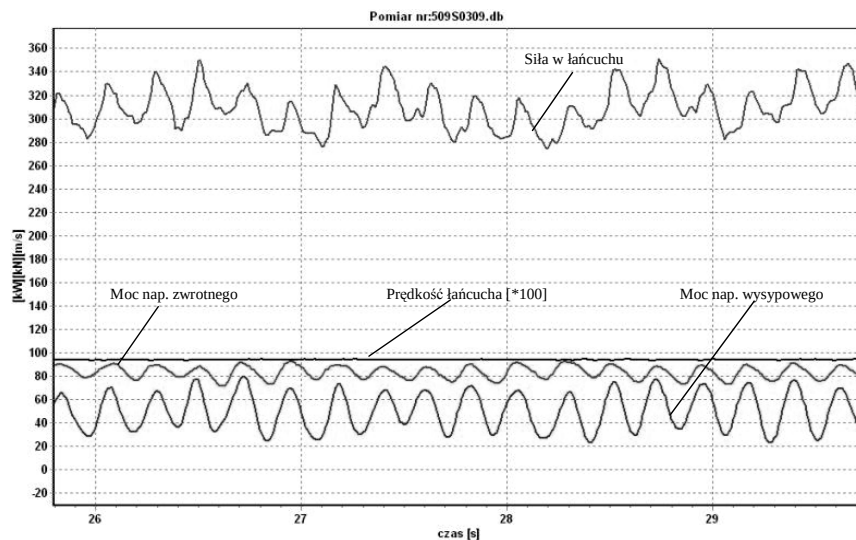
Rys.2. Wykres parametrów pracy przenośnika 4HB-260



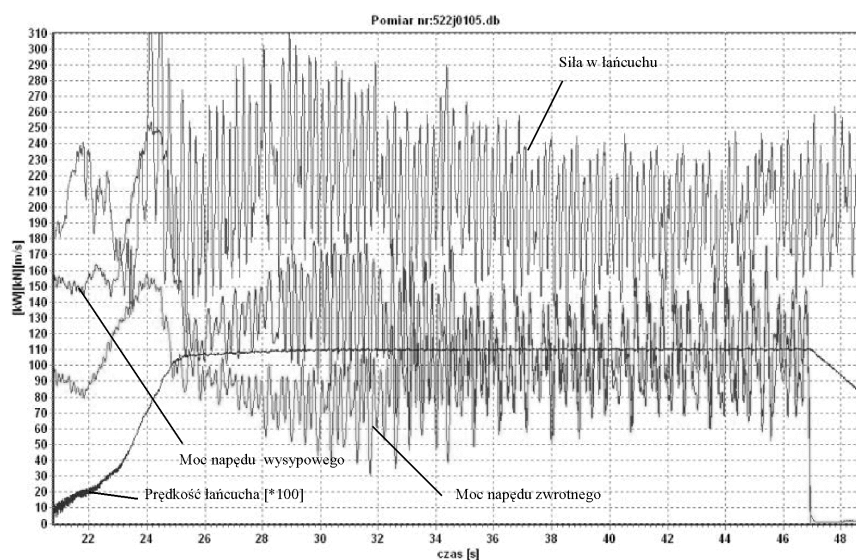
Rys.3. Fragment zarejestrowanych parametrów według rysunku 2 dla przenośnika 4HB-260



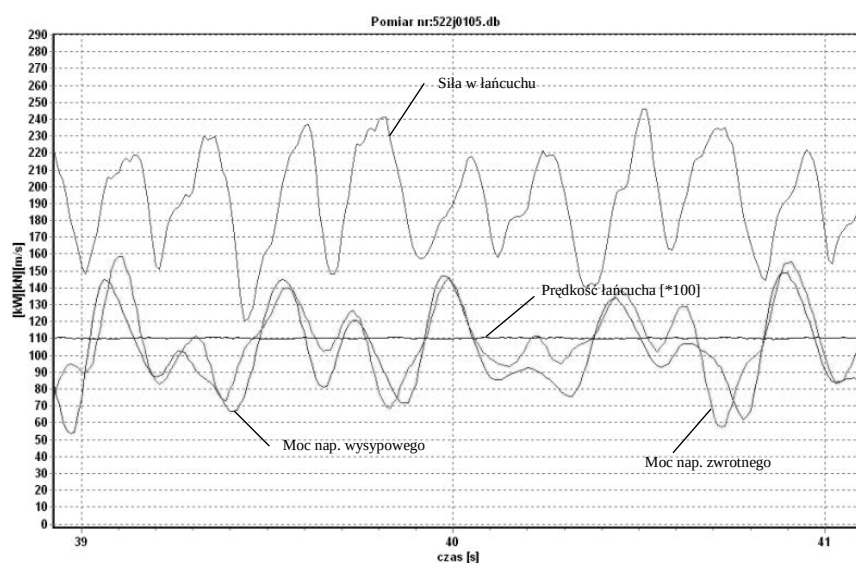
Rys.4. Wykres parametrów pracy przenośnika RYBNIK 255/750



Rys.5. Fragment wykresu według rysunku 4 dla przenośnika RYBNIK 255/750



Rys.6. Wykres parametrów pracy przenośnika LONGWALL-800



Rys.7. Fragment wykresu według rysunku 6 dla przenośnika LONGWALL-800

Analizując przebieg zmienności siły w łańcuchu i mocy na napędzie wysypowym możemy dostrzec, że w każdej sekundzie następuje około 4,5 cykła zmienności tych parametrów. A zatem zmienności te wywoływane są współpracą bębna łańcuchowego z łańcuchem, ponieważ ilość cykli jest zgodna z obliczoną częstotliwością zazębienia. W analizowanej rejestracji parametrów pracy przenośnika 4HB-260, amplituda wahań siły w łańcuchu o częstotliwości zgodnej z częstotliwością zazębienia wynosiła około 15 kN, natomiast amplituda wahań mocy na napędzie wysypowym, również zgodnych z częstotliwością zazębienia, wynosiła 140 kW. Średnia zarejestrowana moc na napędzie wysypowym wynosiła 250 kW.

W przypadku dwu kolejnych analizowanych przenośników, korzystając ze znajomości prędkości łańcucha, które są zarejestrowane na wykresach i znajomości podziałek zazębienia, możliwe jest określenie częstotliwości zazębienia. Również i w tych przykładach stwierdzić można zgodność częstotliwościową przebiegu siły w łańcuchu i mocy na napędach z częstotliwością zazębienia. Częstotliwości zazębienia zgodnie z odczytanymi wartościami prędkości na rysunkach 5 i 7 wynoszą:

- dla przenośnika RYBNIK:

$$f_{ZR} = \frac{v}{p_{ZR}} = \frac{0,94}{0,216} = 4,35 \frac{1}{s}$$

- dla przenośnika LONGWALL:

$$f_L = \frac{v}{p_{ZL}} = \frac{1,10}{0,252} = 4,36 \frac{1}{s}$$

Jak można zauważyć na podstawie wykresów na rysunkach 5 i 7, obliczone częstotliwości są zgodne z częstotliwościami przebiegów wartości sił w łańcuchach i mocy na poszczególnych napędach. W przypadku tych przenośników zjawiska falowe wynikające z drgań samowzbudnych są mniej widoczne (rys. 4 i 6), aczkolwiek w dalszym ciągu można je rozpoznać, natomiast drgania krótkookresowe wynikające ze współpracy koła łańcuchowego z łańcuchem są dominujące. Zauważmy, że amplituda wartości siły w łańcuchu dla tych drgań jest w obu przykładach znacznie większa niż amplituda w przypadku przenośnika HB-260, która wynosi około 15 kN (rys. 3). Dla przenośnika RYBNIK wynosi średnio 40 kN, a dla przenośnika LONGWALL 90 kN. Różnicowanie to ma przyczyny w różnych wartościach napięć statycznych wynikających z napięć wstępnych łańcuchów oraz w różnych mocach napędów poszczególnych przenośników. Na rysunkach 4 i 6 można odczytać napięcia wstępne na poziomie 290 kN dla przenośnika RYBNIK oraz 180 kN dla przenośnika LONGWALL. A zatem można wyciągnąć wniosek, że nadmierne napięcie statyczne łańcucha wzmacnia niekorzystne oddziaływania dynamiczne w przenośniku zgrzeblowym.

4. Wnioski

Rejestracje parametrów pracy przenośników, jakie wykorzystano w niniejszym artykule pierwotnie dotyczyły głównie zjawisk zachodzących podczas rozruchu i pracy ustalonej przenośników wyposażonych w różne systemy napędowe, jednak pozwoliły one również na ocenę wpływu współpracy gwiazda-łańcuch na przebieg obciążeń dynamicznych wynikających z zazębienia łańcucha z kołem łańcuchowym i obserwację przebiegu drgań samowzbudnych w analizowanych przenośnikach.

Współpraca bębna łańcuchowego z łańcuchem wpływa na generowanie wymuszonych obciążeń dynamicznych w podzespołach przenośnika o częstotliwości zgodnej z częstotliwością zazębienia łańcucha z kołem łańcuchowym, co zostało potwierdzone dla wszystkich trzech analizowanych przenośników. Obciążenia te stanowią charakterystyczną część składową widma obciążeń dynamicznych przenośnika obok obciążeń wynikających z drgań samowzbudnych. Wahanie wartości siły w łańcuchu oraz wartości mocy rejestrowanej na napędzie wysypowym mające swe uwarunkowania we współpracy łańcucha z kołem gwiazdowym, wielkości napięcia statycznego łańcucha i wielkości mocy napędu są znaczne. W zaprezentowanych przykładach amplituda wartości mocy na napędach wysypowych osiągała nawet około 50% wartości średniej generowanej mocy przez dany napęd.

Na zaprezentowanych wykresach można zauważyć, że nadmierne napięcie statyczne łańcucha wynikające z napięcia wstępnego, wzmacnia niekorzystne oddziaływania dynamiczne w przenośniku zgrzeblowym. Warto to mieć na uwadze użytkując przenośnik. Często bowiem preferowany jest pogląd, że większe napięcie wstępne niż jest określone przez producenta nie powinno negatywnie wpływać na pracę przenośnika i że zapewnia dłuższe okresy eksploatacyjne pomiędzy kolejnymi regulacjami napięcia łańcucha.

Literatura

1. Dolipski M.: Dynamika przenośników łańcuchowych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
2. Grotenhöfer H.: Untersuchungen der geometrischen Größen von Ketten und Kettensternen sowie deren Einfluß auf das Laufverhalten bei Rundstahlkettentrieben für Bergbau. Dissertation. Aachen 1978.
3. Rosikowski J.: Określenie wpływu budowy, zasilania i sterowania napędu na rozruch górniczych przenośników zgrzeblowych. Praca doktorska na wydz. Górnictwa i Geologii Pol. Śląskiej pod kierunkiem A. Lutyńskiego. Gliwice 2005r.

*Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2008 r.
Recenzent: prof.dr hab.inż. Aleksander Lutyński*

Rozwój konstrukcji zgrzebeł przenośników i perspektywy dalszych prac rozwojowych

Streszczenie

W artykule opisano rozwój konstrukcji zgrzebeł. Przedstawiono pokrótce zmiany, jakie nastąpiły w ciągu kilkudziesięciu lat. Efektem rozważań są przewidywane dalsze kierunki prac nad udoskonaleniem ich konstrukcji.

Summary

Development of design of flight bars was described in the paper. Changes that happened within last ten or so years were shortly presented. Predicted further directions of work on improvement of design are the result of discussion.

1. Wprowadzenie

Narastająca koncentracja wydobycia węgla kamiennego, skutkująca zmniejszaniem liczby czynnych przodków ścianowych oraz zwiększeniem ich czynnej długości sprawia, że bardzo istotnym problemem staje się dobór odpowiednich maszyn w procesie mechanizacji wyrobiska ścianowego. Przenośniki zgrzeblowe, ścianowy jak i podścianowy odgrywają istotną rolę w tym procesie, jako element zapewniający ciągłe odstawienie urobku ze ściany, i okolic skrzyżowania ściany z chodnikiem podścianowym. Spełnienie wymagań bezpiecznego użytkowania przenośnika zgrzeblowego wiąże się ściśle z kontrolą jego stanu technicznego i oceną stopnia zużycia poszczególnych jego elementów.

W czasie transportu urobku za pomocą przenośnika zgrzeblowego, kluczową rolę odgrywają zgrzebła, które są elementami wprowadzającymi w ruch urobek znajdujący się w rynnie przenośnikowej, a równocześnie są ważnym elementem przenośnika, od którego w dużym stopniu zależy bezawaryjne i ekonomiczne wydobycie.

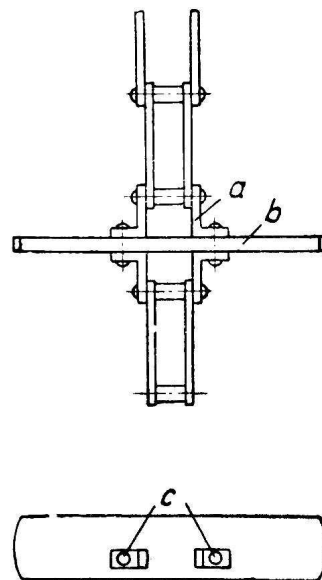
2. Rozwój konstrukcji zgrzebeł

Konstrukcja zgrzebła przez kolejne lata od momentu wprowadzenia do kopalń przenośników zgrzeblowych ulegała diametralnej zmianie, choć istota ich pracy jest niezmienna do dziś.

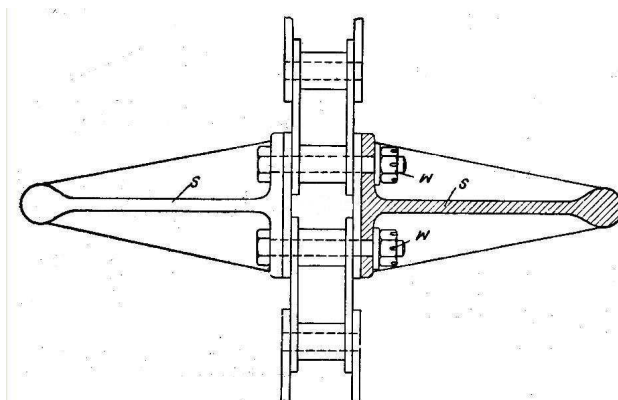
Jedno z pierwszych zgrzebeł stosowane w przenośnikach zgrzeblowych z jedną nitką łańcucha typu łukowego przedstawiono na rysunku 1. Między odgięte końce płytek (a) łańcucha wstawia się zgrzebło (b) wykonane z płaskownika i przytwierdza się za pomocą śrub lub nitów (c).

Inne rozwiązanie przedstawia rysunek 2. Zgrzebła (s) w postaci stalowych skrzydeł są nałożone na wydłużone i nagwintowane wałki (w) przegubów łańcucha.

Tego rodzaju system był stosowany ponad pół wieku temu na zlikwidowanej w 1993 roku KWK „Prezydent” w Chorzowie.



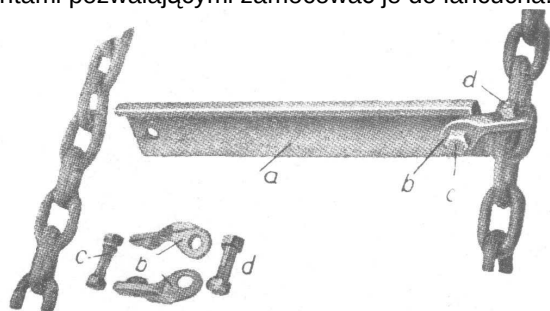
Rys.1. Zgrzebło mocowane do łańcucha łukowego [2].



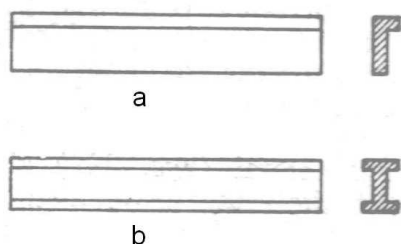
Rys.2. Zgrzebło w kształcie dwóch skrzydeł

Model ten ukierunkował dalsze prace w dziedzinie transportu urobku ze ściany, i szybko został wyparty przez system z dwiema nitkami łańcucha ogniowego (rys. 3). Pierwsze zgrzebła w tego typu przenośnikach

wykonywane były z grubych kątowników lub z dwuteowników (rys. 4a, i b). Do łańcucha zgrzeblę takie było mocowane za pomocą pary łubków (rys. 3b) o ramionach wygiętych względem siebie pod kątem 90° . Łubki nakłada się z obu stron zgrzeblę (a) i skręca się śrubą (c). Drugie końce łubków zakłada się na poziome ogniwo łańcucha i skręca się śrubą (d). W taki sposób powstaje proste połączenie zgrzeblę z łańcuchem. Wadą tego typu zgrzeblę są łubki, które często ulegają urwaniu. Zaowocowało to zgrzeblami odlewanymi z elementami pozwalającymi zamocować je do łańcucha.



Rys.3. Zgrzeblę firmy Eickhoff mocowane do łańcucha ogniwowego



Rys.4. Rodzaje zgrzeblę z kształtowników

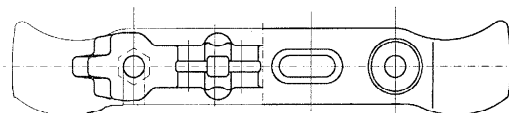
Ściany, w których były stosowane takie rozwiązania nie były zbyt długie, a wydajności rzędu 40 do 100 t/g. Szerokości rynien między 300 mm a 500 mm, natomiast moce silników instalowanych w tego typu maszynach nie przekraczały 40 kW.

Wzrost wydajności ze ściany wymusił na producentach maszyn górniczych zwiększenie mocy zainstalowanej w tych maszynach, oraz zwiększanie gabarytów. Związane jest z tym coraz większe obciążenie, które zgrzeblę musi przenosić.

Nowe konstrukcje zgrzeblę to masywne korpusy z profilowanymi gniazdami pod ogniwa łańcucha, oraz końcówki dopasowane do wewnętrznych powierzchni bocznych profilowanych ścianek rynny przenośnika. Pierwsze tego typu zgrzeblę były odkuwane jako jednokierunkowe, co sprawiało konieczność odpowiedniego zamontowania w stosunku do kierunku odstawy (rys. 5).

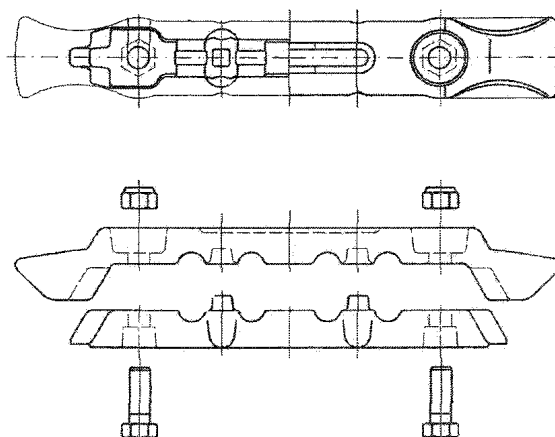
Dopiero kolejne lata przyniosły zmiany w ich konstrukcji, co zaowocowało obecnie stosowanymi zgrzeblami, umożliwiającymi odstawę w obu kierunkach. Prosta konstrukcja zgrzeblę przez dziesiątki lat przechodziła zmiany, które z prostego kształtownika zrobiły

z niej element o skomplikowanym kształcie. Występujące w zgrzeblę pochYLENIA, czopy ustalające, wypusty i gniazda pod ogniwa łańcucha sprawiły, że jest to dość drogi element przenośnika. Wzrost długości ścian spowodował zwiększenie zapotrzebowania na zgrzeblę, a ich produkcją w Polsce zajmuje się kilka kuźni. Odlewane zgrzeblę wyparły całkowicie zgrzeblę wykonywane z profilów, i ciągle przechodziły kolejne zmiany konstrukcyjne.



Rys.5. Szkic zgrzeblę jednokierunkowego

Nowoczesne zgrzeblę jest zbudowane z dwóch części, górnej (obejmy) i dolnej (korpusu), które po zmontowaniu obejmują umieszczone w specjalnie wyprofilowanych gniazdach poziome ogniwa łańcucha. Obydwie części są łączone za pomocą śrub (rys. 6).



Rys.6. Szkic zgrzeblę uniwersalnego

3. Kierunki przyszłościowe prac

Należałoby sobie zadać pytanie czy obecna konstrukcja zgrzeblę może ulec dalszym zmianom. Na chwilę obecną wydaje się być optymalnym rozwiązaniem dla zadania, które realizuje. Postęp techniczny wymusza jednak dalsze prowadzenie prac i udoskonalanie tych elementów.

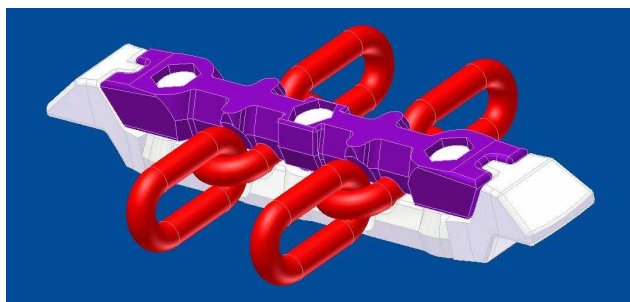
Masywne korpusy nowoczesnych zgrzeblę radzą sobie z wymaganiami, jakie są im stawiane, niestety zgrzeblę są elementami, w których występuje intensywne zużycie cienne, wynikające z charakteru pracy, jaką wykonują. Generuje to związane z tym procesem potrzeby ciągłej kontroli stanu technicznego zgrzeblę. W przypadku stwierdzenia znacznego zmniejszenia długości, do chwili osiągnięcia tak zwanego kryterium zużycia cienne, należy bezwzględnie wymienić zgrzeblę na nowe. Zlekceważenie tego faktu może doprowadzić do wypadania zgrzeblę z rynny przenośnika podczas jego pracy. W takim przypadku może

dojść do uszkodzenia elementów konstrukcji przenośnika, lub może dojść do zagrożenia bezpieczeństwa pracujących w ścianie ludzi.

Postęp techniczny, a w szczególności rozwój elektroniki i metod pomiarowych oraz techniki cyfrowego przetwarzania danych, daje możliwość prowadzenia klasyfikacji czasu i warunków pracy zgrzebeł przenośnikowych. Zgromadzenie podstawowych danych o wyrobisku oraz wprowadzenie, danych z odczytów pomiarowych przeprowadzanych w trakcie eksploatacji ułatwiłoby wstępne oszacowanie czasu pracy zgrzebla podczas jego doboru do przenośnika, w danych warunkach górniczo-geologicznych. Sklasyfikowanie i odpowiednie przedstawienie takich danych powinno w znacznym stopniu usprawnić pracę oddziałów energomaszynowego i gospodarki materiałowej w zakresie dotyczącym przenośników zgrzeblowych. W najbliższym czasie przewiduje się stworzenie odpowiedniej bazy danych w tym zakresie.

Przez szereg lat stosowania zgrzebeł ich kształt się stopniowo zmieniał do obecnego. Zapewne nowsze rozwiązania przyniesie dalsza praca nad tymi elementami przenośników. Także rozwój inżynierii materiałowej (nowe materiały) również wpłynie na dalsze prace nad postacią konstrukcyjną i parametrami zgrzebeł. Z pomocą przychodzi również komputerowe wspomaganie projektowania.

Odpowiednie zamodelowanie zgrzebla i poddanie go symulacjom w programach analitycznych może podpowiedzieć, czy i jak trzeba zmienić jego konstrukcję i w których miejscach należy tego dokonać. Przykładowy model zgrzebla wykonanego techniką 3D przedstawiono na rysunku 7.

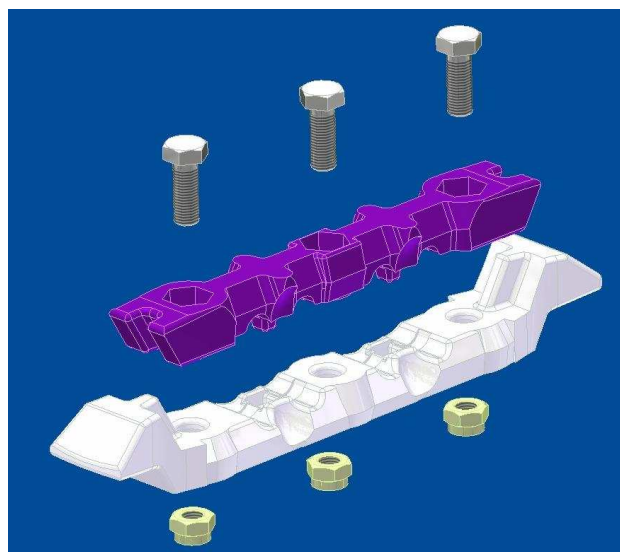


Rys.7. Trójwymiarowy model zgrzebla

Tak stworzony model można wykorzystać do zbudowania na nim siatki, która po odpowiednio zamodelowanym obciążeniu, z uwzględnieniem zjawisk dynamicznych i tribologicznych, pozwoli zobrazować naprężenia występujące w zgrzeble, deformacje, przebiegi momentów zginających, sił normalnych i tnących.

Przedstawienie wyników w dowolnym przekroju, pozwoli na zweryfikowanie gabarytów w poszczególnych przekrojach i pozwoli je zoptymalizować. Następstwo tego typu analiz pozwoli na zmniejszenie masy gotowego wyrobu, a co za tym idzie zredukowanie kosztów poniesionych podczas produkcji. Wykonanie tego typu badań firma TAGOR S.A. ma zamiar przeprowadzić w najbliższym czasie.

Rysunek 8 obrazuje poziom skomplikowania konstrukcji przykładowego zgrzebla obecnie stosowanego. Widoczna jest dość duża liczba płaszczyzn pochyłych, zmiany grubości przekroju elementu, złożony kształt gniazd, czopów i powierzchni dystansowych.



Rys.8. Zestawienie elementów przykładowego kompletnego zgrzebla obrazujące skomplikowaną jego postać konstrukcyjną

Literatura

1. Antoniak J., Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzeblowe. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1983.
2. Lesiecki W.: Górnictwo. Tom IX: Transport Kopalniany. Część I: Odstawa urobku. Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Katowice 1951.
3. Sikora W., Dolipski M., Giza T., Jaszczuk M., Osadnik J., Siwiec J., Sobota P.: Systemy mechanizacyjne w przodkach o wysokiej koncentracji wydobywania. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.
4. Katalog Produktów firmy BECKER-PRÜNTE.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2008 r.

Recenzent: prof.dr inż. Włodzimierz Sikora

Identyfikacja parametrów techniczno-ruchowych przenośników taśmowych z wykorzystaniem mobilnego systemu pomiarowego

Streszczenie

W artykule przedstawiono możliwości mobilnego, bezinwazyjnego układu pomiarowego, stanowiącego wraz ze specjalistycznym oprogramowaniem element systemu identyfikacji parametrów pracy przenośników taśmowych. Zadaniem tego systemu, opracowywanego w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH oraz przetestowanego w warunkach przemysłowych w O/ZG Rudna, jest ocena parametrów pracy układów napędowo-napinających przenośników taśmowych, identyfikacja parametrów techniczno-ruchowych stosowanych podzespołów oraz weryfikacja algorytmów obliczeniowych stosowanych podczas procesu projektowania.

Summary

Possibilities of mobile, non-invasive measuring system, which together with specialistic software makes the system for identification of operational parameters of belt conveyors, were presented in the paper. Assessment of operational parameters of driving-and-tensioning systems of belt conveyors, identification of technical-and-operational parameters of subassemblies as well as verification of calculation algorithms are the tasks of that mobile system developed in the Department of Mining, Dressing and Transport Machines at AGH University of Technology and tested in industrial conditions in "Rudna" Mining Plant.

1. Wstęp

Optymalizacja konstrukcji i parametrów pracy przenośników taśmowych wymaga ciągłego doskonalenia algorytmów obliczeniowych, a zwłaszcza stosowania wiarygodnych wartości danych dotyczących parametrów techniczno-ruchowych elementów i podzespołów projektowanego przenośnika. Każdy model obliczeniowy powinien zostać poddany weryfikacji, przeprowadzonej w ograniczonym zakresie w warunkach laboratoryjnych lub też bardziej dokładnej, dokonanej w trakcie badań przemysłowych łącznie z identyfikacją parametrów pracy urządzenia podczas jego normalnej pracy.

Celem niniejszego artykułu jest przedstawienie możliwości mobilnego, bezinwazyjnego układu pomiarowego, stanowiącego wraz ze specjalistycznym oprogramowaniem element systemu identyfikacji parametrów pracy przenośników taśmowych. Zadaniem tego systemu, opracowywanego w Katedrze Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych AGH oraz przetestowanego w warunkach przemysłowych w O/ZG Rudna, jest ocena parametrów pracy układów napędowo-napinających przenośników taśmowych, identyfikacja parametrów techniczno-ruchowych stosowanych podzespołów oraz weryfikacja algorytmów obliczeniowych stosowanych podczas procesu projektowania [9].

2. Mobilny układ pomiarowy

2.1. Stosowane metody pomiarów podstawowych parametrów ruchowych przenośników taśmowych

Do podstawowych parametrów pracy przenośników taśmowych, identyfikowanych na podstawie badań przemysłowych zalicza się [10]:

- moc czynną i prądy pobierane przez silniki układów napędowych przenośnika oraz spadki napięć w elektroenergetycznej sieci zasilającej,
- prędkości taśmy w wybranych punktach trasy przenośnika,
- prędkości liniowe płaszczy bębnow i kraźników,
- siły występujące w taśmie przenośnika,
- siły występujące w układzie zlinowania systemu napinającego taśmę,
- momenty napędowe silników,
- prędkości obrotowe wałów silników i przekładni,
- przemieszczenia wózków napinających,
- wydajność chwilową przenośnika,
- przyspieszenia drgań elementów konstrukcyjnych,
- poziom emitowanego hałasu.

Do pomiaru wielkości elektrycznych stosuje się zintegrowane przetworniki analogowo-cyfrowe lub przetworniki prądowe i napięciowe wraz z odpowiednimi przekładnikami.

Pomiar prędkości taśmy odbywać się może za pomocą prądniczek tachometrycznych, enkoderów rejestrujących przemieszczenie taśmy lub czujników fotoelektrycznych rejestrujących odbite impulsy świetlne pochodzące od elementów wirujących, kontaktujących się bezpośrednio z taśmą przenośnika. Czujniki fotoelektryczne są wykorzystywane także do pomiaru prędkości obrotowych wałów silników i przekładni.

Ze względu na brak możliwości bezpośredniego pomiaru sił występujących w taśmie przenośnika, pomiaru dokonuje się pośrednio, mierząc siły występujące w zespołach lub elementach, które bezpośrednio współpracują z taśmą. Najczęściej mierzy się siłę reak-

cji na podporze osi bębna zrzutowego (pomiar siły w taśmie nabiegającej) oraz siłę w linii układu napinania taśmy (pomiar siły w taśmie zbiegającej).

Identyfikacja masy urobku znajdującego się na taśmie odbywa się za pomocą tensometrycznych wag taśmociągowych albo z wykorzystaniem optycznych, ultradźwiękowych oraz izotopowych czujników do pomiaru strugi urobku na przenośniku.

Na podstawie zmierzonych wielkości podstawowych możliwe jest wyznaczenie pozostałych parametrów pracy przenośnika, takich jak:

- główne opory ruchu przenośnika,
- współczynnik oporów ruchu,
- prędkość przemieszczania się fali sprężystej w taśmie,
- uderowy i dynamiczny moduł sprężystości taśmy,
- siły obwodowe na bębnach napędu przenośnika,
- wartości poślizgów niesprężystych na bębnach napędowych,
- współczynnik tarcia między taśmą a powierzchnią bębnów napędowych,
- sprawność napędu,
- rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa taśmy.

2.2. Koncepcja mobilnego stanowiska pomiarowego

Podczas projektowania układu pomiarowego przeznaczonego do badań przemysłowych przenośników taś-

mowych przyjęto założenie mobilności i bezinwazyjności stanowisk pomiarowych. Mobilność stanowisk umożliwia ich instalację na przenośniku w dniu pomiarów i przygotowanie do rejestracji danych w czasie 2-3 godzin (instalacja aparatury pomiarowej, czujników, rejestratorów, sprawdzenie poprawności działania torów pomiarowych). Natomiast bezinwazyjność układu pomiarowego zapewnia, że żaden z elementów wyposażenia przenośnika nie zostanie zmodyfikowany lub zamieniony oraz że badany przenośnik taśmowy w dowolnej chwili może podjąć swoje standardowe zadanie transportowe. Ponadto przyjęto założenie do projektu, że wszystkie mierzone wielkości fizyczne będą rejestrowane jednocześnie oraz, że każdy z punktów akwizycji danych układu pomiarowego będzie zasilany autonomicznie.

2.3. Opis stanowisk pomiarowych

Przedstawiona powyżej koncepcja mobilnego układu pomiarowego przenośników taśmowych została zrealizowana i wraz z odpowiednimi procedurami realizacji pomiarów i analizy wyników wykazała pełną przydatność w czasie pomiarów wykonywanych w warunkach kopalń podziemnych [5].

Przedstawiony na rysunku 1 układ pomiarowy obejmuje trzy stanowiska rejestrujące sygnały pomiarowe (R1, R2, R3) podczas rozruchu, pracy ustalonej przy zmiennym obciążeniu oraz w czasie hamowania przenośnika.



Rys.1. Elementy wyposażenia mobilnego układu pomiarowego

2.3.1. Stanowisko pomiarowe R1

Stanowisko pomiarowe R1, którego schemat pokazano na rysunku 2 jest zlokalizowane na trasie przenośnika taśmowego, oddalone od bębna wysypowego na odległość około 2/3 całkowitej długości przenośnika. Odległość ta umożliwi rejestrację prędkości rozchodzenia się fali sprężystej w taśmie górnej i dolnej.

W skład wyposażenia stanowiska wchodzi: skrzynia z autonomicznym układem zasilania i rejestratorem do akwizycji danych oraz bramka do montażu czujników przemieszczenia taśmy (rys. 3) i grubości strugi nadawy na taśmie przenośnika (rys. 4).

Podczas pomiarów rejestrowano:

- x_g - przemieszczenie taśmy górnej [m],
- v_g - prędkość taśmy górnej [m/s],
- x_d - przemieszczenie taśmy dolnej [m],
- v_d - prędkość taśmy dolnej [m/s],
- g_w - grubość warstwy materiału transportowanego [m].

Na podstawie parametrów zmierzonych na stanowisku R1 i R2 wyznacza się:

- v_{sg}, v_{sd} - prędkość rozchodzenia się fali sprężystej w taśmie górnej (obciążonej) i dolnej przenośnika [m/s],
- E - uderowy moduł sprężystości taśmy [kN/m],
- F - przekrój strugi transportowanego materiału [m²], po zmierzeniu kąta usypu materiału na taśmie,
- Q_v - wydajność objętościową przenośnika [m³/h],
- Q_m - wydajność masową przenośnika [t/h], po wyznaczeniu gęstości nasypowej nosiwa,
- q_u - jednostkowe obciążenie przenośnika urobkiem [kg/m].

2.3.2. Stanowisko pomiarowe R2

Stanowisko pomiarowe R2, zaprezentowane na rysunku 5 znajduje się w rejonie stacji napędowej i napinającej. Wyposażenie stanowiska stanowi skrzynia z układem zasilania, komputer pomiarowy, czujniki do pomiaru siły w taśmie i linie, zestaw czujników prędkości taśmy oraz optyczne czujniki prędkości obrotowych.

Podczas pomiarów istnieje możliwość obserwacji i rejestracji zmian następujących parametrów:

- x_A, x_B - przemieszczenie taśmy na stanowisku A i B [m],
- v_A, v_B - prędkość taśmy na stanowisku A i B [m/s],
- x_l - przemieszczenie liny w układzie napinania taśmy [m],
- v_l - prędkość liny w układzie napinania [m/s],
- SL - siła w nieruchomej linie układu napinania taśmy [kN],
- RA, RB - siły reakcji na bębnach odchylających układu pomiarowego A, B [kN],

- n - prędkości obrotowe wałów silników napędowych, wałów szybkobieżnych przekładni lub bębna [obr./min].

Na podstawie zmierzonych parametrów wyznacza się:

- STA, STB - siły w taśmie na stanowisku A i B, czyli w rejonie nabiegania i zbiegania taśmy z bębnow napędowych [kN],
- KA, KB - naprężenia w taśmie przenośnikowej [kN/m],
- P - siłę napędową (obwodową) na bębnach napędowych, równoważącą opory ruchu przenośnika W [kN],
- M - moment napędowy w zespołach napędowych wyposażonych w sprzęgła hydrodynamiczne firmy VOITH [Nm],
- N - moc napędu [kW],
- x_w - skok wózka napinającego taśmę [m],
- v_w - prędkość wózka napinającego taśmę [m/s],
- η - sprawność układu napinającego.

2.3.3. Stanowisko pomiarowe R3

Stanowisko pomiarowe R3, przedstawione na rysunku 10, jest zlokalizowane w rozdzielni elektrycznej, gdzie są rejestrowane następujące parametry elektryczne:

- U - napięcie fazowe dla silnika głównego [V],
- I - natężenie fazowe prądu dla wybranych silników [A].

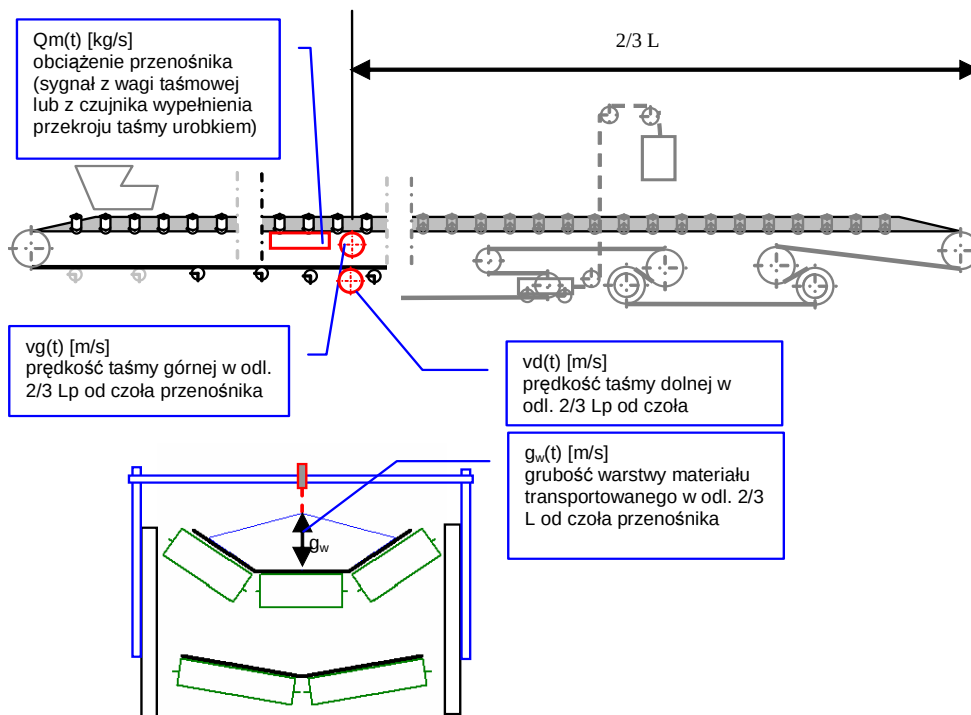
Na podstawie pomiarów tych parametrów wyznacza się:

- U - napięcia skuteczne [V],
 - I - prądy skuteczne [A],
 - N - moc elektryczną układu zasilania silników [kW],
- oraz, po uwzględnieniu wybranych parametrów zmierzonych z wykorzystaniem rejestratora R2:
- M_e - moment elektryczny silników [Nm],
 - η - sprawność układu napędowego.

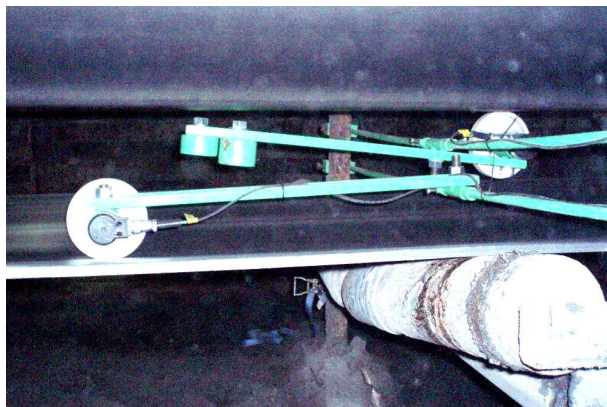
2.4. Synchronizacja węzłów akwizycji danych

Z każdym stanowiskiem pomiarowym (R1, R2, R3), związany jest rejestrator sygnałów pomiarowych. Ze względu na duże odległości pomiędzy poszczególnymi węzłami pomiarowymi, sięgające kilku tysięcy metrów, powstał istotny problem synchronizacji rejestrowanych sygnałów. Rozwiązano go przy użyciu specjalnie skonstruowanego, urządzenia synchronizującego, zwanego synchronizatorem.

Synchronizator służy do synchronizacji czasowej wielu cyfrowych urządzeń rejestrujących dowolnego typu poprzez zapis wygenerowanego znacznika czasowego. Dzięki temu możliwe jest włączanie rejestratorów w dowolnej kolejności. Pomiary dokonywane przez urządzenia rejestrujące są synchronizowane w trakcie obróbki danych pomiarowych.



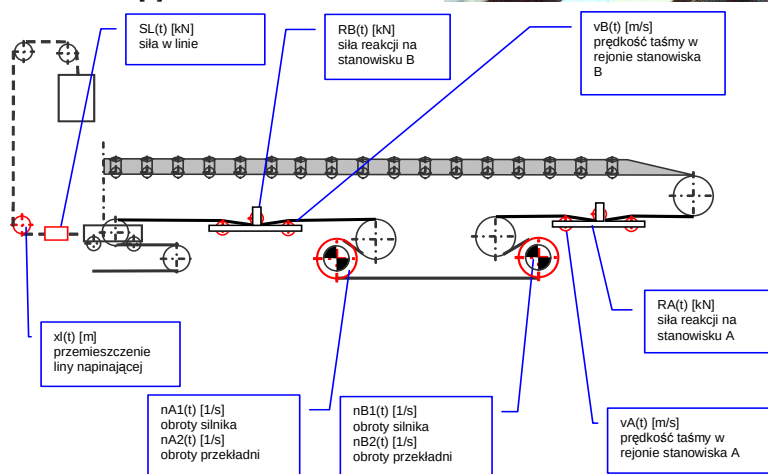
Rys.2. Schemat stanowiska pomiarowego R1



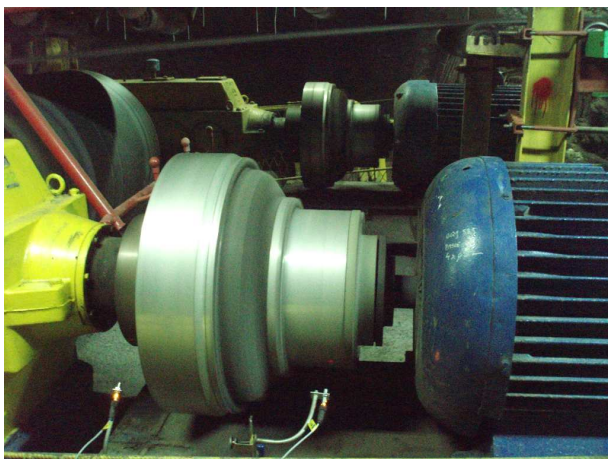
↑ Rys.3. Czujniki do pomiaru prędkości i przemieszczenia taśmy górnej i dolnej [5]



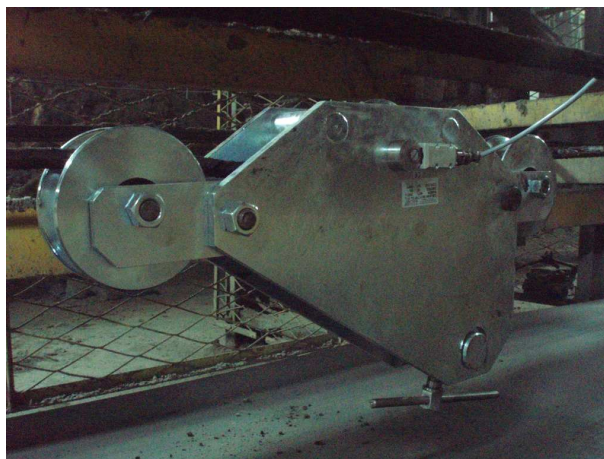
➔ Rys.4. Bramka z czujnikiem do pomiaru grubości strugi urobku [5]



Rys.5. Schemat stanowiska pomiarowego R2



Rys.6. Stanowisko do pomiaru prędkości obrotowej silnika i wału szybkiego przekładni [5]



Rys.7. Czujnik siły w nieruchomej linii układu napinania [5]



Rys.8. Czujnik do pomiaru przemieszczenia liny napinającej wózek [5]



Rys.9. Stanowisko do pomiaru siły w taśmie [5]

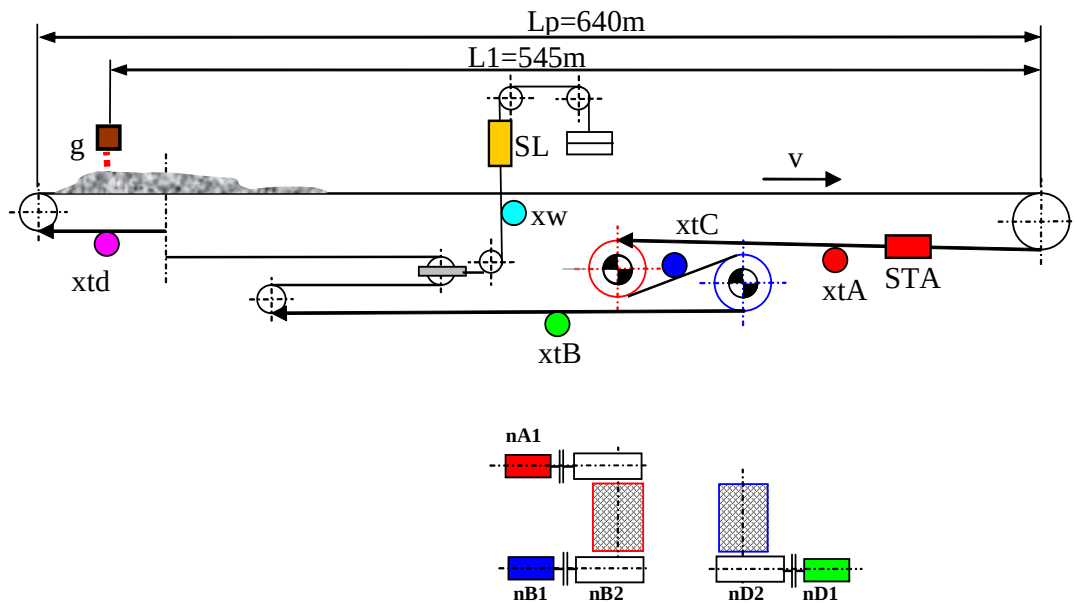


Rys.10. Stanowisko R3 do pomiaru parametrów elektrycznych [5]

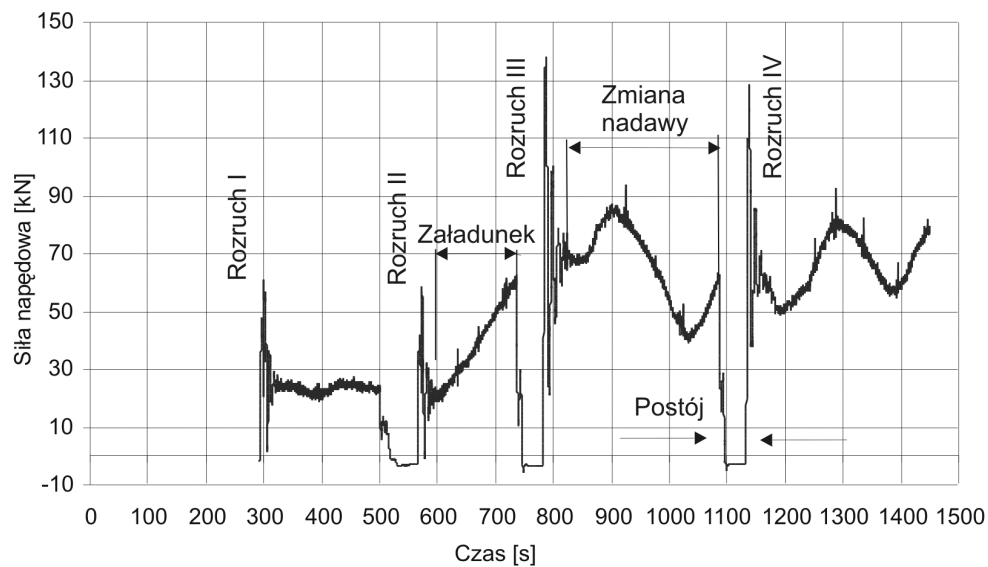
Obecnie, podczas prowadzenia standardowego eksperymentu badawczego istnieje możliwość rejestracji ponad 30 sygnałów, które przy zadanym czasie próbkowania i pomiarze trwającym 1 godzinę dają ponad 122 miliony próbek. Ilość uzyskanych danych stanowi istotne wyzwanie dla mocy obliczeniowej i pamięci operacyjnej komputerów oraz programów wykorzystywanych do obróbki danych [5].

3. Badania przemysłowe

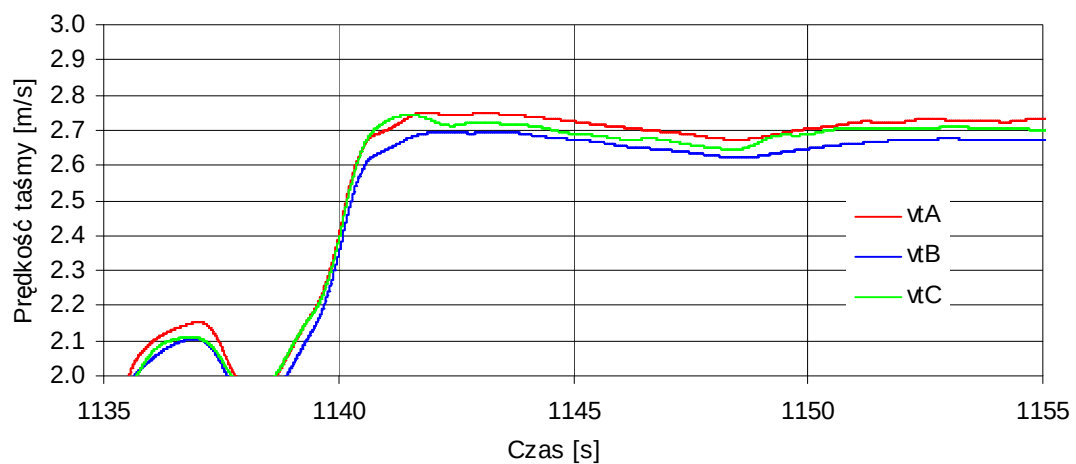
Badania testowe mobilnego układu pomiarowego wykonano na stanowisku badawczym firmy LINTER, natomiast badania przemysłowe przeprowadzono na kilku obiektach w KGHM Polska Miedź O/ZG Rudna [5]. Przykładowe rozmieszczenie punktów pomiarowych jednym z badanych przenośników przedstawiono na rysunku 11.



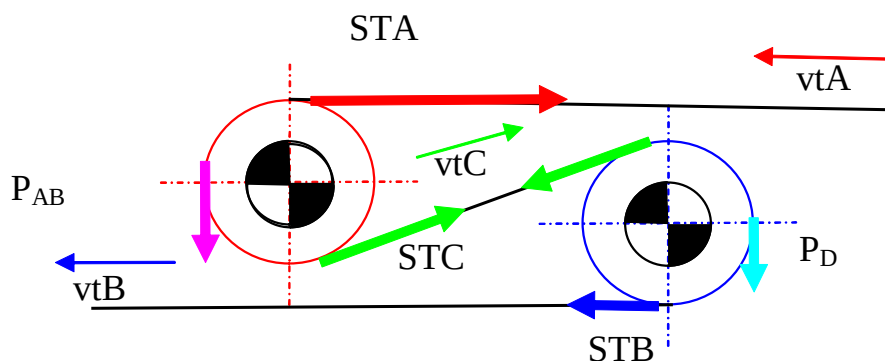
Rys.11. Schemat badanego przenośnika i lokalizacja punktów pomiarowych



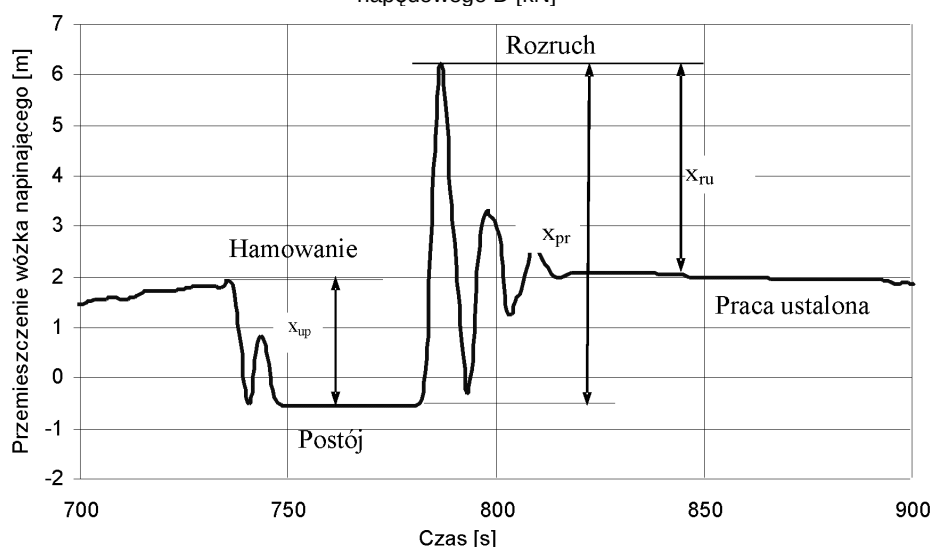
Rys.12. Przebieg zmian siły napędowej podczas wykonywania pomiarów



Rys.13. Przebieg zmian prędkości taśmy przed (v_A), za (v_B) oraz między bębnami (v_C)



Rys.14. Schemat dwubębnowego układu napędowego: STA - zmierzona siła w taśmie nabiegającej na bęben napędowy AB [kN], STC - obliczona siła w taśmie między bębnami [kN], $STC = STB + P_D$, STB - zmierzona siła w taśmie zbiegającej z bębna napędowego D [kN]



Rys.15. Rzeczywiste przemieszczenie wózka napinającego x_w

Poniżej przedstawiono wybrane wyniki badań przemysłowych przenośnika taśmowego z grawitacyjnym układem napinania taśmy, wyposażonego w hydrodynamiczne sprzęgła rozruchowe firmy VOITH.

Parametry techniczno-ruchowe badanego przenośnika:

- Długość przenośnika $L = 640$ m
- Szerokość taśmy jednoprzekładowej o wytrzymałości 1000 kN/m $B = 1,2$ m
- Prędkość taśmy $v = 2,73$ m/s
- Średni kąt nachylenia trasy przenośnika $\delta = 2,87^\circ$
- Rodzaj urządzenia napinającego ciężarowe.

Podczas pomiarów przeprowadzono 11 rozruchów przenośnika przy zmiennym załadunku nosiwem oraz dla różnych sekwencji włączania silników A, B, D. Zarejestrowano: grubość warstwy materiału transportowanego na taśmie (g), przemieszczenie taśmy na trasie (x_{td}) i w rejonie napędu (x_{tA} , x_{tB} , x_{tC}), przemieszczenie liny napinającej (x_w), siły w taśmie (STA) oraz w linie układu napinania (SL), prędkość obrotową wałów silników (n_{A1} , n_{B1} , n_{D1}) i przekładni (n_{B2} , n_{D2})

oraz napięcia i prądy fazowe w układzie zasilania silników.

Rezultaty pomiarów wykorzystano do wyznaczenia współczynnika oporów ruchu, modułu sprężystości taśmy oraz współczynnika tarcia między taśmą a okładziną bębna napędowego.

3.1. Opory ruchu przenośnika

Do wyznaczenia współczynnika oporów ruchu f , stosowanego w podstawowej metodzie obliczania przenośników taśmowych [1, 2, 3, 11], wykorzystano wyniki pomiarów sił w taśmie, mocy napędu i prędkości taśmy oraz wyznaczone średnie jednostkowe obciążenie przenośnika urobkiem q_u [kg/m]. Korzystając z programu komputerowego QNK [6], dla określonej konfiguracji przenośnika i przy zadanym średnim jednostkowym obciążeniu przenośnika urobkiem, porównano wartości wymaganej siły napędowej z wartościami wyznaczonej siły obwodowej. Siłę tę wyznaczono na podstawie różnicy zmierzonych sił w taśmie nabiegającej i zbiegającej z układu napędowego, występują-

cych podczas okresów pracy ustalonej przenośnika (rys. 12).

Dla badanego przenośnika średnia wartość współczynnika oporów wyniosła $f = 0,023$. Wartość tę wykorzystano do wyznaczenia modułu sprężystości taśmy stosowanego w obliczeniach drogi napinania taśmy (3.2.2).

3.2. Moduł sprężystości taśmy

3.2.1. Obliczenia modułu dynamicznego taśmy dla warunków obciążeń panujących na bębnie napędowym [12]

Przy zachowaniu warunku sprzężenia ciernego taśma w miejscu nabiegania na bęben napędowy ma

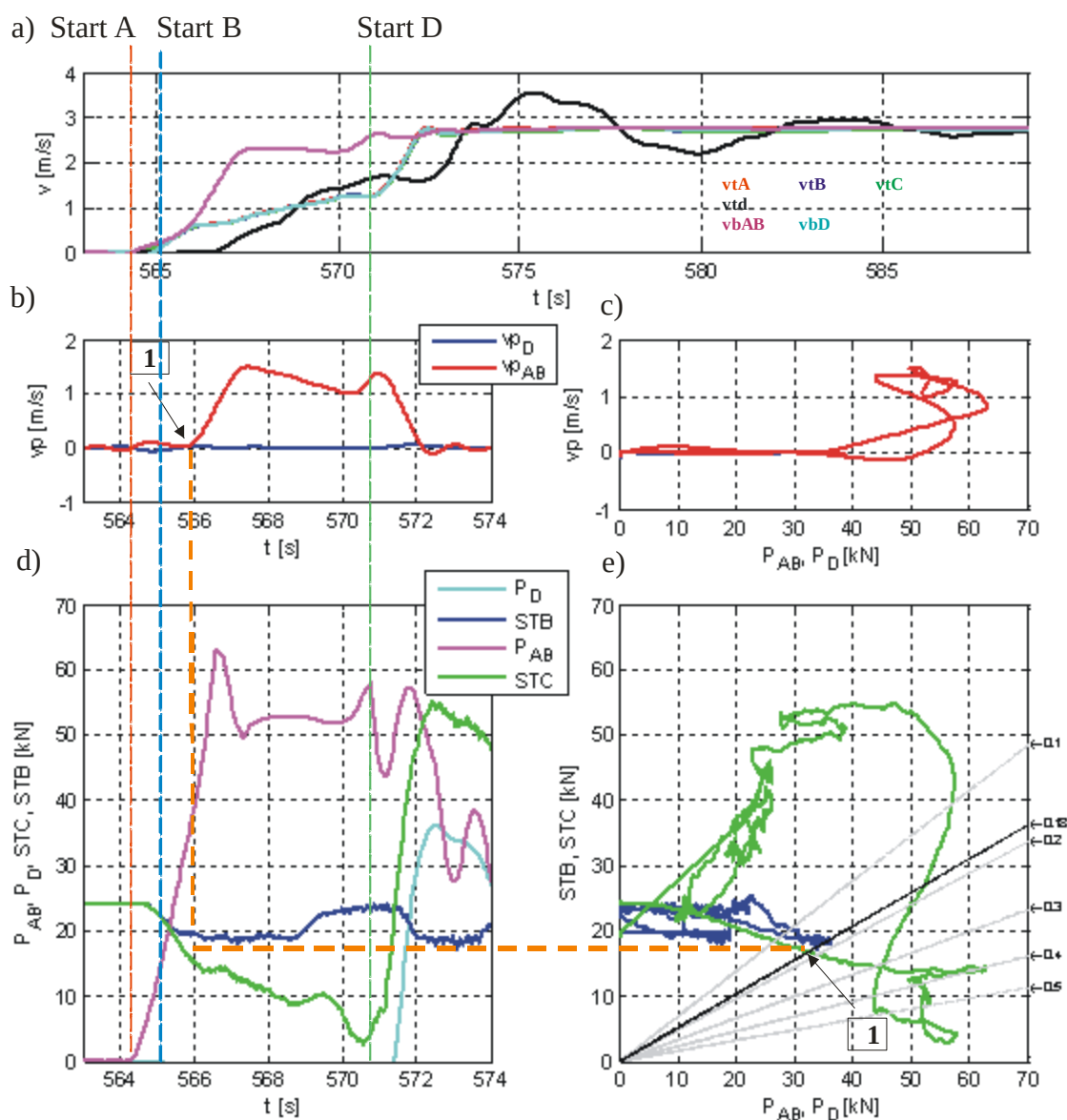
prędkość równą prędkości obwodowej bębna v_{tA} . W wyniku przekazywania siły obwodowej P na łuku opasania bębnow napędowych występuje spadek siły w taśmie od wielkości STA do STB, co powoduje, że prędkość taśmy w punkcie zbiegania v_{tB} jest mniejsza od prędkości w punkcie nabiegania [4] – rysunek 14.

Znając stosunek prędkości v_{tB}/v_{tA} oraz obwodową siłę napędową wyznaczono dynamiczny moduł sprężystości taśmy E_{db} [4]:

$$E_{db} = \frac{P_{AB} + P_D}{\left(1 - \frac{v_{tB}}{v_{tA}}\right) \cdot B}$$

gdzie:

v_{tA} – prędkość taśmy w punkcie nabiegania na bęben napędowy, m/s,



Rys.16. Przebieg zmiany prędkości taśmy, prędkości obwodowej bębnow (a) i prędkości poślizgu (b, c), siły w taśmie i siły obwodowej na bębnach AB i D (d) oraz charakterystyka pracy układu napędowo-napinającego dla obu bębnow napędowych (e)

v_B – prędkość taśmy w punkcie zbiegania z bębna napędowego, m/s,

P – siła obwodowa przekazywana na bębnie napędowym, kN,

B – szerokość taśmy, m,

E_{db} – moduł dynamiczny taśmy, kN/m.

Wartość średniego modułu sprężystości taśmy wyznaczonego powyższą metodą wyniosła $E_{db} = 2120$ kN/m.

3.2.2. Wyznaczenie modułu sprężystości taśmy dla standardowych obliczeń drogi napinania taśmy [12]

Podczas pomiarów rejestrowano zmianę położenia wózka napinającego podczas różnych stanów pracy badanego przenośnika, co przedstawia rysunek 15. Skok wózka porównano z wynikami uzyskanymi na podstawie obliczeń przeprowadzonych z wykorzystaniem programu QNK [1, 3]. Do programu wprowadzono parametry konstrukcyjne przenośnika i jego konfigurację oraz uzyskane z pomiarów: współczynnik oporów ruchu, czas rozruchu i uśrednione dla całej długości przenośnika chwilowe obciążenie urobkiem.

Średnia wartość modułu sprężystości taśmy, wyznaczona na podstawie przemieszczenia wózka napinającego podczas nieustalonych stanów pracy przenośnika wyniosła $E = 3110$ kN/m. Zakres zmian tej wielkości jest porównywalny ze zmianami modułu dynamicznego taśmy dla warunków obciążeń panujących na bębnach napędowych.

3.3. Współczynnik tarcia między taśmą a powierzchnią bębnów napędowych

Możliwość zmiany sekwencji włączania silników A,B,D pozwoliła na przeprowadzenie eksperymentu prowadzącego do wyznaczenia współczynnika tarcia między taśmą a okładziną bębna napędowego AB. Kilkusekundowa zwłoka czasowa włączenia silnika D doprowadziła do makropoślizgu na bębnie napędowym AB. Określając warunki pracy napędu w chwili rozpoczęcia poślizgu (pkt. 1) i wykorzystując charakterystykę pracy układu napędowo-napinającego [8] wyznaczono wartość współczynnika tarcia na bębnie napędowym A-B (rys. 16). Wartość współczynnika tarcia między zanieczyszczoną okładką taśmy a okładziną bębna napędowego AB wyniosła w chwili poślizgu $\mu = 0,18$.

4. Podsumowanie

Opracowana koncepcja mobilnego układu pomiarowego przenośników taśmowych, zastosowana aparatura pomiarowa wraz z odpowiednimi procedurami wykazały pełną przydatność w czasie pomiarów wykonywanych w warunkach kopalń podziemnych. Rezultaty pomiarów mogą wykazać poprawność pracy przenośników, ale także wskazywać na błędy popełnione w założeniach projektowych, obliczeniach i doborze podze-

spółów przenośnika, skutkujące zmniejszeniem trwałości elementów i niezawodności przenośnika [5].

Poza diagnostyką pracy przenośników taśmowych istotnym zadaniem stawianym mobilnemu systemowi pomiarowemu jest weryfikacja stosowanych modeli obliczeniowych. Prowadzone badania przemysłowe pozwalają na poszerzenie zakresu obliczeń programów wspomagających proces projektowania – QNK [6] oraz na dalszą weryfikację i doskonalenie wielomassowego modelu przenośnika taśmowego [7].

Literatura

1. Alles R.: Fördergurte Berechnungen. Continental Gummi-Werke Aktiengesellschaft, Hannover 1985.
2. Antoniuk J.: Systemy transportu przenośnikami taśmowymi w górnictwie. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
3. Breidenbach H.: Foerdergurt - Technik, Projektierung und Berechnung, BTR DUNLOP BELTING GROUP.
4. Gładysiewicz L.: Przenośniki taśmowe. Teoria i obliczenia. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
5. Jabłoński R., Furmanik K., Kulinowski P., Rączka W., Sibielski M., Woźniak D., Kasza P., Zarzycki J.: Opracowanie metody i systemu oceny pracy układu napędowo-napinającego przenośnika taśmowego w aspekcie zwiększenia jego trwałości. Praca nie publikowana, 2007.
6. Kawalec W., Kulinowski P.: Obliczenia przenośników taśmowych metodą podstawową oraz oporów jednostkowych w zintegrowanym środowisku programowym. Transport Przemysłowy, 1(27)/2007 s. 6-11.
7. Kulinowski P.: Badania modelowe nieustalonych stanów pracy przenośników taśmowych. Praca doktorska, AGH KMGiUO, Kraków 1997.
8. Kulinowski P., Jabłoński R.: Wybrane zagadnienia komputerowego wspomagania projektowania urządzeń napinających taśmę. Transport przemysłowy (25)/2006, s. 12-16.
9. Kulinowski P., Laska Z., Zarzycki J., 2008: Mobilny system pomiarowy przenośników taśmowych, Materiały XVI Międzynarodowego Sympozjum „Nowe rozwiązania i doświadczenia w budowie i eksploatacji urządzeń kompleksowej odstawy urobku przenośnikami taśmowymi” FTT STOMIL WOLBROM S.A., Zakopane 2008.
10. Lutyński A.: Badania przemysłowe nowoczesnych przenośników taśmowych górnictwa podziemnego. Monografia, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
11. Norma Gurtförderer für Schüttgüter - DIN 22 101.
12. Zarzycki J. Kulinowski P.: Metoda wyznaczania wartości modułu sprężystości taśmy przenośnikowej w badaniach przemysłowych. Transport przemysłowy i maszyny robocze, 1(1)/2008 s. 22-27.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Aleksander Lutyński

Dr inż. Dariusz PROSTAŃSKI
Mgr inż. Marek KALITA
Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG

Małogabarytowy wóz wiertniczy MWW-1

Streszczenie

W artykule przedstawiono rozwiązanie małogabarytowego wozu wiertniczego MWW-1 opracowanego w CMG KOMAG w ramach projektu celowego dofinansowanego ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego. Zaprezentowano jego budowę oraz podstawowe parametry techniczne maszyny. Wóz wiertniczy przeznaczony jest do mechanizacji procesu wiercenia otworów strzałowych wykonywanych podczas drążenia wyrobisk korytarzowych techniką strzelniczą. Przewidywanym producentem będzie Zakład Produkcji Specjalnej Bumar Łabędy sp. z o.o. w Gliwicach.

Summary

Solution of MWW-1 small-size drilling jumbo developed in the KOMAG Centre within the targeted project co-financed by the Ministry of Science and Higher Education were presented in the paper. Its design and basic technical parameters of the machine were given. The drilling jumbo is designed for mechanization of process of drilling blasting holes needed during roadway drivage by blasting technology. Special Production Plant of "Bumar-Łabędy" JSC in Gliwice, Poland is planned to be the machine manufacturer.

1. Wstęp

Drążenie wyrobisk korytarzowych, szczególnie podczas robót udostępniających, często prowadzone jest w skałach zwięzłych, których wytrzymałość na ściskanie przekracza 100 MPa. W takich przypadkach uzasadnione jest, w aspekcie ekonomicznym, stosowanie technologii wykonywania wyrobisk z użyciem materiałów wybuchowych. Jedną z podstawowych operacji wykonywanych podczas drążenia wyrobisk korytarzowych za pomocą tej metody jest wiercenie otworów strzałowych.

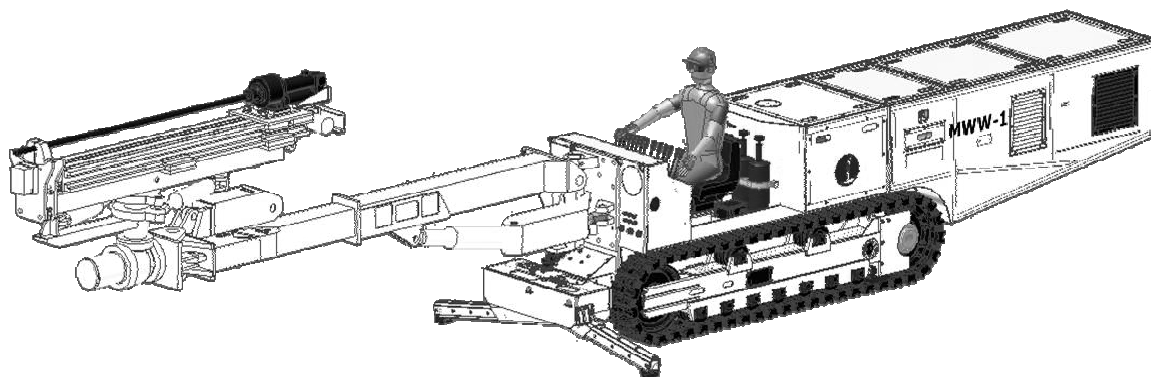
W polskich kopalniach węgla kamiennego wiercenie otworów strzałowych odbywa się głównie wiertarkami ręcznymi. Jest to czynność czasochłonna, niebezpieczna i nieergonomiczna. Dodatkowo, niska efektywność wiercenia w dużej mierze spowalnia postęp drążenia przodka. W celu zwiększenia efektywności wiercenia do przodków drążonych wyrobisk stopniowo

wprowadzane są wozy wiertnicze, w większości produkcji zagranicznej.

Wychodząc naprzeciw oczekiwaniom użytkowników, w ostatnich kilkunastu latach, CMG KOMAG opracowało kilka rozwiązań wozów wiertniczych [1, 2]. Ostatnio, wspólnie z Zakładem Produkcji Specjalnej Bumar Łabędy Sp. z o.o., podjęto się opracowania i wdrożenia do produkcji konkurencyjnego, opartego głównie o polskie komponenty, wozu wiertniczego. Przedsięwzięcie to zostało dofinansowane przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego w formie projektu celowego nr 6 ZR8 2006C/06772.

2. Budowa wozu wiertniczego

Opracowany w CMG KOMAG małogabarytowy wóz wiertniczy MWW-1 (rys. 1) spełnia wymagania zasadnicze ujęte w Dyrektywie Maszynowej (98/37/EC) i Dyrektywie ATEX (94/9/WE).



Rys.1. Model przestrzenny małogabarytowego wozu wiertniczego MWW-1

Prezentowany wóz wiertniczy przeznaczony jest do mechanizacji procesu wiercenia otworów strzałowych w podziemnych wyrobiskach górniczych o stopniu niebezpieczeństwa „a”, „b” i „c” wybuchu metanu oraz klasy „A” i „B” zagrożenia wybuchem pyłu węglowego.

Wóz MWW-1 (rys. 2) złożony jest z następujących głównych zespołów:

- podwozia gąsienicowego,
- wysięgnika wiertniczego,
- agregatu hydraulicznego z wyposażeniem hydraulicznym.

Podstawowe parametry techniczne wozu MWW-1 przedstawiono w tabeli 1, a jego wymiary na rysunku 3.

Podstawowe parametry techniczne wozu MWW-1

Tabela 1

Lp.	Parametr	Wymiar
1	Masa	9500 kg
2	Długość	10000 mm
3	Wysokość	1400 mm
4	Szerokość	1000 mm
5	Moc silnika	55 kW
6	Maksymalne nachylenie podłużne/ poprzeczne	20/8°
7	Prędkość jazdy	1 m/s
8	Maksymalna wysokość wiercenia	~5400 mm
9	Maksymalny zasięg poziomy wiercenia	±3100 mm
10	Kąt wychylenia poziomego wys.	±45°
11	Kąt wychylenia pionowego wys.	+60°, -25°

Przy użyciu małogabarytowego wozu wiertniczego MWW-1, z jednego ustawienia, można wykonać otwory strzałowe w przodku o szerokości do 6220 mm i wyso-

kości do 5500 mm. Pola pracy maszyny przedstawiono na rysunku 4.

Wóz MWW-1 przewidziany jest do wiercenia otworów strzałowych o standardowej średnicy 42 mm i długości do 2250 mm.

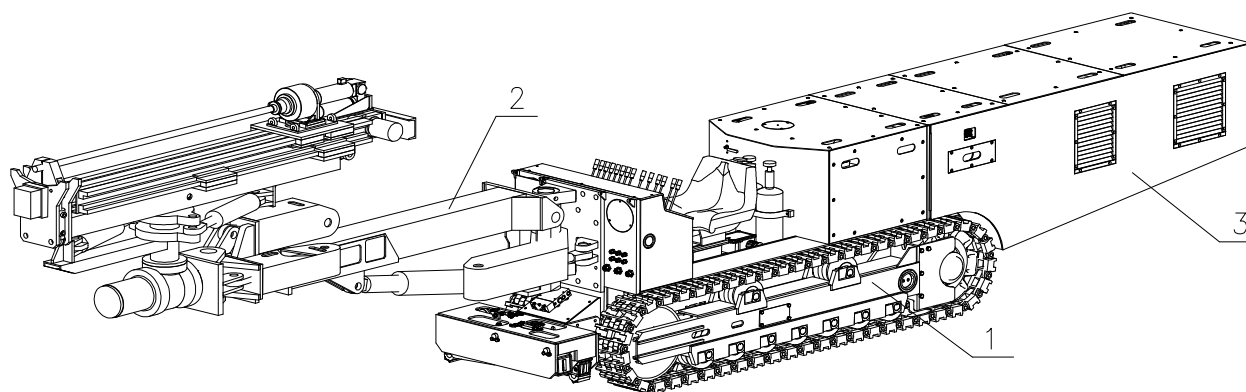
Hydrauliczny napęd podwozia (rys. 5), którego głównymi elementami jest pompa napędzana silnikiem elektrycznym oraz silnik jazdy wraz z przekładnią hamulcami samoczynnie włączanymi hamulcami zapewnia możliwość pracy wozu przy nachyleniu podłużnym $\pm 20^\circ$ oraz poprzecznym $\pm 8^\circ$.

Głównymi elementami stanowiska operatora (rys. 6) są: siedzenie, pulpit sterowniczy oraz przycisk nożny, na który podczas pracy maszyny musi być wywierany stały nacisk. Zwolnienie nacisku powoduje zadziałanie wyłącznika awaryjnego i odcięcie zasilania maszyny.

Na pulpicie sterowniczym zabudowano blok rozdzielaczy hydraulicznych (rys. 7), za pomocą którego realizowane są poszczególne sekwencje pracy maszyny, przełącznik obiegu medium roboczego pomiędzy jazdą, a ruchami manipulatora wiertniczego i wiertarki, zespół manometrów, przycisk „ZAŁ-WYŁ”, za pomocą którego uruchamiany i wyłączany jest silnik elektryczny oraz wyłącznik awaryjny. Tuż za siedzeniem operatora znajduje się automatycznie działające urządzenie gaśnicze AUG-6, oraz dźwignia zaworu centralnego smarowania wysięgnika teleskopowego. Pod siedzeniem umiejscowiony został wyłącznik nożny.

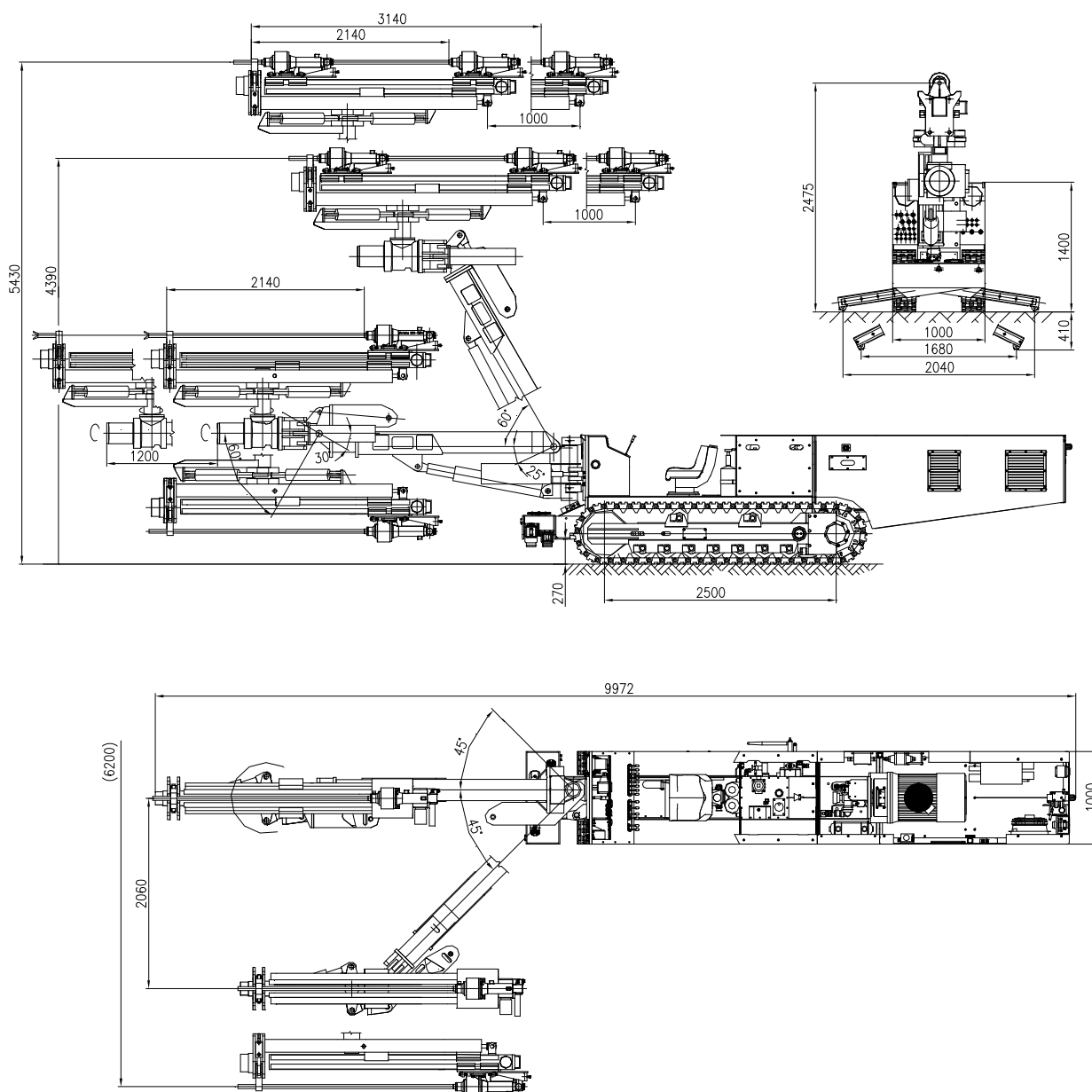
Zabudowany na wozie teleskopowy wysięgnik wiertniczy jest sprawdzoną konstrukcją, stosowaną powszechnie w kopalniach rud miedzi. Główne jego zespoły to (rys. 8):

1. wysięgnik teleskopowy,
2. rama wiertnicza,



Rys. 2. Główne zespoły małogabarytowego wozu wiertniczego

1 - podwozie gąsienicowe, 2 – wysięgnik wiertniczy, 3 – agregat hydrauliczny z wyposażeniem hydraulicznym



Rys.3. Wymiary wozu MWW-1

3. zespół wychylenia ramy wiertniczej (górną-dół, lewo-prawo),
4. zespół obrotu ramy wiertniczej (lewo-prawo),
5. zawiesie ramy wiertniczej,
6. zespół obrotu zawiesia (lewo-prawo),
7. chwytak żerdzi wiertniczej.

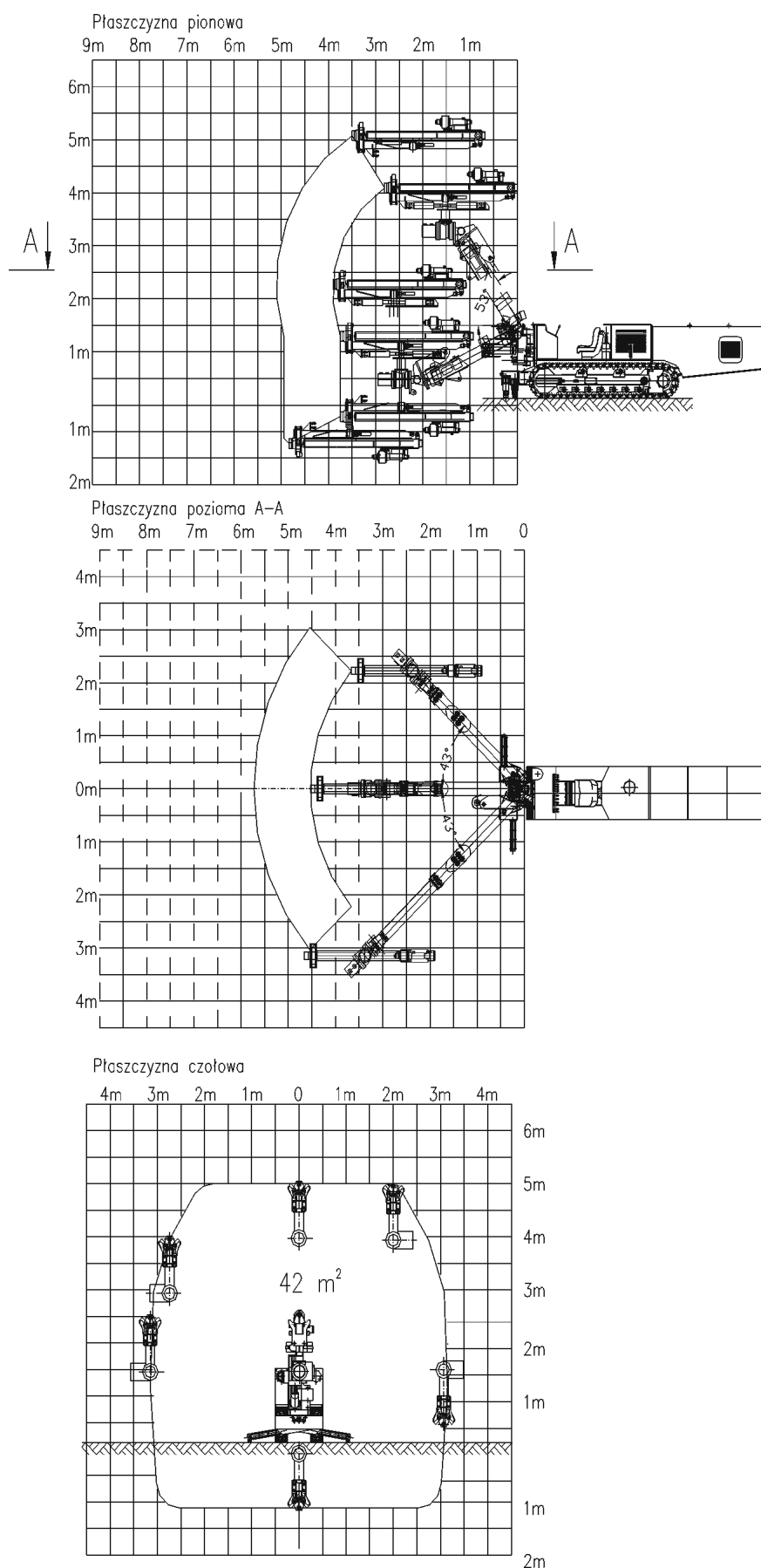
Opracowane rozwiązanie pozwala zabudować na ramie wiertniczej trzy różne wiertarki: WOU-42S (rys. 9a) konstrukcji CMG KOMAG, WH-19-UO (rys. 9b) produkcji HYDROWIERT oraz BLHD65 (rys. 9c) produkcji BOART LONGYEAR.

Ze względu na duże możliwości ruchowe manipulatora wiertniczego, możliwe jest wiercenie otworów tuż

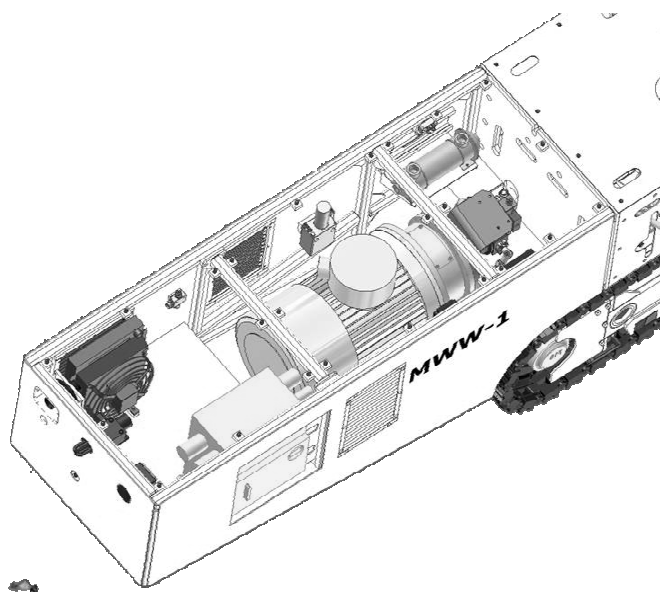
nad spągiem, jak również złożenie go w obrys maszyny (rys. 10).

W wozie MWW-1 zastosowano układ automatycznego stabilizowania podwozia, który powoduje jego samoczynne wysunięcie i rozparcie podpór, w momencie przełączenia wozu w tryb wiercenia (rys.11).

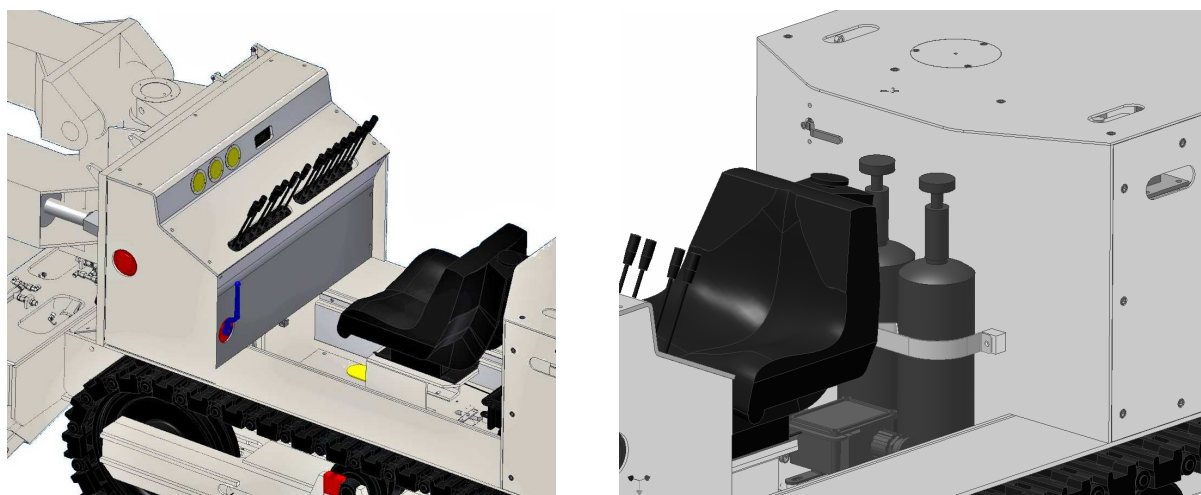
W przypadku przełączenia wozu w tryb jazdy, zespół podpór ulega samoczynnemu złożeniu. Taki sposób podłączenia podpór uniemożliwia manewrowanie wysięgnikiem wiertniczym, bez wcześniejszego podparcia wozu oraz zapewnia zachowanie stateczności wozu podczas czynności wiercenia.



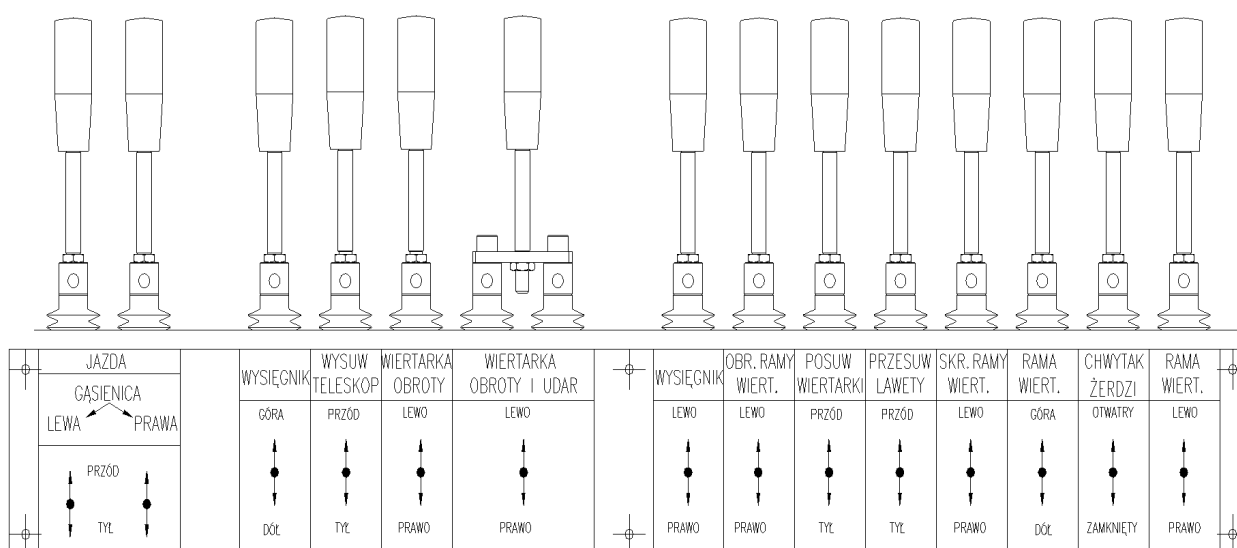
Rys.4. Pola pracy małogabarytowego wozu wiertniczego MWW-1



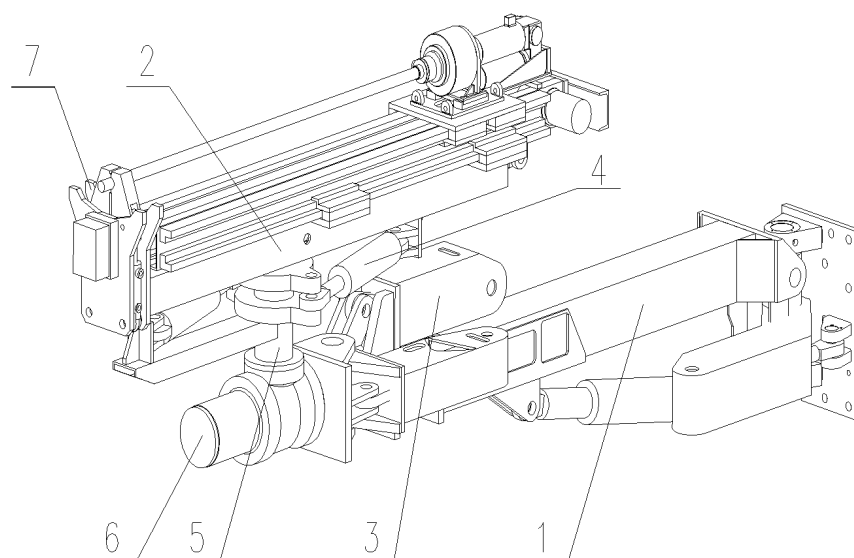
Rys.5. Hydrauliczny napęd podwozia



Rys.6. Stanowisko operatora

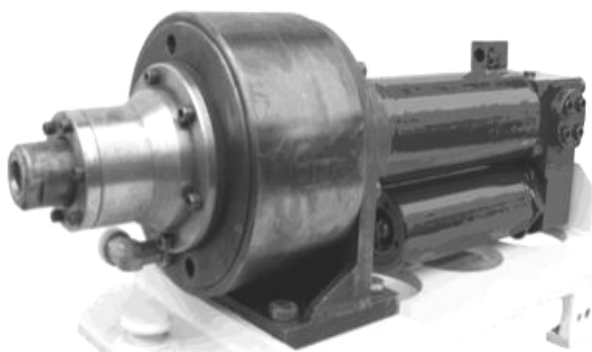


Rys.7. Funkcje rozdzielacza hydraulicznego



Rys.8. Wysięgnik wiertniczy

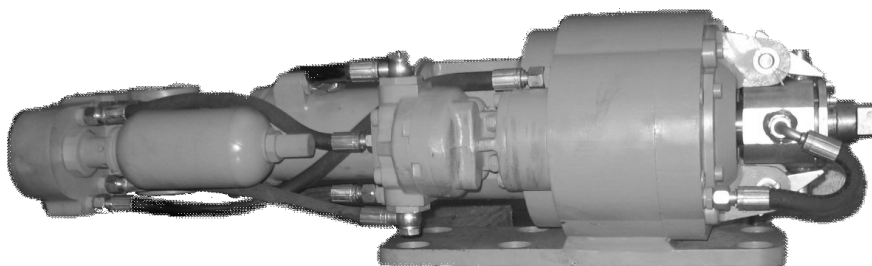
a)



b)



c)

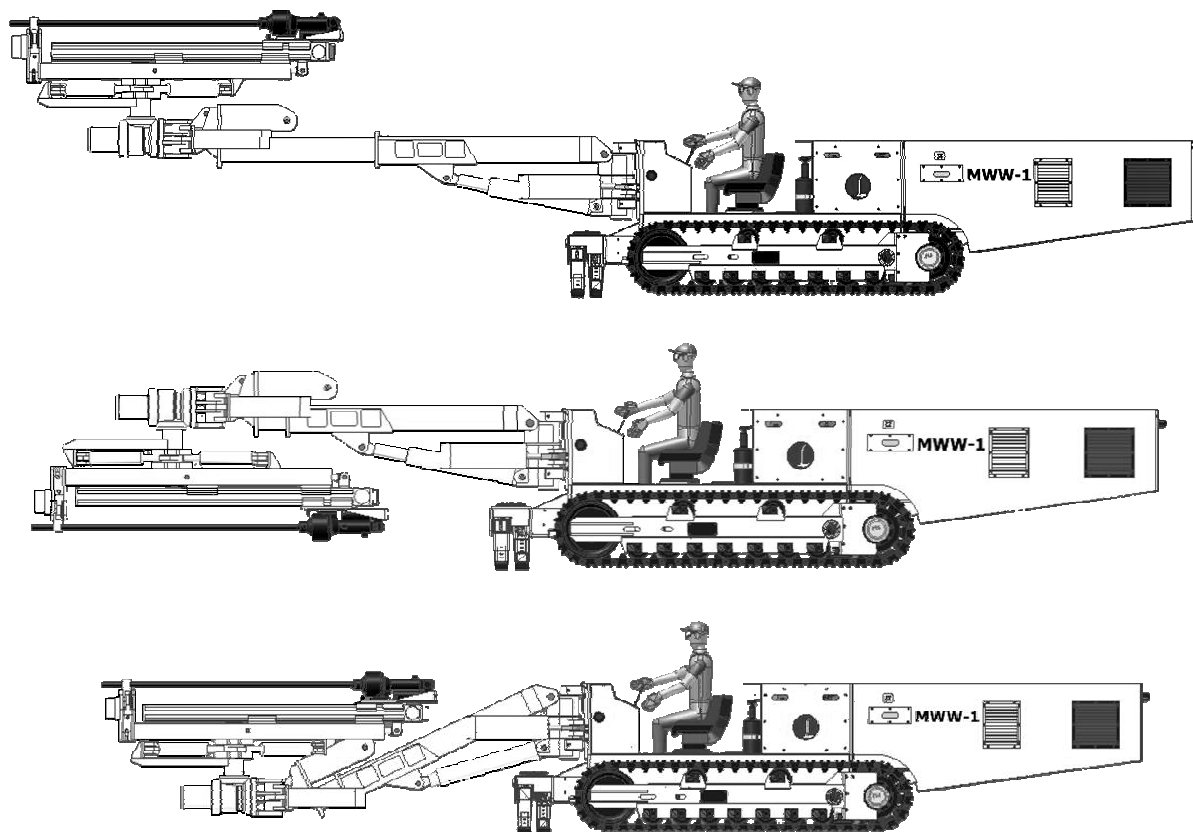


Rys.9. Wiertarki: a) WOU-42S, b) BLHD65, c) WH-19-UO

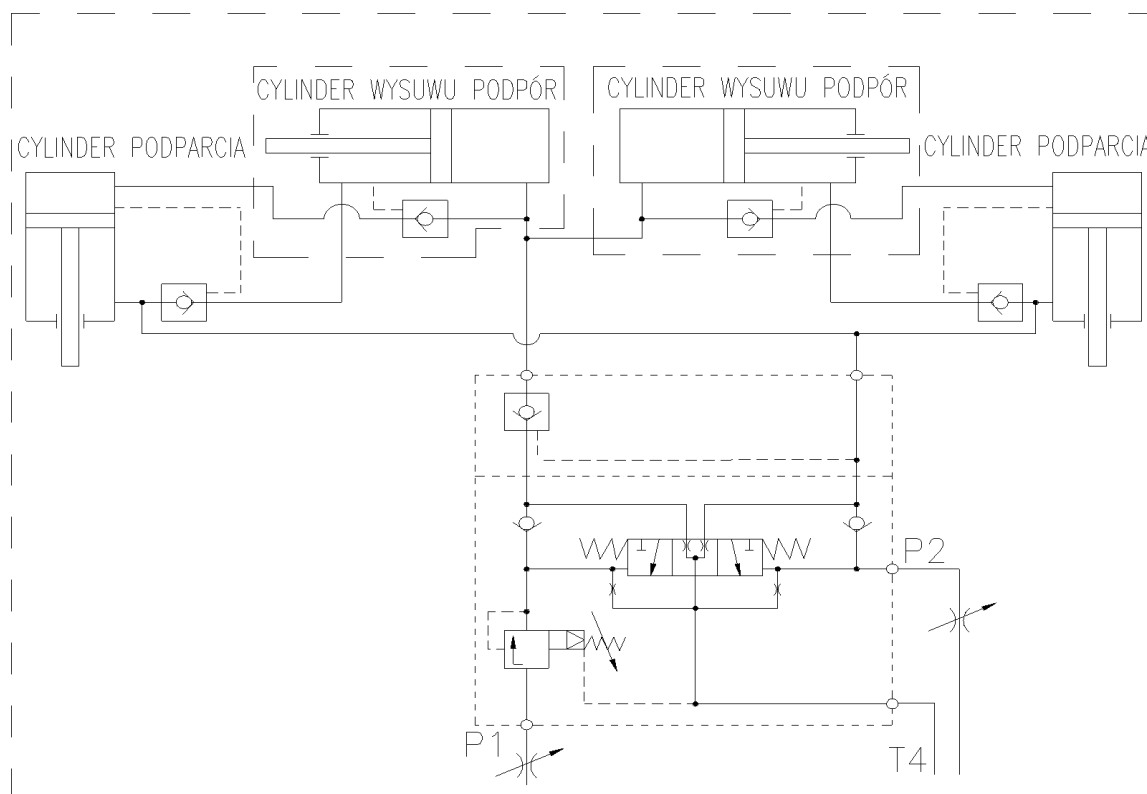
Nowością wozu, nie stosowaną dotąd w innych tego typu rozwiązaniach, jest układ napełniania i opróżniania zbiornika oleju. Rozwiązanie to opracowano w celu uniemożliwienia przypadkowego zanieczyszczenia zbiornika przy zalewaniu oraz dokładnego i wygodnego spuszczenia oleju do wyznaczonego pojemnika. Taki sposób napełniania i opróżniania zbiorników zapewniono poprzez odpowiednią zabudowę dwóch zaworów kulowych, uruchamianych wspólną dźwignią. Zbiornik oleju opróżniany jest i napełniany tą samą pompą ręczną, która kieruje olej do lub ze zbiornika poprzez przesterowanie dźwigni zaworów.

Zaletą wozu jest także wykonywanie czynności wiercenia wyłącznie z płuczką wodną. Zapewniono to poprzez zadziałanie mechanizmu obrotu otwierającego dopływ wody do płuczki wiertarki.

Wóz charakteryzuje się niewielką szerokością. Jego szerokość transportowa wynosi 1000 mm i umożliwia sprawne przemieszczanie się w przodku i wymianie innych maszyn, nawet w niewielkich przekrojach poprzecznych wyrobiska.



Rys.10. Możliwości ruchowe wysięgnika wiertniczego



Rys.11. Schemat hydrauliczny układu podparcia

3. Podsumowanie

Małogabarytowy wóz wiertniczy MWW-1 jest przeznaczony do wspomagania technologii drążenia wyrobisk korytarzowych z użyciem materiałów wybuchowych. Jest przystosowany do wiercenia otworów strzałowych i kotwowych o średnicy 42 mm. Z jednego ustawienia wozu można wywiercić otwory w czole przodka o przekroju poprzecznym do 42 m². Niewielka szerokość podwozia gąsienicowego (1000 mm) umożliwia wprowadzenie do przodka nawet dwóch wozów równocześnie, umożliwiając tym samym zwiększenie postępu robót wiertniczych. Wóz wiertniczy posiada możliwość zabudowy trzech różnych wiertarek obrotowo-udarowych, gwarantujących duży postęp wiercenia. Konstrukcja wozu umożliwia pracę maszyny na maksymalnych nachyleniach podłużnych ($\pm 20^{\circ}$) i poprzecznych ($\pm 8^{\circ}$).

Rozwiązania techniczne zastosowane w małogabarytowym wozie wiertniczym pozwalają na bezpieczne i ekonomiczne stosowanie maszyny do prac wiertniczych.

Zwartą i kompaktową budowę maszyny charakteryzuje mała szerokość podwozia oraz niewielka masa (około 10 t). Wóz wiertniczy MWW-1 stanowić będzie atrakcyjną ofertę, w odniesieniu do wozów oferowanych przez firmy zagraniczne, dla kopalń węgla oraz przedsiębiorstw robót górniczych.

Literatura

1. Kasperlik K., Wyrobek E.: Nowoczesna zespolona maszyna wierząco-kotwiąco-ładująca do drążenia kamiennych wyrobisk korytarzowych i komorowych w skałach wymagających zastosowania techniki strzelniczej, Nowoczesne metody drążenia wyrobisk korytarzowych z uwzględnieniem aspektów bezpieczeństwa pracy. Materiały konferencyjne, Szczyrk, maj 1996.
2. Wóz wiertniczy WWS-12 Gwarectwo Mechanizacji Górnictwa POLMAG. Informator '86 Maszyny i urządzenia górnicze chodnikowe, Katowice 1986.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Prof.dr hab.inż. Antoni KALUKIEWICZ

Dr inż. Piotr GOSPODARCZYK

Dr inż. Jerzy WOJCIECHOWSKI

Akademia Górniczo-Hutnicza

Dariusz BIELAK

Krzysztof GREGOREK

Stanisław KRUCZEK

Zygmunt LEBDA-WYBORNY

Lesław WERESZCZYŃSKI

Augustyn WÓJCIK

EUROTECH Sp. z o.o.

Górnictwo urządzenie chłodnicze GMC-1000 dla klimatyzacji grupowej w kopalniach głębinowych

Streszczenie

W artykule przedstawiono założenia, obliczenia oraz rozwiązania konstrukcyjne urządzenia o mocy chłodniczej 1 MW skonstruowanego i zbudowanego przez firmę EUROTECH Sp. z o.o. w Bytomiu przy współpracy z AGH w Krakowie w ramach Projektu Celowego wspieranego przez Ministerstwo Nauki. Urządzenie pozwala na grupową klimatyzację w zależności od warunków lokalnych nawet całego podziemnego oddziału wydobywczego. Przedstawiono także wybrane wyniki badań symulacyjnych agregatu chłodniczego.

Summary

Assumptions, calculations and design solutions of the device of cooling power 1MW, developed and manufactured by EUROTECH Ltd. in Bytom, Poland with collaboration of AGH University in Krakow, Poland, was presented in the paper. The machine was developed within the Targeted Project supported by the Ministry of Science. The device enables to secure air conditioning, depending on local conditions, of even entire mining plant. Also selected results of simulation tests of cooling pack were presented.

1. Wprowadzenie

Wraz ze wzrostem głębokości eksploatacji pogarszają się warunki pracy w wyrobiskach podziemnych, a w szczególności warunki klimatyczne związane ze wzrostem temperatury. Przy temperaturach pierwotnych górotworu przekraczających 40°C utrzymanie temperatury w wyrobiskach eksploatacyjnych poniżej wartości 28°, uznawanej za wartość dopuszczalną ze względu na warunki pracy załogi, wymaga, oprócz zwiększonej wydajności wentylacji wyrobisk, także ich klimatyzacji.

W krajowym górnictwie dotyczy to zarówno kopalń węgla kamiennego, jak też rud miedzi. Istnieje szereg koncepcji rozwiązania problemu klimatyzacji od indywidualnej klimatyzacji stanowisk pracy najczęściej kabin operatorów po klimatyzację centralną z zastosowaniem dostarczania medium chłodzącego z urządzenia chłodniczego dużej mocy zlokalizowanego na powierzchni.

Każdy z systemów ma swoje zalety i wady, jeśli ocenia się je ze względu na takie kryteria, jak wydajność chłodnicza, efektywny zasięg działania, koszt inwestycji, koszt eksploatacji związany z takimi czynnikami jak niezawodność, trwałość i obsługowość. Wybór rodzaju systemu, a co za tym idzie urządzeń i instalacji zależy od lokalnych warunków kopalni.

W większości przypadków konieczność utrzymania wymaganych warunków klimatycznych w rejonie, przy jednoczesnym nacisku na ekonomiczną stronę procesu pozyskiwania kopalin, powodują konieczność stosowania klimatyzacji grupowej przy zastosowaniu urządzeń o dużej wydajności zlokalizowanych na dole kopalni. Z uwagi na miejsce pracy urządzenie musi spełniać szereg sprzecznych ze sobą wymagań, jak przykładowo posiadać rozmiary umożliwiające transport do miejsca zabudowy, oraz zabudowę w specjalnie do tego celu przygotowanej komorze o standardowych wymiarach, a jednocześnie posiadać dużą wydajność chłodniczą niezbędną do uzyskania wymaganych warunków klimatycznych. Ponadto musi zapewnić wysoki komfort i bezpieczeństwo pracy załogi, co z kolei wymaga zapewnienia możliwie wysokiej jego sprawności. Zapylenie, wilgotność i wysoka temperatura, a w wielu przypadkach agresywna atmosfera kopalniana, stawiają też wysokie wymagania, co do doboru materiałów i takich parametrów, jak grubości przewodów i ścian zbiorników, które decydują o trwałości elementów. Ponadto konieczność zapewnienia korzystnych warunków wymiany ciepła i minimalizacja strat w rurociągach stoją w sprzeczności z kryterium kosztu urządzeń i ich instalacji decydujących o kosztach inwestycji dla użytkownika.

W niniejszym artykule omówiono wybrane zagadnienia doboru urządzeń klimatyzacji grupowej na przykładzie urządzenia chłodniczego GMC-1000. Konstrukcję urządzenia opracowano w firmie EUROTECH Sp. z o.o., przy współpracy z pracownikami Katedr Maszyn Górniczych Przeróbczych i Transportowych, oraz Maszyn i Urządzeń Energetycznych Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie w ramach projektu dofinansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

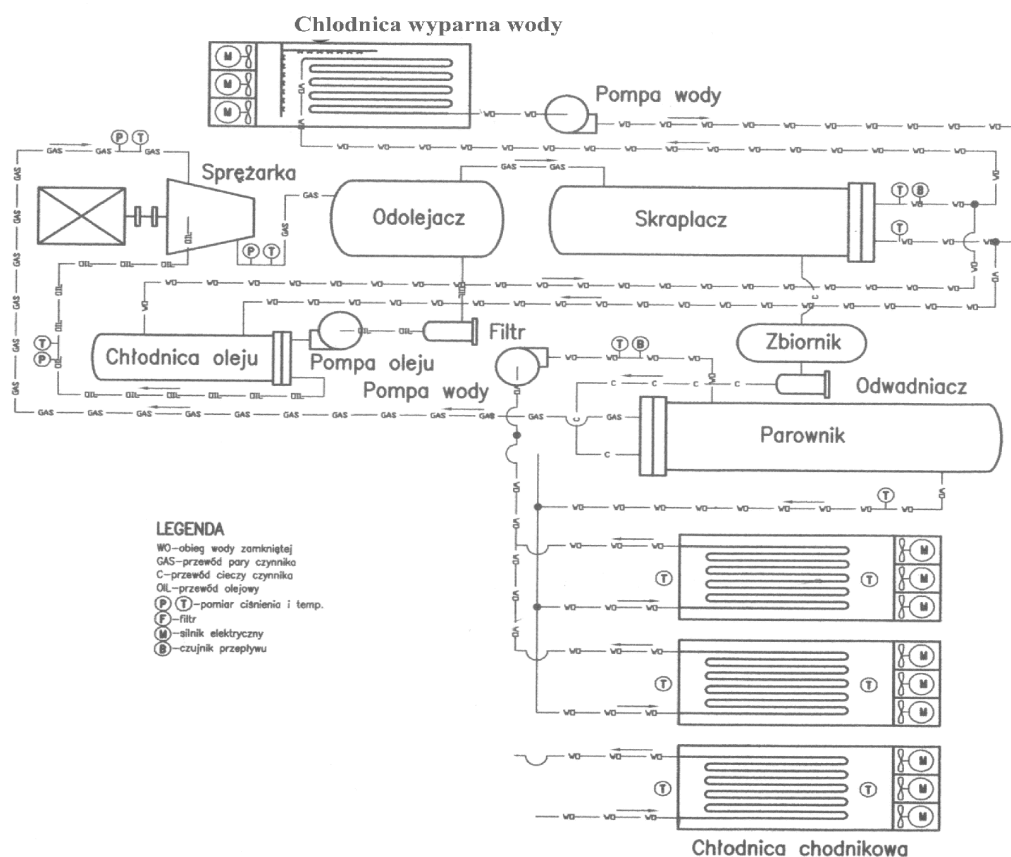
Urządzenie to jako przeznaczone do stosowania w różnych warunkach panujących w kopalniach głębinowych spełnia wszelkie najostrzejsze normy bezpieczeństwa budowy przeciwwybuchowej – Dyrektywę ATEX i wymogi innych Dyrektyw, jak Dyrektywa maszynowa i urządzeń ciśnieniowych.

2. Przeznaczenie i budowa górniczego urządzenia chłodniczego GMC-1000

Górniczne urządzenie chłodnicze jest przeznaczone do chłodzenia powietrza wentylacyjnego w chodnikach wydobywczych kopalń podziemnych. Przewiduje się, że znajdzie zastosowanie wszędzie tam, gdzie panują trudne warunki wydobywcze powodowane między innymi dużymi obciążeniami cieplnymi. Wysokie tempe-

ratury utrudniają prace górnicze. Powodują konieczność skrócenia czasu przebywania pracowników w rejonach o najwyższych temperaturach. W połączeniu z zapyleniem i wilgotnością stanowią istotny problem przy eksploatacji maszyn i urządzeń ścianowych. Agresywna atmosfera powoduje znacznie szybsze zużycie sprzętu. Problemy te uzasadniają konieczność stosowania systemów chłodzenia powietrza bezpośrednio w rejonach, w których prowadzone jest wydobywanie.

Górniczne urządzenie chłodnicze stanowi kompletny system chłodzenia powietrza wentylacyjnego w chodnikach wydobywczych. Realizowane zadania powodują, że system ten musi być rozbudowany pod względem technicznym, jak również przestrzennym. Część zadań stawianych przed urządzeniem chłodniczym jest realizowana w znacznej odległości od chodników wydobywczych. Dotyczy to przygotowania wody chłodzącej, która służy do schładzania powietrza w chłodnicach ścianowych. Woda z rejonu jej schładzania przepływa rurociągami do rejonów wydobywczych, gdzie jest wykorzystywana do chłodzenia powietrza. Urządzenie pracuje w układzie zamkniętym. Należy zwrócić uwagę, że system chłodzenia musi spełniać wszystkie wymagania określone przez odpowiednie przepisy górnicze dotyczące zasad eksploatacji i bezpieczeństwa.



Rys.1. Schemat górniczego urządzenia chłodniczego

Podstawowymi elementami górniczego urządzenia chłodniczego są następujące aparaty: agregat chłodniczy, chłodnica wyparna wody, chłodnica chodnikowa powietrza. Wymienione aparaty są urządzeniami, w których następują przepływy ciepła. Mają one różny charakter w zależności od przeznaczenia danego elementu. Urządzenie chłodnicze jest uzupełnione dodatkowymi elementami, które są niezbędne do jego prawidłowego funkcjonowania. Do grupy tej należą maszyny z układami napędowymi wymuszające przepływy czynników w poszczególnych wymiennikach ciepła, a więc wentylatory i sprężarki czynników gazowych oraz pompy do wody, jak również cieczy technologicznych. Urządzenie chłodnicze musi być wyposażone w dodatkowy sprzęt i aparaturę kontrolno-pomiarową. Konieczne są filtry do gazu i cieczy. Czujniki przepływu, temperatury i ciśnienia. Schemat górniczego urządzenia chłodniczego z opisem poszczególnych elementów jest pokazany na rysunku 1.

Agregat chłodniczy to zespół urządzeń przeznaczonych do wytwarzania wody chłodzącej dla chłodnic

pompy wody i oleju, sprężarka oraz osprzęt i aparatura kontrolno-pomiarowa.

Podstawowym elementem agregatu chłodniczego jest parownik o mocy cieplnej 1100 kW (rys. 2).



Rys.2. Dwusekcyjny parowacz
– widok modelu

Czynnikiem chłodniczym jest R134a. Proces odparowania jest podzielony na dwa etapy. Pierwsza część procesu odparowania przebiega w parowniku wstępnym, którego moc cieplna wynosi 367 kW. W parowniku wstępnym stopień suchości czynnika roboczego



Rys.3. Agregat chłodniczy GMC-1000 w trakcie prób stanowiskowych

chodnikowych. Agregat chłodniczy stanowią następujące urządzenia: parownik, skraplacz, chłodnica oleju, odolejacz, zbiornik na czynnik chłodniczy, odwadniacz,

zmienia się od 0,3 do 0,55. Temperatura parowania $+0,5^{\circ}\text{C}$. Temperatura wody w tym procesie zmienia się od $7,5^{\circ}\text{C}$ do 3°C . Parownik wstępny jest tą sekcją wy-

miennika ciepła, w której następuje ostateczne schłodzenie wody.

Ostateczne odparowanie następuje w parowniku końcowym, w którym czynnik chłodniczy R134a zmienia stopień suchości od 0,55 do 1 i ulega niewielkiemu przegrzaniu do temperatury +3°C. Temperatura wody zmienia się od 16,5°C do 7,7°C. Jest to pierwszy etap schładzania wody przeznaczonej do chłodzenia powietrza w chłodnicy chodnikowej. Moc cieplna parownika końcowego wynosi 733 kW.

Średnice zewnętrzne poszczególnych części parownika są różne. Parownik wstępny cechuje się mniejszą średnicą w porównaniu z końcową częścią parownika.

Drugim istotnym elementem agregatu chłodniczego jest skraplacz. W aparacie tym następuje skroplenie par czynnika roboczego R134a. Ciepło związane z procesem skraplania jest przekazane do wody. Skraplacz jest typowym wymiennikiem płaszczowo-rurowym stosowanym do tego celu. Woda chłodząca skraplacz jest uzyskiwana w wyparnej chłodnicy wody. Pary czynnika chłodniczego są sprężane przed skraplaczem za pomocą sprężarki.

Parowacz i skraplacz są podstawowymi wymiennikami ciepła w agregacie chłodniczym.

Budowę agregatu GMC-1000 w rozwiązaniu przemysłowym przedstawiono na rys. 3.

Agregat GMC-1000 przeszedł pomyślnie próby stanowiskowe i otrzymał wymagane certyfikaty. Na rysunku 3 pokazano agregat właśnie w trakcie tych prób. Aktualnie zostały podjęte badania dołowe, które ostatecznie zweryfikują prawidłowość doboru parametrów eksploatacyjnych i jego przydatność.

Agregat chłodniczy stanowi podstawowy zespół zasilający wodą lodową układ chłodnic chodnikowych lub ścianowych. Agregat GMC 1000 może współpracować z różnymi typami chłodnic oddziałowych, jak chłodnice chodnikowe lub ścianowe i wyparnych pod warunkiem prawidłowego zbilansowania energetycznego układu i doboru parametrów sieci.

Chłodnica wyparna wody o mocy cieplnej 1350 kW jest przeznaczona do przygotowania wody wykorzystywanej w procesie skraplania par R134a w skraplaczu agregatu chłodniczego oraz do chłodzenia oleju. Pracuje ona w obiegu zamkniętym. Ciepło odebrane z procesu skraplania par czynnika chłodniczego w skraplaczu jest odprowadzane do powietrza przedmuchiwane przez wyparną chłodnicę wody. Intensywność przejmowania ciepła jest zwiększana za pomocą odparowywania wody zraszającej pakiety rurowe.

Chłodnica wyparna wody składa się z szeregu pakietów profilowanych rurek. Rurki tworzące pakiet są ułożone w taki sposób, że tworzą płaszczyznę, która jest z zewnątrz omywana powietrzem. Wewnątrz pakietów rurowych przepływa woda, a jej temperatura obniżana jest za pomocą odparowującego strumienia zraszającego. W celu zwiększenia intensywności odprowadzanego ciepła pomiędzy pakietami rurowymi przedmuchiwane jest powietrze.

Pakiety profilowanych rurek są połączone z kolektorami zbiorczymi. W proponowanej chłodnicy wyparnej przewiduje się zastosowanie rurek miedzianych o średnicy 18 mm i grubości ścianki 1 mm. Rurki powinny być spłaszczane do wymiaru 15 mm.

Chłodnica chodnikowa lub ścianowa jest przeznaczona do schładzania powietrza wentylacyjnego doprowadzanego do chodników wydobywczych. Jest ona umieszczana w pobliżu miejsc, gdzie prowadzone są prace górnicze. Oznacza to, że może być ona znacznie oddalona od agregatu chłodniczego, w którym jest przygotowywana woda chłodząca.

Chłodnica chodnikowa do schładzania powietrza wykorzystuje wodę, która jest schładzana w parowniku agregatu chłodniczego. Moc cieplna chłodnicy chodnikowej wynosi 350 kW.

Konstrukcja chłodnicy chodnikowej jest związana z konstrukcją chłodnicy wyparnej wody. W konstrukcji tej wykorzystywane byłyby również pakiety rurek. Średnica wyjściowa rurek miedzianych dla wodnej chłodnicy powietrza chodnikowego wynosi 12 mm przy grubości ścianek 1 mm. Rurki powinny być spłaszczane do wymiaru 10,2 mm.

Chłodnica powietrza ma pracować w bezpośrednim rejonie wydobywania, będzie więc narażona na bardzo silne oddziaływanie zanieczyszczeń znajdujących się w atmosferze. Układ zraszania w konstrukcji chłodnicy chodnikowej ma za zadanie okresowe splukiwanie pyłu z powierzchni pakietów rurowych.

Firma EUROTECH proponuje opisane wyżej rozwiązanie chłodnic, jak również nowe oryginalne konstrukcje, które zostaną przedstawione w kolejnych publikacjach.

Celem dokonania prawidłowego doboru parametrów w trakcie projektowania układu przeprowadzono szereg obliczeń i analiz, a w szczególności wyznaczano straty ciśnienia przy przepływie wody i określono prognozowane zmiany temperatury wody.

3. Wyznaczenie strat ciśnienia przy przepływie wody w rurociągach transportowych

Prawidłowe funkcjonowanie górniczego urządzenia chłodniczego w znacznym stopniu zależy od odległości między agregatem chłodniczym a ścianową chłodnicą powietrza. Woda lodowa będzie transportowana z agregatu chłodniczego do ścianowej chłodnicy powietrza rurociągami. Przy przepływie wody w rurociągach występują straty ciśnienia, których wielkość zależy od średnicy i długości rurociągu.

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

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2} \quad (1)$$

gdzie:

- $\lambda [-]$ – współczynnik oporów liniowych,
- $\rho [\text{kg/m}^3]$ – gęstość wody
- $d [\text{m}]$ – średnica rury,
- $l [\text{m}]$ – długość rury,
- $w [\text{m/s}]$ – prędkość przepływu wody w rurze

Prędkość przepływu można uzależnić od średnicy rurociągu oraz strumienia objętości:

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

Równanie (10) przyjmuje postać:

$$\Delta p = \lambda \frac{8lp}{\pi^2 d^5} Q^2 \quad (3)$$

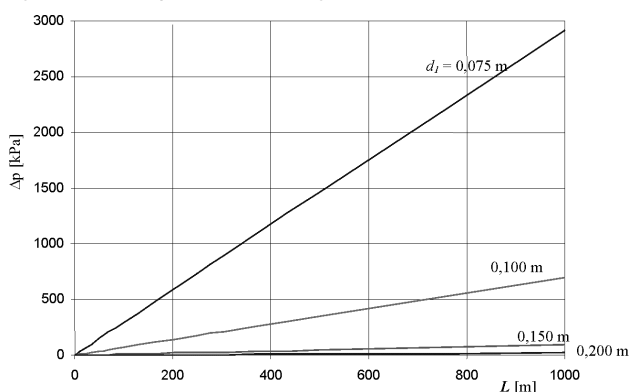
gdzie:

$Q [\text{m}^3/\text{s}]$ – strumień objętości wody

Korzystając z relacji określonych wyżej wyznaczono straty ciśnienia wody w rurociągu przesyłowym. Obliczenia przeprowadzono dla czterech różnych średnic rur. Założone średnice wewnętrzne rur wynoszą: 75, 100, 150 i 200 mm. Rozpiętość średnic oznacza również znaczną zmianę prędkości przepływu wody od 4,4 m/s do 0,62 m/s. Przyjęto do obliczeń strumień wody przepływający przez parownik agregatu chłodniczego, który wynosi $\dot{M}_w = 19,5 \text{ kg/s}$. Pozostałe parametry określające właściwości wody przyjęto dla wszystkich przypadków jednakowe. Założono, że gęstość wody wynosi $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$; lepkość dynamiczna wody $\eta_w = 0,001618 \text{ Pa s}$, średnia chropowatość rurociągu $k = 0,1 \text{ mm}$. Dla założonych wielkości określony został współczynnik oporów liniowych $\lambda = 0,0225$.

Największe straty ciśnienia występują dla średnicy 75 mm, na odcinku 1000 metrów strata ta wynosi blisko 3 MPa (2,92 MPa). Jest to naturalna konsekwencja dużej prędkości strumienia wody wynoszącej 4,41 m/s. Najmniejsze straty ciśnienia występują dla największej z analizowanych średnic. Zależność straty ciśnienia w

funkcji długości prostoliniowego rurociągu dla wybranych średnic pokazano na rysunku 3.



Rys. 4. Strata ciśnienia w prostoliniowych odcinkach rurociągu dla różnych średnic wewnętrznych rur i dla strumienia wody $\dot{M}_w = 19,5 \text{ kg/s}$

Zdecydowanie najmniejsze straty ciśnienia występują przy największych średnicach wewnętrznych rurociągów. Dla średnicy 150 i 200 mm nawet na długości 1000 metrów są praktycznie pomijalne. Strata ciśnienia ma decydujące znaczenie dla wartości mocy potrzebnej do napędu pomp wymuszających przepływ w rurociągu. Dla maksymalnej długości i średnicy 75 mm moc potrzebna do wymuszenia przepływu wody wynosi 57 kW ($P = \Delta p \cdot V$), dla średnicy 200 mm przy tej samej długości zapotrzebowanie na moc wynosi zaledwie 0,42 kW. Określone straty ciśnienia dotyczą tylko strat wynikających z oporów przepływu. Rzeczywiste zapotrzebowanie na energię do transportu wody od agregatu chłodniczego do chłodnicy ścianowej musi uwzględniać dodatkowo geometrię rurociągów transportowych (wysokości geodezyjne), prędkość strugi, jak również wartości ciśnienia wody za agregatem chłodniczym i na zasilaniu chłodnicy ścianowej.

W przeprowadzonych obliczeniach nie uwzględniono miejscowych strat ciśnienia wynikających ze zmiany kierunku przepływu, zainstalowania w rurociągach armatury kontrolno-pomiarowej i dodatkowego osprzętu. Dla rurociągów długich straty miejscowe w porównaniu do strat liniowych są zdecydowanie mniejsze tak, że można je pominąć lub uwzględnić w analizach zwiększając liniową stratę ciśnienia o kilka procent.

4. Zmiana temperatury wody w rurociągu transportowym

Przy przepływie wody w rurociągu między agregatem chłodniczym, a ścianową chłodnicą powietrza występuje przyrost temperatury wody lodowej. Jest wynikiem przenikania ciepła od otaczającego powietrza do wody w rurociągu transportowym. Wielkość zmiany temperatury zależy od temperatury otaczającego powietrza oraz warunków przepływu wody w rurociągu, które determinują współczynnik przejmowania ciepła po stronie wody.

Strumień ciepła przejęty przez wodę określa relacja:

$$\dot{Q}_w = \dot{M}_w c_w (t_2 - t_1) \quad (4)$$

gdzie:

$\dot{M}_w$ – strumień wody,

c_w – ciepło właściwe wody,

t_1 – temperatura za agregatem chłodniczym,

t_2 – temperatura wody przed chłodnicą ścianową.

Strumień ciepła doprowadzony do wody odpowiada strumieniowi ciepła przepływającego między otoczeniem a wodą:

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{o-w} \quad (5)$$

Strumień $\dot{Q}_{o-w}$ opisuje relacja:

$$\dot{Q}_{o-w} = A \cdot k \cdot \Delta T_m = k_l \cdot L \cdot \Delta T_m \quad (6)$$

gdzie:

A – powierzchnia wymiany ciepła,

L – długość rury,

k – współczynnik przenikania ciepła,

k_l – liniowy współczynnik przenikania ciepła,

ΔT_m – średnia logarytmiczna różnica temperatur.

Średnia logarytmiczna różnica temperatur jest określana ze wzoru:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (7)$$

gdzie:

$\Delta T_1 = t_o - t_1$ – różnica temperatur między otoczeniem a wodą za agregatem chłodniczym,

$\Delta T_2 = t_o - t_2$ – różnica temperatur między otoczeniem a wodą przed chłodnicą ścianową.

Przyjęto założenie, że temperatura otaczającego rurociąg powietrza jest stała i wynosi t_o . Wykorzystując relacje 4–6 wyznaczano temperaturę wody przed chłodnicą ścianową:

$$t_2 = t_o - \frac{t_o - t_1}{\exp\left(\frac{k_l L}{\dot{M}_w c_w}\right)} \quad (8)$$

Liniowy współczynnik przenikania ciepła wyznacza my z relacji:

$$\frac{1}{k_l} = \frac{1}{\pi d_1 \alpha_w} + \frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_o} \quad (9)$$

gdzie:

d_1, d_2 – wewnętrzna i zewnętrzna średnica rurociągu,

α_w – współczynnik przejmowania ciepła po stronie wody,

α_o – współczynnik przejmowania ciepła po stronie powietrza,

λ – współczynnik przewodzenia ciepła materiału rurociągu.

Współczynnik przejmowania ciepła po stronie wody jest określany na podstawie równania kryterialnego na liczbę Nusselta:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad \alpha_w = \frac{\lambda_w \cdot Nu}{d_1} \quad (10)$$

gdzie:

λ_w – współczynnik przewodzenia ciepła wody,

Re – liczba Reynoldsa,

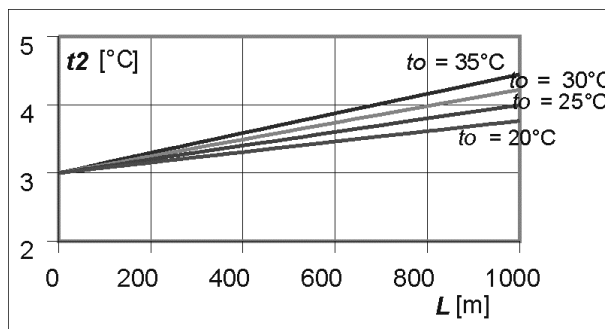
Pr – liczba Prandtla.

Temperatura wody chłodzącej przed chłodnicą ścianową została wyznaczona dla następujących założeń:

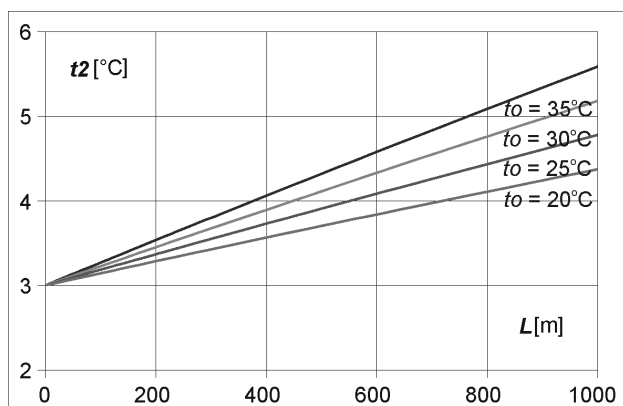
- temperatura otoczenia jest na całej długości rurociągu stała; przyjęto cztery wartości temperatury otoczenia $t_o = 35, 30, 25, \text{ i } 20^\circ\text{C}$;
- współczynnik przejmowania ciepła po stronie powietrza jest stały $\alpha_o = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- temperatura wody za agregatem chłodniczym $t_1 = 3^\circ\text{C}$;
- strumień wody jest stały $\dot{M}_w = 19,5 \text{ kg/s}$;
- średnica wewnętrzna rurociągu $d_1 = 50, (75), 100, 150 \text{ i } 200 \text{ mm}$,
- gęstość wody $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$;
- ciepło właściwe wody $c_w = 4180 \text{ J/kgK}$.

Wyniki symulacyjnych obliczeń temperatury wody przed chłodnicą ścianową przedstawiono w postaci wykresów w zależności od długości rurociągu. Dodatkowym parametrem była średnica wewnętrzna rurociągu lub temperatura otoczenia.

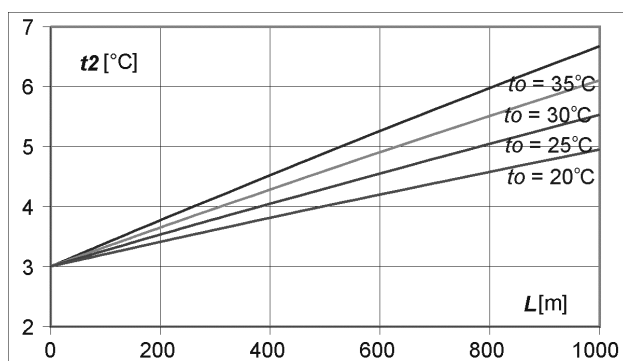
Na rysunkach 4–7 jest pokazany wpływ temperatury otoczenia na temperaturę wody przed chłodnicą ścianową w zależności od długości rurociągu dla określonej średnicy wewnętrznej. Większe przyrosty temperatury występują, co jest oczywiste, dla wyższej temperatury otoczenia. Istotne są wartości przyrostów temperatury wody chłodzącej. Przy temperaturze otoczenia 35°C i średnicy wewnętrznej rurociągu 200 mm przyrost temperatury na długości 1000 m wynosi $4,7 \text{ K}$. Temperatura wody wzrasta od 3°C do wartości $7,7^\circ\text{C}$ oznacza to, że jej zdolność do ochładzania powietrza znacznie się zmniejsza. Dla średnicy 50 mm przyrost temperatury wynosi tylko $1,4 \text{ K}$.



Rys.5. Zależność temperatury wody przed chłodnicą ścianową w funkcji długości rurociągu przy średnicy wewnętrznej $d_1 = 0,050 \text{ m}$

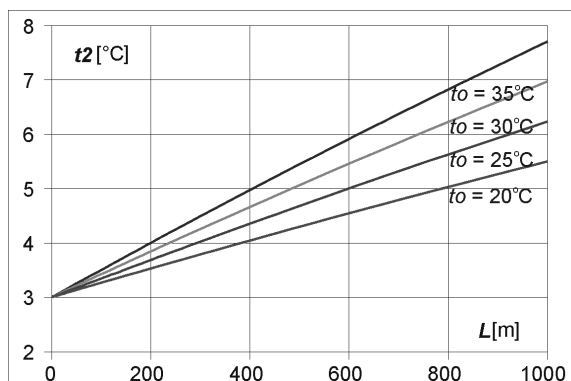


Rys.6. Zależność temperatury wody przed chłodnicą ścianną w funkcji długości rurociągu przy średnicy wewnętrznej $d_1 = 0,100$ m

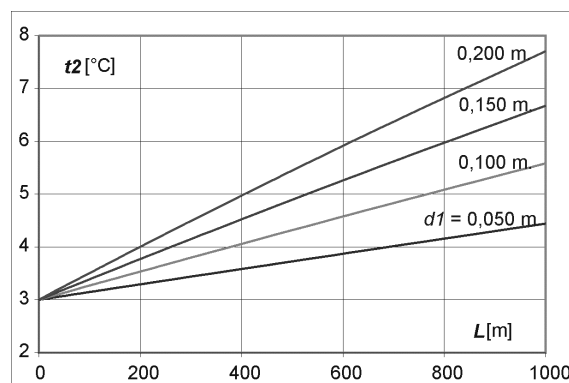


Rys.7. Zależność temperatury wody przed chłodnicą ścianną w funkcji długości rurociągu przy średnicy wewnętrznej $d_1 = 0,150$ m

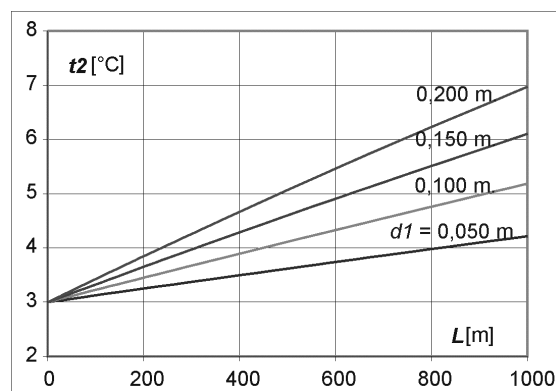
Rysunki 8-11 przedstawiają zależność końcowej temperatury wody dla różnych średnic rurociągu przy określonych temperaturach otoczenia. Kolejne rysunki pozwalają na określenie przyrostów temperatury przy różnych średnicach wewnętrznych rurociągu i założonej temperaturze otoczenia. Najmniejsze przyrosty temperatury występują dla mniejszych średnic rurociągów. Oznacza to, że z punktu widzenia przeznaczenia urządzenia chłodniczego do transportu wody chłodzącej powietrze między agregatem chłodniczym a chłodnicą ścianną powinny być stosowane rurociągi o mniejszych średnicach wewnętrznych.



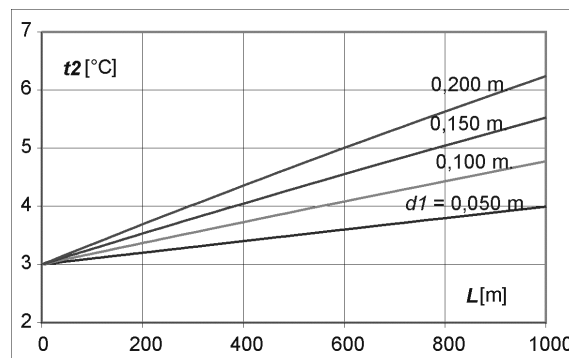
Rys.8. Zależność temperatury wody przed chłodnicą ścianną w funkcji długości rurociągu przy średnicy wewnętrznej $d_1 = 0,200$ m



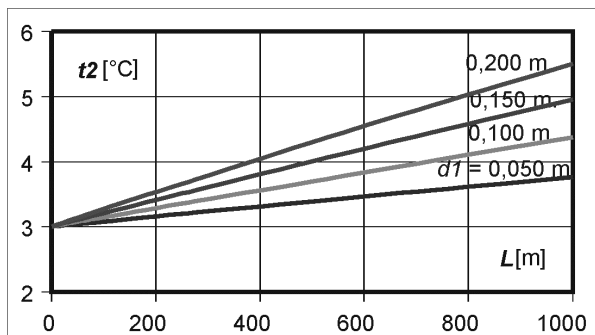
Rys.9. Zależność temperatury wody przed chłodnicą ścianną w funkcji długości rurociągu dla temperatury otoczenia $t_o = 35^\circ\text{C}$



Rys.10. Zależność temperatury wody przed chłodnicą ścianną w funkcji długości rurociągu dla temperatury otoczenia $t_o = 30^\circ\text{C}$



Rys.11. Zależność temperatury wody przed chłodnicą ścianną w funkcji długości rurociągu dla temperatury otoczenia $t_o = 25^\circ\text{C}$



Rys.12. Zależność temperatury wody przed chłodnicą ścianną w funkcji długości rurociągu dla temperatury otoczenia $t_o = 20^\circ\text{C}$

5. Podsumowanie i wnioski

Prawidłowe funkcjonowanie górniczego urządzenia chłodniczego zależy nie tylko od funkcjonowania poszczególnych wymienników ciepła, ale również od efektywności transportu mediów chłodzących między poszczególnymi elementami. W warunkach kopalni podziemnych media chłodnicze mogą być transportowane na znaczne odległości. W analizowanym górniczym urządzeniu chłodniczym dotyczy to wody chłodzącej powietrze w chłodnicy ścianowej. Woda jest schładzana od temperatury 16,5°C do temperatury 3°C w agregacie chłodniczym, a następnie rurociągiem przepływa do chłodnicy ścianowej, która jest zainstalowana w chodniku wydobywczym. Odległość między miejscem zainstalowania agregatu chłodniczego a chłodnicą ścianową może być znaczna. Efekt schładzania powietrza będzie tym większy im niższa będzie temperatura wody chłodzącej powietrze w chłodnicy ścianowej. Oznacza to, że przyrost temperatury między agregatem a chłodnicą ścianową powinien być jak najmniejszy.

Przeprowadzone obliczenia symulacyjne pokazują, że najmniejsze przyrosty temperatury występują dla mniejszych średnic rurociągu. Dla średnicy wewnętrznej 50 mm na długości 1000 m przyrost temperatury wynosi od 0,8 K przy temperaturze otoczenia 20°C do 1,4 K przy temperaturze 35°C. Dla tych samych warunków, ale przy średnicy wewnętrznej rurociągu 200 mm przyrosty temperatury wynoszą odpowiednio od 2,5 do 4,7 K.

Przy większych średnicach rurociągów transportujących wodę chłodzącą na znaczne odległości należy zastosować rury izolowane, które pozwolą na utrzymanie niskiej temperatury wody chłodzącej powietrze w chłodnicy ścianowej.

Ze względu na zmiany temperatury wody w rurociągu powinny być stosowane rury o małych średnicach. Takie rozwiązanie jest niekorzystne ze względu na straty ciśnienia przy przepływie wody między agregatem chłodniczym a chłodnicą ścianową (rys. 5). Przy średnicy wewnętrznej rurociągu 75 mm na długości 1000 metrów strata ciśnienia wynosi blisko 3 MPa, a dla średnicy 200 mm strata ta zmniejsza się do 21 kPa.

Straty ciśnienia określają zapotrzebowanie na energię konieczną do transportu medium chłodniczego. Potrzebna moc do przesylu 19,5 kg/s wody na odległość 1000 m zmienia się od 57 kW przy średnicy rurociągu 75 mm do zaledwie 0,42 kW przy średnicy rurociągu 200 mm.

Ze względu na przyrost temperatury wody w rurociągu transportowym najkorzystniejsze warunki występują przy małych średnicach wewnętrznych rurociągu, takie rozwiązanie oznacza najmniej korzystne warunki ze względu na straty ciśnienia przy przepływie. Kryterium minimalnego wzrostu temperatury jest kryterium przeciwnym do kryterium minimalnego spadku ciśnienia w rurociągu. Rozwiązanie optymalne znajduje się pomiędzy tymi dwoma stanami i o jego wartości decydować powinno kryterium minimalnych kosztów.

Przy bardzo długich rurociągach należy zastosować rurociągi izolowane o dużych średnicach. Izolacja zapewni minimalny wzrost temperatury wody między agregatem chłodniczym a chłodnicą ścianową, natomiast duża średnica zminimalizuje straty ciśnienia, co pozwoli na oszczędność energii potrzebnej do transportu wody.

Literatura

1. Łuska P., Nawrat S.: Klimatyzacja kopalń podziemnych – urządzenia chłodnicze. Biblioteka Szkoły Eksploatacji podziemnej. Kraków, 2002.
2. Mikoś M., Ptak J., Wojciechowski J., Wojciechowski M.: Hydrauliczne obliczenia sieci wodociągowej wspomagane programem komputerowym. Gospodarka Wodna 6/2005, 254-258.
3. Wiśniewski S., Wiśniewski T.: Wymiana ciepła. WNT, Warszawa 1994.
4. Mikoś M., Ptak J., Wojciechowski J., Wojciechowski M.: Model matematyczny sieci przeciwpożarowej kopalni podziemnej. Maszyny Górnicze 1/2005, 8-11.
5. Filek K., Holesz K., Nowak B., Roszkowski J.: Chłodzenie powietrza górniczą chłodnicą przeporną z kondensacją pary wodnej. Archives of Mining Sciences, vol. 44, z. I, 1999.
6. Szewczyk W., Wojciechowski J.: Wykłady z termodynamiki z przykładami zadań. Procesy termodynamiczne. Uczelniane Wydawnictwo Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 2007.
7. Szewczyk W., Wojciechowski J.: Uproszczony model matematyczny o parametrach skupionych przepływów ciepła w prasie wulkanizacyjnej. Mechanika, Tom 23, Zeszyt 3, Kraków 2004.

Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2008 r.

Recenzent: prof.dr hab.inż. Adam Klich

Przegląd dostępnych technik pomiaru oraz kontroli parametrów technologicznych procesu rozdziału zawiesin w przeróbce surowców mineralnych

Streszczenie

W pracy zamieszczono przegląd stosowanych metod pomiaru parametrów technologicznych procesu rozdziału wykorzystywanych do automatyzacji działania klasyfikatorów opadania swobodnego i pracujących przy wznoszącym się strumieniu wody oraz rodzaje stosowanych w nich czujników pomiarowych.

Summary

Review of used methods for taking measurements of technological parameters of separation process which were applied in automation of operation of free-sedimentation classifiers, which operate at leveraging water stream as well as types of sensors were presented.

1. Wprowadzenie

W klasyfikatorach hydraulicznych podczas prowadzenia procesu rozdziału ziaren w sposób ciągły faza stała jest stale doprowadzana i odprowadzana z urządzenia. Dla uzyskania wysokiej skuteczności rozdziału ziaren według wymiaru lub gęstości wymagane jest zapewnienie odpowiednich powtarzalnych warunków przez utrzymywanie na zadanej wartości określonych parametrów procesu. Podczas procesu technologicznego polegającego na oddziaływaniu strumienia wody na drobnoziarnisty materiał istotne znaczenie ma prędkość przepływu cieczy oraz pozorna gęstość warstw w klasyfikatorze. Dobierając odpowiednie wymiary ziaren i właściwą prędkość cieczy można otrzymać różne stężenia ciała stałego w układzie.

W artykule zamieszczono przegląd stosowanych metod pomiaru parametrów technologicznych procesu rozdziału wykorzystywanych do automatyzacji działania klasyfikatorów opadania swobodnego i pracujących przy wznoszącym się strumieniu wody oraz rodzaje stosowanych w nich czujników pomiarowych.

2. Metody klasyfikacji hydraulicznej

Klasyfikacja hydrauliczna w strumieniu wody umożliwia przeprowadzenie rozdziału ziaren według różnic wymiarowych i gęstościowych (masowych). Klasyfikacja hydrauliczna wymiarowa jest odpowiednikiem przesiewania mechanicznego, natomiast klasyfikacja hydrauliczna gęstościowa odpowiada procesowi wzbogacania.

Hydrauliczna klasyfikacja ziaren jest jedną z podstawowych operacji technologicznych w procesie prze-

róbki surowców mineralnych. Stanowi ona przedłużenie klasyfikacji ziarnowej na sitach i obejmuje zakres od kilku mikrometrów do około 2 mm. W tym przedziale ziarnowym przesiewanie na sitach jest nieefektywne lub wręcz niemożliwe ze względu na zalepianie się oczek sit, mimo stosowania natrysków wodnych i innych rozwiązań czyszczących sita. Dlatego też w wymienionym przedziale uziarnienia znajduje zastosowanie klasyfikacja hydrauliczna. W przypadku konieczności oddzielenia od piasku zanieczyszczeń o gęstości mniejszej od $1,8 \text{ g/cm}^3$ (maksymalna gęstość wodnej zawiesiny piaskowej) klasyfikacja hydrauliczna jest ekonomicznie korzystniejsza od wzbogacania mechanicznego w osadzarkach pulsacyjnych lub w cieczach ciężkich. Wykorzystuje się w niej siłę ciężkości (grawitację) cząstki ciała i opór ośrodka – najczęściej wody.

W procesie klasyfikacji wymiarowej (przesiewanie, klasyfikacja hydrauliczna) skalę klasyfikacji określa stosunek wymiaru ziaren największych do najmniejszych w danej klasie ziarnowej. W przypadku klasyfikacji hydraulicznej gęstościowej skalę klasyfikacji określa stosunek równoczesności opadania ziaren różniących się pomiędzy sobą wymiarami i gęstością – miernikiem jest współczynnik równopadania. Ziarna różniące się pomiędzy sobą gęstością, będą opadać z jednakową prędkością wówczas, gdy będzie zachowany odpowiedni stosunek pomiędzy ich średnicami.

3. Pomiar parametrów regulacyjnych

Klasyfikatory hydrauliczne dzieli się na dwie zasadnicze grupy:

- klasyfikatory opadania swobodnego, które z kolei dzielą się na: korytowe, stożkowe, mechaniczne,

- klasyfikatory pracujące przy wznoszącym się strumieniu wody.

3.1. Klasyfikatory opadania swobodnego

W klasyfikatorach hydraulicznych opadania swobodnego, w których rozdział ziaren następuje w poziomym strumieniu wody dla zapewnienia ciągłości procesu separacji stosowane są automatyczne regulatory sterujące układami odprowadzania produktów.

W zależności od rozwiązań konstrukcyjnych urządzenia klasyfikującego do sterowania procesem wykorzystywany jest pomiar gęstości osadu w dolnej części koryta roboczego lub pomiar ciśnienia w przewodzie zasilającym doprowadzającym hydraulicznie nadawę do klasyfikatora.

W klasyfikatorach opadowych nadaw piaskowych proces klasyfikacji wymiarowej piasku realizowany jest w korycie roboczym o jednakowej szerokości. Zróżnicowanie wymiaru ziaren osadzonych na jego długości, które stopniowo maleją w kierunku przelewu umożliwia poprzez odpowiedni układ wylewowych zaworów odbiorczych, zabudowanych w dnie koryta, uzyskiwanie w najbardziej rozbudowanych urządzeniach czterech produktów piaskowych. Działanie zaworów wylewowych odbywa się w sposób automatyczny przy wykorzystaniu programowalnego sterownika oraz sygnałów przesyłanych z sygnalizatorów poziomu osadu. Są one umiejscowione na długości koryta w pobliżu zaworów wylewowych. Ich ilość jest zależna od liczby szeregów zaworów wylewowych w korycie roboczym oraz od jego szerokości. Klasyfikatory czteroproduktowe posiadają zdwojoną liczbę sygnalizatorów. Do pomiaru poziomu osadu w korycie roboczym wykorzystywane są łopatkowe sygnalizatory poziomu (czujnik rotacyjny) wykorzystywane przeważnie do sygnalizacji poziomu materiałów sypkich w zbiornikach i silosach.

Napędzane przez silnik elektryczny łopatki sygnalizatora są wyhamowywane przez narastający poziom osadu, co powoduje przełączenie wbudowanych przełączników. W momencie całkowitego zatrzymania łopatek układ elektroniczny odcina zasilanie silnika uniemożliwiając jego uszkodzenie. W przypadku, gdy poziom osadu się obniży i łopatki zostaną odsłonięte, silnik powraca do normalnego stanu i łopatki zaczynają się obracać. Zmiana wymiarów łopatek pozwala na dostosowanie sygnalizatora do gęstości mierzonego materiału. Sygnalizatory łopatkowe poziomu montowane są od góry koryta roboczego, a końcówki łopatek połączone są poprzez pierścień. Sposób mocowania łopatek do wałka łączącego je z głowicą umożliwia zmiany poziomu ich położenia, a tym samym poziomu osadu w korycie klasyfikatora.

Przykładem automatycznego sterowania pracą klasyfikatora hydraulicznego w oparciu o mechaniczne

sprzężenie czujnika pływakowego z zaworem wylewowym jest rozwiązanie zastosowane w dwuproduktowym klasyfikatorze stożkowym.

Nadawę do klasyfikatora podaje się z góry przez centralnie umieszczoną rurę zasilającą. Rura zasilająca osłonięta jest walcowo-stożkowym płaszczem stanowiącym z pływakiem pierścieniowym urządzenie regulujące samoczynny odbiór osadzonego w stożku materiału (piasku) gruboziarnistego. Woda wraz z materiałem nadawy wprowadzona do rury zasilającej przepływa poniżej dolnej krawędzi wyżej wymienionego płaszcza, podnosi się ku górze do krawędzi przelewowej i odpływa przelewem z klasyfikatora. W czasie przepływu wytrącają się ziarna, które opadają na dno stożka. Osadzony materiał stopniowo wypełnia stożek, podnosząc swój poziom w pobliżu płaszcza otaczającego pływaka. W momencie zmniejszenia przekroju przepływu wody doprowadzanej do stożka, na skutek podniesienia poziomu osadu następuje spiętrzenie wody pomiędzy rurą zasilającą a płaszczem, a tym samym zmiana położenia pływaka. Dzięki mechanicznemu sprzężeniu, poprzez układ dźwigni pływaka z wylewowym zaworem kulowym podniesienie poziomu wody w urządzeniu regulującym umożliwia odprowadzenie osadzonego w stożku materiału. Po opadnięciu pływaka następuje zamknięcie zaworu wylewowego. Wielkość ziarna podziałowego regulowana jest przez zmianę obciążnika pływaka lub ustawienie pierścieni przelotowych o różnej średnicy.

3.2. Klasyfikatory pracujące przy wznoszącym się strumieniu wody

W urządzeniach klasyfikujących pracujących przy wznoszącym się strumieniu wody do sterowania procesem rozdziału wykorzystywany jest pomiar gęstości łoża zawieszonego, zagęszczenia sedymentującej zawiesiny w dolnej części komory roboczej oraz poziomu górnej warstwy łoża. Umożliwia on automatyczną regulację odbioru produktów poprzez zawory wylewowe.

W klasyfikatorach z podawaniem nadawy od góry (przeciwprądowych) proces rozdziału ziaren według rozmiaru lub gęstości następuje we wznoszącym się pionowo strumieniu wody dostarczanej do dolnej części urządzenia. Układy zasilania wodą wyposażone w przepływomierze i zawory regulacyjne zapewniają wyrównanie prędkości wznoszenia strumienia w całym przekroju klasyfikatora dla uzyskania odpowiedniej dokładności rozdziału. Istnieje wiele rozwiązań konstrukcyjnych, których celem jest maksymalne wyrównanie prędkości unoszenia we wszystkich punktach przekroju komory klasyfikacyjnej. Dla równomiernej dystrybucji wody dolnej stosuje się (równoległe lub współosiowe) układy rurowe z dyszami wypływowymi skierowanymi w dół lub poziome płyty z otworami wypływowymi

skierowanymi ku górze, w których również umiejscowione są otwory odprowadzające materiał do dolnych zaworów wylewowych produktu gruboziarnistego. Niezależnie od sposobu wprowadzenia wody dolnej sterowanie przebiegiem rozdziału przebiega w oparciu o pomiar gęstości łoża zawieszonego w warstwie rozdzielczej położonej powyżej układu zasilania komory roboczej wodą dolną. Do pomiaru gęstości łoża wykorzystywane są elektroniczne mierniki ciśnienia zabudowywane w bocznej ścianie klasyfikatora lub we wnętrzu jego komory roboczej. Przy znanej (regulowanej) prędkości przepływu strumienia wznoszącego wody i stałej wysokości słupa wody pomiędzy poziomem umieszczenia czujnika ciśnienia, a poziomem lustra wody w klasyfikatorze zmiany zagęszczenia ziaren w łożu zawiesinowym wpływają na wartość ciśnienia w komorze roboczej. Wraz ze wzrostem zagęszczenia zawiesiny zwiększa się ciśnienie w łożu. Powyższa zależność umożliwia zastosowanie pomiaru ciśnienia do sterowania pracą klasyfikatora w oparciu o stabilizację wyżej wymienionego parametru na zadanej wartości. W trakcie procesu rozdziału wymiarowego lub gęstościowego ziaren, utrzymywanie stabilnych warunków technologicznych jest realizowane przez automatyczną regulację ilości materiału odprowadzanego przez dolne wylewy, którą zapewnia układ składający się z przetwornika ciśnienia, programowalnego sterownika, zaworu wylewowego z napędem oraz regulatora dopływu wody dolnej z przepływomierzem. Jeden z producentów klasyfikatorów opracował układ regulacyjny, w którym do pomiaru gęstości łoża zawieszonego wykorzystano dwa czujniki ciśnienia zabudowane na różnych poziomach komory roboczej klasyfikatora. W tym rozwiązaniu stabilizowanym parametrem procesu rozdziału jest różnica ciśnień pomiędzy dolnym, a górnym poziomem warstwy rozdzielczej łoża zawiesinowego odczytywana przez elektroniczny przetwornik różnicy ciśnień. Zwiększenie wysokości warstwy rozdzielczej kontrolowanego przez układ sterowania ma korzystny wpływ na sprawność procesu klasyfikacji hydraulicznej, zwłaszcza w przypadku występowania zmian w składzie granulometrycznym nadawy, które mają wpływ na gęstość łoża zawiesinowego w komorze roboczej. Przedstawiona metoda umożliwia dokładniejszą kontrolę procesu rozdziału niż oparta o pomiar gęstości warstwy na jednym poziomie.

Podczas procesu oczyszczania drobnego kruszywa z zanieczyszczeń o gęstości $< 1,8 \text{ g/cm}^3$ w klasyfikatorach hydraulicznych istotny jest pomiar wysokości łoża zawiesinowego. Jego poziom znajduje się poniżej krawędzi przelewu służącego do odprowadzania zanieczyszczeń wraz z większością wody procesowej, co ogranicza ilość strat substancji mineralnej.

Klasyfikatory do oczyszczania nadaw piaskowych o uziarnieniu 1(2)–0 mm posiadają budowę jedno-

komorową natomiast dla zakresu 2(4)–0 mm stosowane są urządzenia dwukomorowe, w których pierwsza komora służy do oczyszczania i odprowadzania ziaren większych od 0,5(1) mm. Konstrukcja klasyfikatorów jednokomorowych dla separacji zanieczyszczeń nie odbiega od rozwiązań stosowanych podczas klasyfikacji wymiarowej ziaren. W niektórych zastosowaniach dla stabilizacji wysokości łoża zawiesinowego w komorze roboczej wykorzystywany jest dodatkowo, oprócz pomiaru w niej ciśnienia, pomiar granicy faz przy użyciu sygnalizatorów lub wskaźników pojemnościowych reagujących na zmiany względnej stałej dielektrycznej ϵ_r materiału. W klasyfikatorach dwukomorowych proces hydraulicznego rozdziału materiału przebiega dwustopniowo, w dwóch posobnych komorach roboczych. W komorze pierwszej, gdzie zarówno niezagęszczona nadawa jak i woda wznosząca podawana jest od dołu, klasyfikacja hydrauliczna przebiega współprądowo, natomiast w drugiej, gdzie poprzez przelew materiał wprowadzany jest od góry, a woda wznosząca od dołu, klasyfikacja odbywa się przeciuprądowo.

Proces rozdziału w obydwu komorach jest automatycznie regulowany w oparciu o pomiar w nich gęstości na wyznaczonym poziomie, który jest możliwy zarówno przy wykorzystaniu przetworników ciśnienia, jak i przetworników pojemnościowych.

Stosowane w tego typu urządzeniach stosunkowo niskiej wysokości łoża zawiesinowego w drugiej komorze (w klasyfikatorach jednokomorowych jest ona prawie dwa razy wyższa) przybliża przebieg procesu do tego, który zachodzi w klasyfikatorach opadania swobodnego, gdzie w dolnej części komory gęstość osadu osiąga największą możliwą wartość. W związku z powyższym często wykorzystywanym dla kontroli procesu rozwiązaniem jest użycie łopatkowego sygnalizatora poziomu.

W urządzeniach starszego typu (jednokomorowy klasyfikator przeciuprądowy) do automatycznego sterowania procesem rozdziału wykorzystywano pływak. Pływak (dzwon) umieszczony we wnętrzu komory roboczej reaguje na zmiany gęstości zawiesiny podnosząc się wraz z jej wzrostem i opadając równocześnie ze zmniejszeniem się gęstości. Wraz z osiągnięciem jednego z dwóch zadanych poziomów (sygnalizujących maksymalną i minimalną dopuszczalną gęstość zawiesiny) następuje odprowadzenie przez dolny wylew produktu gruboziarnistego. Impulsy elektryczne z dwóch czujników położenia pływaka przekazywane są naprzemiennie do sterownika uruchamiającego urządzenie rozładunkowe. Pływak oprócz sygnalizowania zmian gęstości w łożu służy do regulacji przekroju komory roboczej i tym samym granicy podziałowej klasyfikatora.

4. Podsumowanie

Przeprowadzony przegląd metod pomiaru gęstości zawieszin wykorzystywanych do automatycznej kontroli procesu rozdziału nadaw drobnoziarnistych według rozmiaru i gęstości ziaren w klasyfikatorach hydraulicznych wykazał zależność pomiędzy rodzajem stosowanego czujnika, a gęstością pozorną mierzonej warstwy.

- Jeżeli proces technologiczny rozdziału wymaga utworzenia w dolnej części komory roboczej warstwy osadu lub zawiesiny o dużej gęstości pozornej, to do kontroli zagęszczonej mieszaniny ziaren i wody na zadanym poziomie komory klasyfikatora wykorzystywane są obrotowe łopatkowe sygnalizatory poziomu. W urządzeniach pomiarowych tego rodzaju punkt sygnalizacji jest zależny od ustawienia pozycji łopatki na wałku oraz od poziomu warstwy o zadanej gęstości. Czulość sygnalizatora jest ustawiona przez dobór ilości łopatek i ich powierzchni. Sygnalizatory łopatkowe poziomu stosowane są w klasyfikatorach opadowych oraz w komorze zawieszinowej (fluidalnej) dwustopniowego wzbogacalnika do oczyszczania niezagęszczonych nadaw piaskowych.
- Automatyczna kontrola procesu technologicznego przeprowadzanego w warunkach upłynnienia fazy stałej pod wpływem przepływającego od dołu strumienia wody i dającego na określonym poziomie komory roboczej klasyfikatora zawieszinowe łóżce ziaren o założonym wymiarze lub gęstości, oparta jest o pomiar ciśnienia. Do stabilizacji gęstości pozornej łóża zawieszonego przez wykorzystanie pomiaru ciśnienia do regulacji procesu rozdziału stosowane są przetworniki ciśnienia przeznaczone do pomiaru ciśnienia cieczy lub różnicy ciśnień cieczy. Umożliwiają one w sposób ciągły kontrolowanie ciśnienia, jakie wywiera wznoszący strumień wody na zawarte w łóżu ziarna. Stosowany jest zarówno pomiar ciśnienia na jednym poziomie komory roboczej, jak i na dwóch. Wówczas parametrem kontrolowanym – stabilizowanym – jest różnica ciśnienia pomiędzy dwoma granicznymi poziomami łóża. Element pomiarowy (czujnik) przetwornika oddzielany jest od medium przez membranę separacyjną i ciecz manometryczną. Nastawy ciśnienia umożliwia konsola operatorska programowalnego sterownika służącego do automatycznej regulacji procesu rozdziału.

Przetworniki ciśnienia do kontroli wyżej wymienionego procesu stosowane są w większości klasyfikatorów z łóżem zawieszinowym.

- Podczas klasyfikacji hydraulicznej przeprowadzanej w celu oczyszczania nadaw drobnoziarnistych, przy wykorzystaniu łóża zawieszinowego (fluidalnego) automatyczna kontrola procesu rozdziału polega na sterowaniu układami regulacji wysokości łóża w komorze roboczej klasyfikatora. Do pomiaru wysokości łóża zawieszinowego wykorzystywane są czujniki, których sondy umożliwiają wykazywanie granicy pomiędzy wodą, a mieszaniną ziaren i wody w górnej warstwie łóża. Do pomiaru granicy faz stosowane są pojemnościowe sygnalizatory lub wskaźniki poziomu potrafiące wykryć różnicę w pojemności elektrycznej obu faz (względnej stałej dielektrycznej ϵ_r). Wskaźnik poziomu w odróżnieniu od sygnalizatorów poziomu, rozpoznających przekroczenie tylko jednego poziomu, umożliwia dokładny pomiar poziomu na całej długości elektrody i przetwarzanie na sygnał np. 4–20 mA.
- W obecnie produkowanych klasyfikatorach hydraulicznych nadaw drobnoziarnistych nie jest wykorzystywana pływakowa metoda pomiaru gęstości zawiesziny, którą stosowano do regulacji działania urządzeń starszego typu

Literatura

1. Blaschke S.: Przeróbka mechaniczna kopalin. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1987
2. Grzelak E.: Urządzenia do hydraulicznej klasyfikacji kruszyw i klarowania wody. Instytut Mechanizacji Budownictwa i Górnictwa Skalnego, Warszawa 1994
3. www.allmineral.com
4. www.eagleironworks.com
5. www.greystoneinc.com
6. www.linatex.com
7. www.mclanahan.com
8. www.schauenburg-aka.com

*Artykuł wpłynął do redakcji we wrześniu 2008 r.
Recenzent: prof. dr hab.inż. Aleksander Lutyński*