

Robert Król

Metody badań i doboru elementów przenośnika taśmowego z uwzględnieniem losowo zmiennej strugi urobku



Robert Król

**Metody badań i doboru elementów
przenośnika taśmowego
z uwzględnieniem losowo
zmiennej strugi urobku**



Wydział Geoinżynierii, Górnictwa i Geologii
Politechniki Wrocławskiej
Wrocław 2013

189875



374006 | 5

Recenzenci

Monika HARDYGÓRA

Kazimierz FURMANIK

Opracowanie redakcyjne, korekta i projekt okładki

Marek J. BATTEK

Zdjęcie na okładce

Lech GŁADYSIEWICZ

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część niniejszej książki, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy i właściciela praw autorskich.

© Copyright by Wydział Geoinżynierii, Górnictwa i Geologii
Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013

WYDZIAŁ GEOINŻYNIERII, GÓRNICTWA I GEOLOGII
POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

<http://www.wggg.pwr.wroc.pl>

e-mail: wggg@pwr.wroc.pl

ISBN 978-83-937788-1-2

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej.

2249

2014/0308/Z

Spis treści

Wprowadzenie.....	5
1. Identyfikacja losowo zmiennej strugi urobku.....	9
1.1. Wprowadzenie	9
1.2. Modelowanie rozkładu wydajności przenośników taśmowych	13
1.3. Badania rozkładów zmienności strugi urobku w górnictwie odkrywkowym.....	15
1.3.1 Analiza rozkładu wydajności przenośnika nakładowego o szerokości taśmy 2250 mm.....	17
1.3.2 Analiza wydajności nakładowego przenośnika zbiorczego o szerokości taśmy 1800 mm.....	20
1.4. Charakterystyka zmiennych warunków eksploatacyjnych w kopalni podziemnej	24
1.5. Badania rozkładów zmienności strugi urobku w kopalni podziemnej	26
1.5.1 Analiza wydajności chwilowej wybranych przenośników taśmowych	27
2. Opory ruchu przenośnika taśmowego w warunkach zmiennej strugi urobku.....	31
2.1. Wprowadzenie	31
2.2. Opory obracania krążników – zagadnienia wybrane.....	33
2.2.1. Badania oporu obracania krążnika pod obciążeniem.....	34
2.2.2. Wyniki pomiarów laboratoryjnych	38
2.3. Eksploatacyjne badania obciążeń krążników nośnych.....	42
2.3.1. Wyniki pomiarów obciążeń krążników	46
2.4. Laboratoryjne badania oporów toczenia taśmy.....	50
2.5. Badania oporów głównych na pojedynczym zestawie krążnikowym	56
2.5.1. Metodyka i obiekt badań.....	56
2.5.2. Wyniki badań z uwzględnieniem wielkości rozstawu krążnikowego	60
2.5.3. Wyniki badań dla różnych typów taśmy przenośnikowej.....	61
3. Ocena wpływu taśmy na energochłonność napędu przenośnika taśmowego.....	69
3.1. Kryteria oceny efektywności energetycznej taśm przenośnikowych	69
3.2. Wyznaczenie jednostkowego zużycia energii z uwzględnieniem rodzaju konstrukcji taśmy przenośnikowej	71
4. Badania trwałości krążników	77
4.1. Metoda analityczna – wybrane przykłady.....	78

4.2. Metoda doświadczalna	86
5. Dobór rozstawu zestawu krążnikowego z uwzględnieniem losowo zmiennej strugi urobku	95
5.1. Kryteria wyboru optymalnego rozstawu górnych zestawów krążnikowych	96
5.2. Narzędzia informatycznego wspomaganie działań optymalizacyjnych	96
5.3. Badania symulacyjne wielkości rozstawu zestawów krążnikowych	97
5.3.1. Wyniki badań dla przenośników stosowanych w kopalni odkrywkowej	97
5.3.2. Wyniki badań dla przenośników stosowanych w kopalni podziemnej	106
6. Projektowanie krążników z uwzględnieniem obciążeń roboczych	111
6.1. Wprowadzenie	111
6.2. Optymalizacja parametrów geometrycznych i materiałowych krążnika	113
6.2.1 Analiza kształtu piasty	115
6.2.2. Ocena własności wytrzymałościowych i sztywności krążnika w zależności od zmian grubości płaszcza	118
6.3. Określenie wymogów technologicznych	123
6.3.1. Mocowanie piasty	124
6.3.2. Osadzanie łożysk tocznych	125
6.3.3. Wykonanie osi krążnika	127
7. Podsumowanie i kierunki dalszych badań	133
Bibliografia	139

Wprowadzenie

W ostatnich dziesięcioleciach obserwujemy postęp nauki na całym świecie. Rozwój ten nie ominął także górnictwa. Nowe koncepcje, połączone z ogromnym doświadczeniem, pozwalają na projektowanie kopalń charakteryzujących się dużą koncentracją wydobycia. Ewolucji uległy również kopalniane systemy maszynowe. W maszynach górniczych z powodzeniem stosuje się nowe technologie oraz zaawansowane układy elektroniczne, dzięki którym poprawia się niezawodność oraz wydajność tych maszyn. Uzyskujemy także możliwość bezpiecznej i opłacalnej eksploatacji złóż, zalegających w coraz trudniejszych warunkach geologicznych i górniczych.

System transportowy jako nieodzowny element każdego systemu maszynowego również musiał zostać dostosowany do zachodzących zmian. Powszechnie stosowanym środkiem transportu w polskim górnictwie są przenośniki taśmowe, które dzięki swym zaletom w większości dziedzin przemysłowych wyparły uprzednio stosowany transport cykliczny. Aktualnie w Polsce eksploatowanych jest ponad 1100 km przenośników taśmowych, z czego 260 km w kopalniach węgla brunatnego, a ok. 730 km w kopalniach podziemnych (rud miedzi i węgla kamiennego). Należy także doliczyć transport taśmowy w kopalniach surowców skalnych, tj. piaskowniach, żwirowniach, kamieniołomach, jak również w innych gałęziach przemysłu (cementownie, elektrownie, porty i place przeładunkowe). Coraz dłuższe drogi transportowe oraz zróżnicowane zastosowania sprawiają, że elementy składowe przenośników taśmowych powinny być projektowane, wykonane i eksploatowane z najwyższą dbałością. Wymuszone przez pojedyncze ogniwa transportu taśmowego przerwy czy ograniczenia w przemieszczaniu strumienia transportowanych mas wpływają bezpośrednio na zmniejszenie efektywności całego układu technologicznego [88, 95]. Z tego względu już na etapie projektowania przenośników taśmowych podejmowane są próby optymalizacji ukierunkowane przede wszystkim na zmniejszenie zużycia energii, co uzyskuje się poprzez obniżenie oporów głównych przenośnika [2, 3, 64, 72]. Skuteczność tych działań zależy przede wszystkim od stopnia rozpoznania wpływu losowo zmiennych

obciążeń eksploatacyjnych oraz określenia wpływu istotnych czynników konstrukcyjnych na generowane opory ruchu przenośnika taśmowego.

Największych oszczędności w zużyciu energii można oczekiwać w racjonalnym doborze taśmy i krążników, a w niektórych przypadkach w niekonwencjonalnych rozwiązaniach trasy, napędów urządzeń napinających i przesypowych [58–60]. Nie bez znaczenia jest wpływ wielu parametrów konstrukcyjnych przenośnika, np. rozstawu podpór krążników górnych na opory ruchu przenośnika taśmowego i koszty eksploatacyjne [56, 57]. Równie ważne jest odpowiednie wymiarowanie napędów przenośników na podstawie obciążeń pochodzących od rzeczywistej strugi urobku [61, 65]. W kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego można prowadzić analizy wpływu strugi urobku na pracę napędu głównego na podstawie danych wejściowych pochodzących z urządzeń rejestrujących wydajności chwilowe koparek wielonaczyniowych. Ma to znaczenie zwłaszcza w przypadku przenośników długich, ponieważ przy długości trasy wynoszącej ponad 800 m współczynnik wypełnienia urobkiem ciągu górnego wyraźnie spada poniżej jedności [66, 87, 90, 127]. Można zatem przyjąć, że skuteczność działań optymalizacyjnych i modernizacyjnych w decydującym stopniu zależy od dokładności opisu strugi urobku na przenośniku.

W pracy przedstawiono zarówno metody pomiarowe identyfikujące losową zmienność obciążenia trasy przenośnika taśmowego, jak i praktyczny aspekt zastosowania wyników realizowanych prac eksperymentalnych. Uzyskane na przestrzeni ostatnich lat wyniki pomiarów eksploatacyjnych stały się podstawą do dokonywania prawidłowych wyborów rozwiązań konstrukcyjnych, optymalizowanych w aspekcie przyjmowanych kryteriów wytrzymałościowych i eksploatacyjnych. Potwierdzono ich przydatność do oceny energochłonności różnych typów taśm, szacowania poziomu trwałości krążników oraz określania kierunków działań modernizacyjnych.

*

Monografia, którą oddaję w ręce czytelnika jest rezultatem wieloletnich badań parametrów pracy podzespołów przenośników taśmowych, prowadzonych w Zakładzie Systemów Maszynowych Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Z tego względu pragnę serdecznie podziękować Pracownikom Zakładu Systemów Maszynowych za współpracę i okazaną pomoc w realizacji moich zamierzeń badawczych i udostępnienie wyników eksperymentów.

Szczególne wyrazy wdzięczności kieruję do kierownika Zakładu – mojego Mistrza Profesora Lecha Gładysiewicza, za cenne sugestie i opinie, niezwykle owocną współpracę, która w znacznym stopniu ukształtowały mój rozwój naukowy oraz za cierpliwą mobilizację do pracy nad niniejszą monografią.

Pragnę serdecznie podziękować Pani Profesor Monice Hardygórze, kierującej Laboratorium Transportu Taśmowego za umożliwienie prowadzenia w nim specjalistycznych badań, które wzbogaciły mój warsztat naukowy oraz za życzliwe i motywujące do dalszych działań zainteresowanie osiąganymi przeze mnie wynikami.

Wyrazy podziękowania składam Dziekanowi Wydziału Geoinżynierii, Górnictwa i Geologii, Profesorowi Wojciechowi Ciężkowskiemu za pozytywny doping oraz okaza-

ne wsparcie, nie ograniczające się jedynie do sfinansowania wydania monografii. Również wiele pomocy uzyskałem od Dyrekcji i pracowników administracji Instytutu Górnictwa, za którą dziękuję.

Gorące podziękowania kieruję do wszystkich kolegów z Zakładu Systemów Maszynowych, z którymi wspólnie prowadziłem badania i którzy służyli mi swoją wiedzą i doświadczeniem naukowym, w szczególności pragnę wyróżnić dr. inż. Witolda Kawalca oraz dr. hab. inż. Radosława Zimroza.

Duża część prezentowanych w pracy wyników stanowi efekt współpracy z głównymi ośrodkami polskiego przemysłu górniczego. Z tego tytułu kieruję podziękowania do Dyrekcji i pracowników Polskiej Grupy Energetycznej Górnictwo i Energetyka Konwencjonalna S.A. Oddział Kopalnia Węgla Brunatnego Bełchatów S.A. oraz PAK Kopalnia Węgla Brunatnego Konin S.A. za sfinansowanie i umożliwienie przeprowadzenia licznych prac badawczych zmierzających do optymalizacji rozwiązań technicznych przenośników taśmowych, których wyniki mogłem zamieścić w niniejszym opracowaniu. Słowa podziękowania składam również pracownikom pionu energomaszynowego kopalni KGHM Polska Miedź S.A. Pragnę tu wyróżnić mgr. inż. Romana Sawickiego, mgr. inż. Zbigniewa Laskę oraz mgr. inż. Andrzeja Rożka, z którymi wymiana doświadczeń w zakresie eksploatacji ciągłych systemów transportowych niejednokrotnie pomogła mi wybrać kluczowe kierunki prac badawczych. Adresatem szczególnych podziękowań jest inż. Józef Król, pracownik kopalni Polkowice-Sieroszowice, ale przede wszystkim mój Ojciec, którego praca zainspirowała mnie do podjęcia studiów technicznych, a później wiedza i doświadczenie zawodowe nauczyły racjonalnego spojrzenia na konieczność kompleksowego rozumienia i rozwiązywania podstawowych problemów eksploatacyjnych.

Osobne podziękowania adresuje do producentów elementów przenośników taśmowych z którymi miałem zaszczyt współpracować, a efekty tej współpracy mogłem zamieścić w niniejszym opracowaniu. Są tu przedstawiciele firm produkujących taśmy przenośnikowe (Sempertrans Sp. z o.o., FTT Wolbrom S.A.) oraz krążniki (SAG Sp. z o.o., Artur Küpper GmbH & Co AG, GASKET Sp. z o.o., ZPTS Milanówek S.A.).

Pragnę również podziękować pracownikom Katedry Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie, zwłaszcza dr. hab. inż. Kazimierzowi Furmanikowi, prof. AGH, oraz dr. inż. Piotrowi Kulinowskiemu za szereg cennych komentarzy i wskazówek w mojej dotychczasowej pracy naukowej.

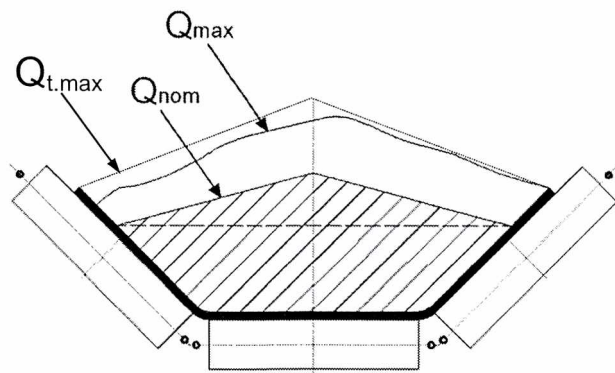
Wyrazy głębokiej wdzięczności kieruję do życzliwych i wnikliwych recenzentów niniejszej monografii, którymi byli: Profesor Monika Hardygóra oraz Profesor Kazimierz Furmanik. Wysoko cenię otrzymane sugestie i okazaną mi przychylność.

Chciałbym również podkreślić rolę najważniejszych dla mnie osób. Bez nieocenionego wsparcia, wyrozumiałości i mobilizacji do pracy jakie otrzymałem ze strony mojej Żony, Rodziców oraz Teściów napisanie tej pracy nie byłoby możliwe. Serdecznie dziękuję.

1. Identyfikacja losowo zmiennej strugi urobku

1.1. Wprowadzenie

Zmienność załadowania przenośnika ściśle związana jest ze sposobem pracy i właściwym doбором współpracujących ze sobą maszyn i urządzeń podających strugę urobku [12, 98]. Minimalna wielkość transportowanych mas na przenośniku taśmowym ma wartość zerową, maksymalna natomiast jest ograniczona przez maksymalną chwilową wydajność przenośnika. Teoretyczna wydajność maksymalna $Q_{t.max}$ może być osiągnięta tylko w sytuacji, gdy znieckowana taśma biegnie dokładnie w osi przenośnika. W rzeczywistości jednak sytuacja taka jest rzadko spotykana, ze względu na boczne zbieganie taśmy, a zatem ograniczeniem górnym jest chwilowa wartość maksymalna $Q_{max} < Q_{t.max}$. Warunkom idealnym odpowiada struga nominalna, dla której oblicza się wydajność nominalną Q_{nom} , oraz chwilową wydajność maksymalną stanowiącą ok. 135% teoretycznej wydajności nominalnej przenośnika (rys. 1.1) [123].



Rys. 1.1. Warianty wypełnienia taśmy z zaznaczoną wydajnością teoretyczną, nominalną i maksymalną.

Po przekroczeniu wielkości maksymalnej $Q_{\max}$ urobek z taśmy wysypuje się. W praktyce wartość odpowiadającą całkowitemu załadowaniu przenośnika osiągnięta jest bardzo rzadko. Ograniczenie górne minimalizuje zatem ryzyko przesypu urobku, jednak powoduje również przewymiarowanie przenośników, co z punktu widzenia zużycia energii jest bardzo niekorzystne, zwłaszcza w przypadku długich ciągów przenośników.

Większość zakładów górnictwa odkrywkowego prowadzi ciągłą rejestrację wydajności koparek. Przy zmiennej wydajności koparki wielonaczyniowej współpracującej z przenośnikiem zmienny jest chwilowy przekrój strugi urobku na przenośniku. Poza przypadkiem załadunku za pomocą urządzenia dozującego, zmiany wydajności chwilowej przenośnika mają charakter losowy wynikający z technologii urabiania oraz własności urabianego górotworu. W kopalniach podziemnych, pomimo stosowania zbiorników retencyjnych, rozkład strugi urobku może wykazywać duże rozproszenie. Mamy wtedy również do czynienia z typowym przebiegiem losowym, zmiennym w czasie [104, 112].

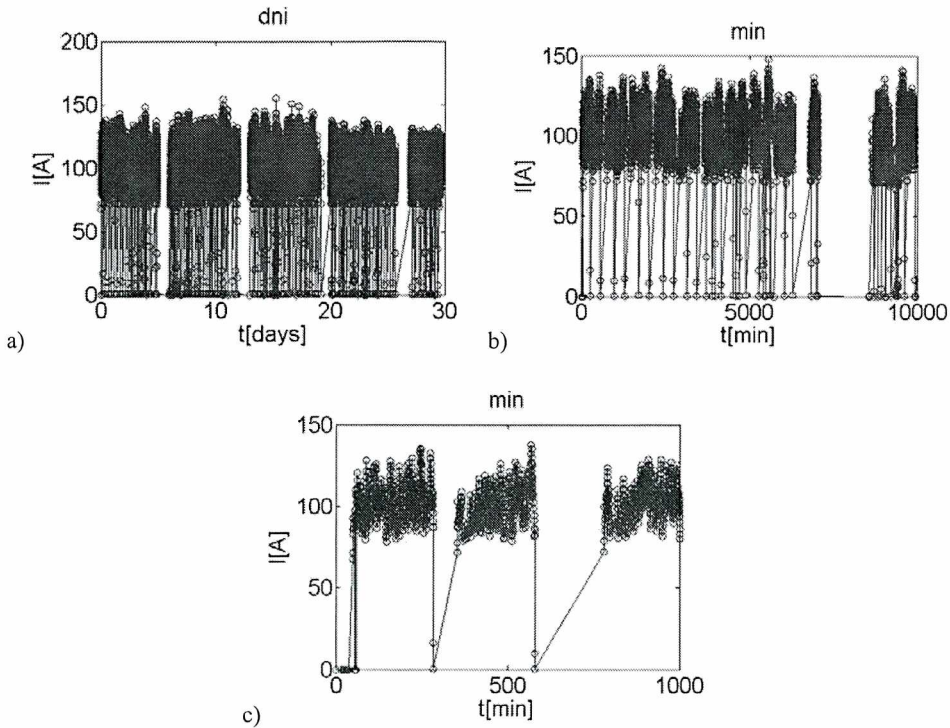
Uwaga projektantów i użytkowników systemów transportu taśmowego skupia się obecnie na rozwiązaniach energooszczędnych. Działania w tym zakresie mieszczą się w obszarze rozwiązań optymalnych, a chcąc sprostać wysokim wymaganiom technicznym i ekonomicznym, powinny uwzględniać występującą zmienność obciążeń.

Do oceny warunków eksploatacyjnych wykorzystane mogą być różne podejścia, bowiem w praktyce występują okoliczności umożliwiające stosowanie określonych metod. W każdym z przypadków źródłem wiedzy są wyniki przeprowadzonych pomiarów sygnałów pomocniczych tj.:

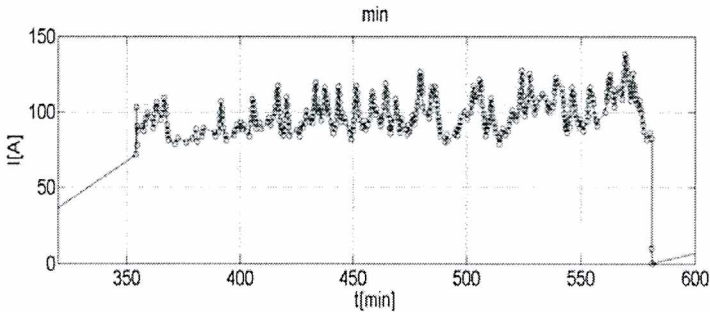
- chwilowej wartości pobieranego prądu przez napęd główny,
- chwilowej wydajności (geometrii strugi urobku),
- chwilowej wypadkowej siły pionowej działającej na górny zestaw krążnikowy.

Przykładowe przebiegi zmienności prądu pobieranego przez silnik elektryczny, zarejestrowane w warunkach eksploatacyjnych przedstawiono na rysunku 1.2. Zestawiono tu zmiany prądu w cyklu miesięcznym (rys. 1.2a), cyklu tygodniowym (rys. 1.2b) oraz dla porównania w okresie czasu obejmującym 3 kolejne zmiany robocze (rys. 1.2c). Zauważalne są tu przerwy w poborze prądu wynikające przede wszystkim z organizacji prowadzonej eksploatacji (m.in. wolne weekendy, sześciogodzinna zmiana w cyklu tygodniowym).

Już w krótszym przedziale czasowym odnoszącym się do 1 zmiany roboczej przebiegi prądowe (obciążeń) wykazują duże rozproszenie, co wynika bezpośrednio z charakteru systemu eksploatacyjnego i procesu odstawy ściśle powiązanego ze sposobem pracy i właściwym doбором współpracujących ze sobą maszyn i urządzeń podających urobek na przenośnik taśmowy (rys. 1.3).

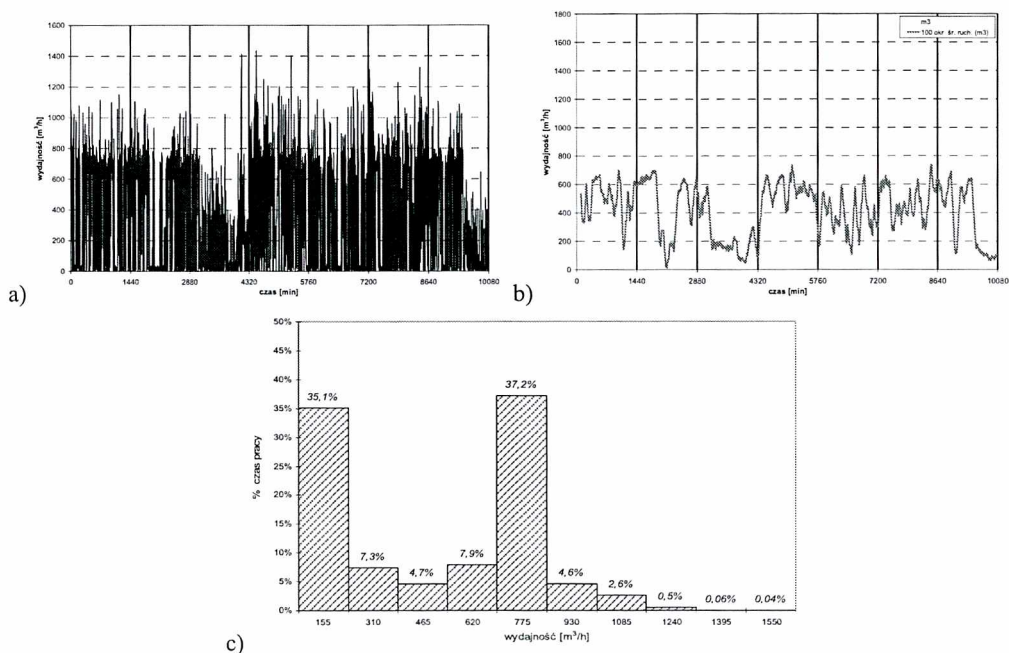


Rys. 1.2. Zmienność pobieranego prądu przez napęd główny przenośnika taśmowego jako miara zmienności strugi urobku: a) cykl miesięczny, b) tygodniowy, c) trzy kolejne zmiany robocze [10]



Rys. 1.3. Zmiany prądu na silniku dla jednej zmiany roboczej [10]

Kolejny przykład identyfikacji zmienności w czasie transportowanych mas dotyczy wyników zarejestrowanych podczas ciągłego pomiaru ilości i strumienia przepływu rudy miedzi na taśmie przenośnika za pomocą powszechnie stosowanych w kopalni podziemnej wag rolkowych. Na rysunku 1.4 przedstawiono przebieg wydajności chwilowej dla przykładowego przenośnika taśmowego odstawy głównej. Z uwagi na dużą częstość próbkowania podczas pomiarów wydajności (15 s), dla określenia trendu analizowanego przebiegu wyznaczono 100-okresową średnią ruchomą (rys 1.4b).

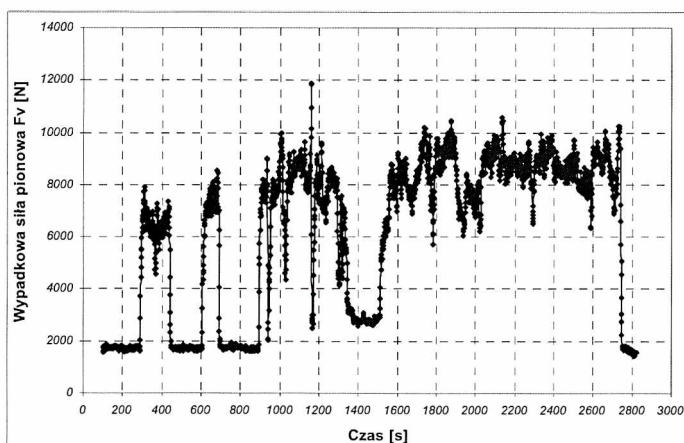


Rys. 1.4. Przebieg wydajności chwilowej przenośnika taśmowego odstawy głównej:
a) zarejestrowany sygnał, b) 100-okresowa średnia ruchoma przenośnika taśmowego odstawy głównej, c) histogram rozkładu wydajności [10]

Analizowany przenośnik zasilany był urobkiem z dwóch źródeł, tj. z oddziałowego przenośnika taśmowego oraz ze zbiornika retencyjnego z zastosowanym dozownikiem urobku. Zaobserwowano, że maksymalna wydajność przenośnika, wynosząca ok. 1400 m³/h, pojawia się sporadycznie i stanowi niewielki procent całej populacji zebranych danych. Zarejestrowano również ponad 35-procentowy udział niewielkich wydajności, z przedziału od 100 do 200 m³/h. Takie obniżenie stopnia wypełnienia taśmy spowodowane jest między innymi nieskutecznym funkcjonowaniem dozownika urobku który bardzo często ulega częściowemu zablokowaniu przez elementy metalowe, np. pochodzące z obudowy kotwiowej.

Wiedzę na temat zakresu obciążeń elementów konstrukcyjnych przenośnika taśmowego można również czerpać w oparciu o wyniki pomiarów eksploatacyjnych. Na przełomie XX i XXI w. jako pierwszy zagadnieniem tym zajmował się Geesmann, który w pracy [37] przedstawił m.in. wyniki badań dotyczących rzeczywistych obciążeń przenośników eksploatowanych w kopalniach niemieckich. W Polsce tą problematyką zainteresowano się w Instytucie Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, gdzie podjęto skuteczne próby zastosowania nowoczesnych technik pomiarowych. Dzięki temu możliwa jest precyzyjna identyfikacja rzeczywistej strugi urobku powodująca wypadkowe obciążenie pionowe zestawu krążnikowego. Przykładowy przebieg wy-

padkowej siły pionowej działającej na zestaw krążnikowy w warunkach zmiennej strugi urobku zaprezentowano na rys.1.5.



Rys. 1.5. Przebieg czasowy rejestrowanej wypadkowej siły pionowej działającej na zestaw krążnikowy

W oparciu o wskazane metody i rejestrowane sygnały pomocnicze można na różnym poziomie szczegółowości formułować modele strugi urobku dla określonych potrzeb (np. wymiarowanie napędu, dobór podparcia taśmy itp.).

1.2. Modelowanie rozkładu wydajności przenośników taśmowych

W ostatnich latach przeprowadzono wiele badań z których wynika, że napędy przenośników w górnictwie odkrywkowym węgla brunatnego są przewymiarowane. Pokazano, że przenośniki taśmowe wykorzystywane są w ok. 50%, co prowadzi do strat energii [59, 62]. Z analiz prowadzonych w kopalniach podziemnych wynika, że udział kosztów transportu przenośnikowego zawiera się w zależności od typu przyjętego systemu eksploatacji i długości dróg transportowych od 12–25% technicznego kosztu wydobywania. Konieczne zatem stają się poszukiwania zwiększenia efektywności ekonomicznej i energetycznej (metody, procedury, rozwiązania konstrukcyjne i technologiczne). Praktycznym narzędziem w tych działaniach jest opracowanie modeli losowo zmiennej strugi urobku znajdującej się na taśmie dopasowanych do konkretnych potrzeb obliczeniowych. Przykładowo, prawidłowo zamodelowana struga urobku, wychodząca z koparki lub kilku koparek wielonaczyniowych, kierowana dalej za pomocą transportu taśmowego do zwałowarki, pozwala na właściwy dobór nie tylko przenośników taśmowych, ale także wielu parametrów ciągu technologicznego KTZ [4, 13, 30]. Podobnie jest w kopalniach podziemnych. Do poszukiwania racjonalnych rozwiązań konstrukcyjnych przenośnika taśmowego na etapie jego projektowania lub

modernizacji wykorzystuje się procedury optymalizacyjne, które powinny uwzględniać rozpoznane cechy rzeczywistej strugi urobku, zależnej od umiejscowienia danego przenośnika w systemie transportowym.

Próby określenia modelu procesu załadunku urobku na taśmę przenośnikową przez koparkę kołową podjął się w latach 60. XX wieku Gładysz [80]. Określając charakter przepływu objętości mas wykazał, że jest to proces ściśle stacjonarny o ograniczonej pamięci. Z uwagi na przyjęte założenie, że koło czerpakowe koparki urabia grunt z zadanymi parametrami, a losowość podawanego urobku wynika z lokalnej zmienności parametrów gruntu, model ten jest zbyt uproszczony, by go obecnie zastosować. Kolejne prace wskazywały na konieczność opisu zmiennej losowo strugi rozkładem normalnym, jednak brak badania funkcji autokorelacji procesu nie pozwolił na potwierdzenie poprawności wyboru tego rozkładu. Czaplicki w pracy [12] zauważył, że w żadnym proponowanym modelu nie uwzględnia się występowania składnika cyklicznego strugi urobku (zmianowy i dobowy), który może wpływać na awaryjność systemów przenośnikowych. Natomiast Żur [126] postawił tezę, że proces zmienności natężenia przepływu urobku składa się z dwóch procesów podstawowych. Pierwszy składnik osiąga maksimum w pobliżu wydajności równej zeru, co odpowiada pracy przenośnika nie załadowanego, a drugi przyjmuje wartości większe, skupione wokół średniej wydajności dla pracy przenośnika załadowanego. Przyjął on dwumodalność rozkładu wydajności chwilowych przenośnika jako wynik różnego rodzaju postojów koparek z powodu awarii, przestojów technologicznych, przerywania prac w zabierze itp. Nie uwzględnił jednak technologii pracy koparki i wynikających z niej ruchów manewrowych, które także powodują przerwy w podawania urobku na taśmę.

Modelowaniem deterministycznym technologii pracy koparek zajmował się również Jurdziak [89]. Uznał on, że strugę urobku należy potraktować jako szereg czasowy i korzystając z teorii wartości maksymalnych dokonał analizy tych szeregów z uwzględnieniem rozkładów maksymalnych chwilowych wydajności objętościowych koparek oraz rozkładów maksymalnych objętości na taśmie współpracującego przenośnika. W efekcie wykazał, że rozkłady lokalnych maksimów wydajności mogą być opisane rozkładami z grupy rozkładów wartości ekstremalnych, jak rozkład Gumbela, czy Weibulla, a wybór bardziej dopasowanego rozkładu zależy od parametrów szeregu. Model Jurdziaka znajduje zastosowanie w analizach wydajności przenośnika zasilanego jedną koparką i może posłużyć do wymiarowania napędu głównego przenośnika taśmowego oraz poprawnego doboru szerokości taśmy, jednak nie uwzględnia przypadku przenośników zbiorczych, czyli takich na których występuje kilka źródeł podawania urobku, np. więcej niż jedna koparka.

Wymienione modele wydajności eksploatacyjnej przenośnika są modelami hipotetycznymi, przez co ich wykorzystanie do precyzyjnego projektowania i doboru elementów konstrukcyjnych przenośników taśmowych staje się wątpliwe. Taką wiedzę dają przede wszystkim dane zebrane w oparciu o dostępne, nowoczesne techniki pomiarowe, które umożliwiają dokładną rejestrację w sposób ciągły zmiennych w czasie warunków eksploatacyjnych. Na przykład Dworczyńska [26, 31] korzystając z wyni-

ków długoterminowych pomiarów eksploatacyjnych na przenośnikach układu transportowego KTZ, dokonała selekcji stanów rejestrowanej wydajności chwilowej i na tej podstawie zbudowała model teoretyczny rozkładu dla strugi zbiorczej jako spłot rozkładów Weibulla uzyskanych dla koparki pojedynczej. Przez przeliczenie odpowiednich średnich ruchomych (dla danej długości przenośnika) uzyskała dane przydatne do bezpiecznego zwymiarowania potrzebnej mocy napędu przenośnika zbiorczego.

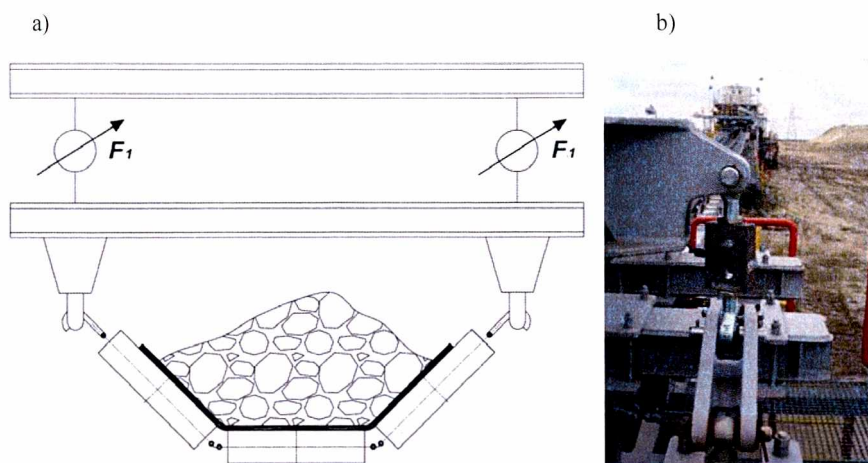
W ostatnich latach prowadzono również inne przedsięwzięcia opierające się na implementacji nowatorskich metod pomiarowych, a których wyniki wniosły znaczący dorobek w rozwój ciągłych systemów transportowych stosowanych w górnictwie. Wybrane przykłady rozwiązań aplikacyjnych zawarto w kolejnych rozdziałach niniejszej pracy.

1.3. Badania rozkładów zmienności strugi urobku w górnictwie odkrywkowym

Jako miarę zmienności transportowanych mas na wybranych przenośnikach taśmowych, eksploatowanych w polskich kopalniach odkrywkowych, przyjęto chwilowe obciążenia pionowe górnego zestawu krążnikowego. Wykorzystano dwie techniki pomiarowe bazujące na zasadach tensometrii oporowej [25, 86]. Zasada działania tensometru oporowego opiera się na właściwości fizycznej drutu metalowego, polegającej na zmianie jego rezystancji elektrycznej wraz ze zmianą długości. Są to elementy rezystancyjne wykonane w formie elastycznych pasków o małej powierzchni dzięki czemu można je nakleić na prawie każdy materiał. Odształcenia występujące w materiale mają swoje dokładne odzwierciedlenie w zmianie oporu czujnika, a zastosowanie dodatkowej obróbki sygnału elektrycznego daje możliwość określenia wielkości mierzonego parametru [21].

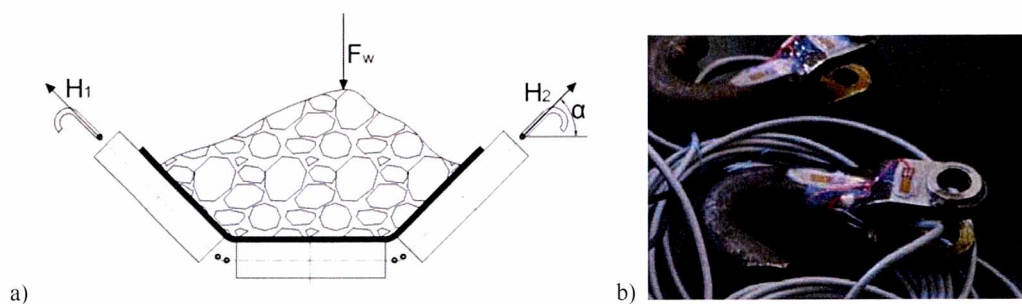
W pomiarach na doświadczalnym przenośniku nadkładowym o szerokości taśmy 2250 mm, w PGE KWB „Bełchatów” S.A. zastosowano gotowe tensometryczne czujniki sił działające na rozciąganie. Zamontowano je na pomiarowym zestawie krążnikowym. Schemat ideowy podwieszenia zestawu dwoma czujnikami sił oraz widok zainstalowanego pojedynczego czujnika obrazuje rysunek 1.6. Przed pomiarami belkę z zawieszonym zestawem pomiarowym dzięki zastosowanym śrubom rzymskim obniżano poniżej poziomu taśmy. Pozwoliło to na zmierzenie masy własnej całego układu podtrzymującego krążniki, co później uwzględniane było w obróbce sygnałów pomiarowych.

W drugiej metodzie sygnały pomiarowe pochodziły od specjalnie przygotowanego układu tensometrów naklejonych na hakach zestawu. Zestaw pomiarowy zawieszono na typowej konstrukcji trasy przenośnika taśmowego o szerokości taśmy 1800 mm



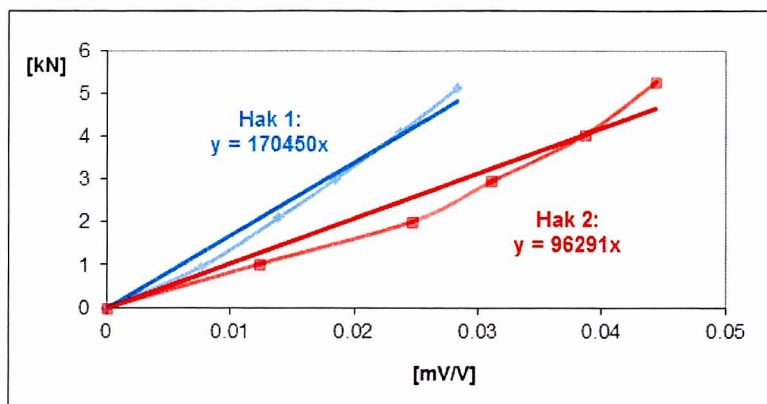
Rys.1.6.Zestaw pomiarowy na przenośniku o szerokości taśmy 2250 mm
schemat podwieszenia zestawu na belce i rozmieszczenie czujników sił pionowych
widok czujnika na rzeczywistym obiekcie

(rys. 1.7). Taka metoda badań wymagała zarówno właściwego wyboru układu tensometrów, dużej precyzji ich klejenia, jak i zastosowania najwyższej klasy wzmacniaczy elektronicznych i cyfrowej obróbki sygnałów. Przy wykorzystaniu w pomiarach tensometrycznych typowych elementów nośnych np. haków konieczne jest ich skalowanie, które polega na zadawaniu (symulowaniu) znanej wielkości obciążeń i przypisaniu im sygnałów elektrycznych rejestrowanych w układach tensometrycznych.



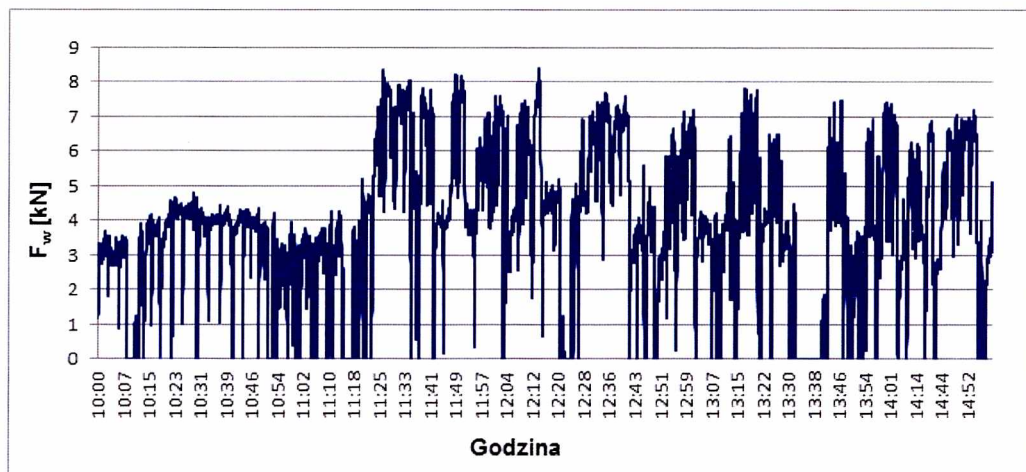
Rys. 1.7. Schemat podwieszenia zestawu pomiarowego na przenośniku o szerokości taśmy 1800 mm:
a) układ sił na zestawie pomiarowym
b) haki z naklejonymi tensometrami

Przed przystąpieniem do pomiarów zasadniczych haki z tensometrami skalowano na maszynie wytrzymałościowej Instron 4467, co pozwoliło otrzymać zależności przejścia z jednostek sygnału elektrycznego [mV/V] na jednostki sił [N]. Funkcje opisującą zmiany jednostek mierzonych sił na poszczególnych hakach przedstawiono na rysunku 1.8.



Rys.1.8. Zestawienie funkcji opisujących zmianę jednostek sił podczas skalowania haków [26]

W badaniach mierzono dwie chwilowe siły rozciągające haki H_1 i H_2 , a po uwzględnieniu geometrii zestawu wyznaczano chwilowe wypadkowe obciążenie pionowe zestawu F_w , pochodzące od mas transportowanego nadkładu. Zmierzone wartości wypadkowego obciążenia pionowego zestawu F_w na przenośniku taśmowym o szerokości taśmy 1800 mm przedstawiono na rysunku 1.9.

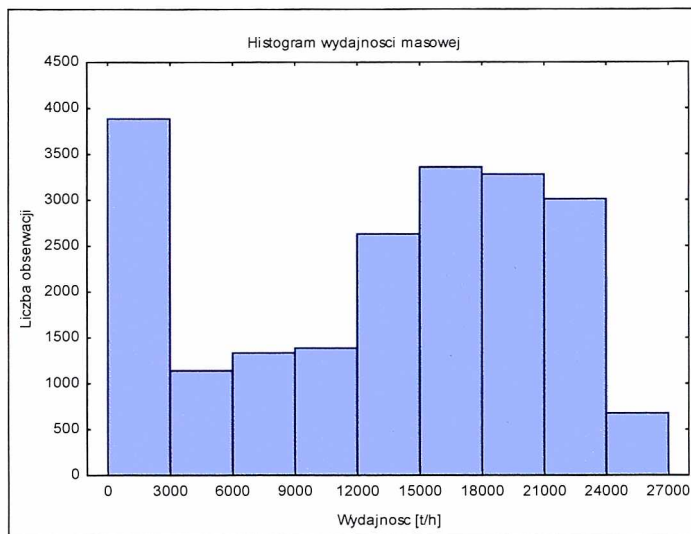


Rys.1.9. Wykres wypadkowego obciążenia pionowego przenośnika taśmowego o szerokości taśmy 1800 mm (zarejestrowany okres 5 godzin)

1.3.1. Analiza rozkładu wydajności przenośnika nadkładowego o szerokości taśmy 2250 mm

Pomiary wydajności chwilowej zostały przeprowadzone w kopalni węgla brunatnego PGE KWB Bełchatów S.A., gdzie transportowany nadkład to głównie iły i piaski. Pomiary wykonywano w wielu kilkugodzinnych sesjach, co pozwoliło uzyskać

zapis strumienia urobku, który można uznać za wiarygodny dla nadkładowego przenośnika zbiorczego. Analizę wydajności oparto zatem na zsumowanym szeregu pomiarów. Uzyskany szereg wydajności mierzonej na przenośniku miał rozkład dwumodalny. Histogram wydajności wykonany na podstawie ponad 20 tysięcy zarejestrowanych wartości, przedstawiono na rysunku 1.10. Charakterystyka tego histogramu wskazuje, że znalezienie funkcji rozkładu jest trudne i zapewne mamy tu do czynienia ze splotem rozkładów, uzależnionych dodatkowo od wielu parametrów [26].



Rys. 1.10. Histogram wydajności masowej mierzonej na przenośniku taśmowym

W analizach oporów ruchu przenośnika (patrz podrozdz. 2.3.1), uzasadnione jest wydzielenie dwóch strumieni wydajności, rozgraniczonych wartością 5000 Mg/h. Podział na dwie grupy wydajności wynika z typowego przebiegu charakterystyki oporu obracania pojedynczego krążnika, a zatem i całego zestawu krążnikowego. Charakterystyka ta obejmująca przebieg oporu obracania krążnika w funkcji obciążenia promieniowego w początkowym zakresie obciążeń jest niemal stała (do około 5000 t/h), a po przekroczeniu obciążeń (powyżej ok. 5000 t/h) wykazuje liniowy wzrost.

Równocześnie uzyskuje się dwa bardziej równomierne, jednomodalne szeregi rozkładu wydajności (rys. 1.11a i 1.11b). Dla obu tych klas można już pokusić się o znalezienie funkcji opisującej rozkład i wykonać analizę statystyczną jej zgodności z danymi pomiarowymi.

Przeanalizowano obydwa wygenerowane szeregi wydajności. Szeregi o wartościach mniejszych od 5000 t/h podzielono na 3 klasy, natomiast szereg o wartościach większych na 12 klas (rys. 1.11a i 1.11b). Na podstawie przeprowadzonych analiz statystycznych zauważono, że najlepiej opisującymi szeregi rozkładami są:

- wydajności małe ($0 \text{ Mg/h} < Q_m \leq 5000 \text{ Mg/h}$) - rozkład wykładniczy
- wydajności duże ($Q_m > 5000 \text{ Mg/h}$) - rozkład *Johnsona*.

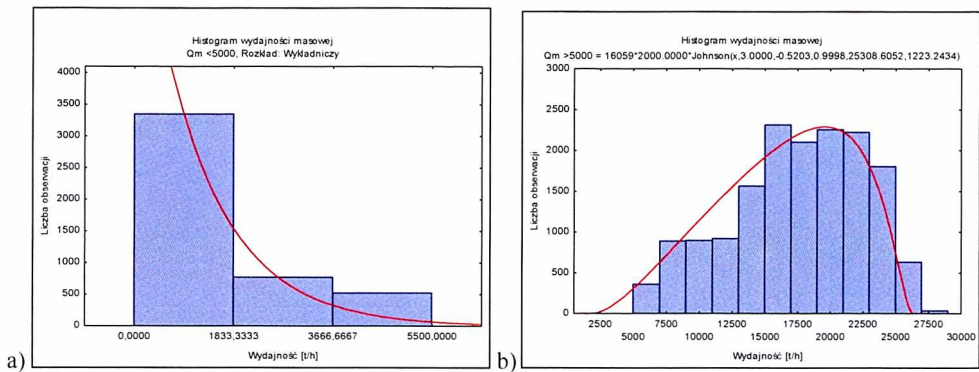
Ich funkcje gęstości są opisane odpowiednio zależnościami:

- rozkład wykładniczy:

$$f(x) = \lambda \exp(-\lambda x) \quad (1.1)$$

- rozkład Johnsona:

$$f(x) = \frac{\eta}{\sqrt{2\pi}} \frac{1}{\sqrt{(X - \varepsilon)^2 + \lambda^2}} \exp \left\{ -0,5 \left[\gamma + \eta \ln \left(\frac{X - \varepsilon}{\lambda} \right) + \sqrt{\frac{(X - \varepsilon)^2}{\lambda^2} + 1} \right]^2 \right\} \quad (1.2)$$



Rys. 1.11. Histogram wydajności masowej:

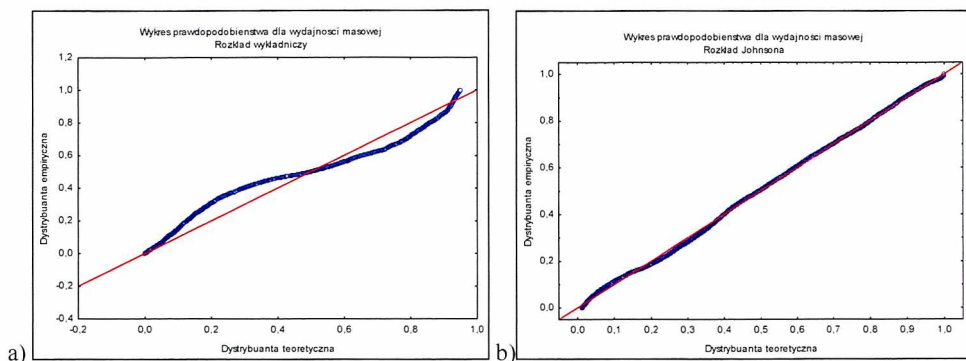
- a) o wartościach $0 < Q_m \leq 5000$ Mg/h z dopasowanym rozkładem wykładniczym
b) o wartościach $5000 < Q_m < 25000$ Mg/h z dopasowanym rozkładem Johnsona

Aby potwierdzić tezę wysuniętą na podstawie przedstawienia graficznego rozkładu badanej wydajności, przeprowadzono testy zgodności rozkładów. Przykładowe wyniki testu zgodności rozkładu strugi o dużej wydajności z rozkładem Johnsona zestawiono w tabeli 1.1.

Tabela 1.1. Zestawienie wartości statystyk testowych dla rozkładu Johnsona

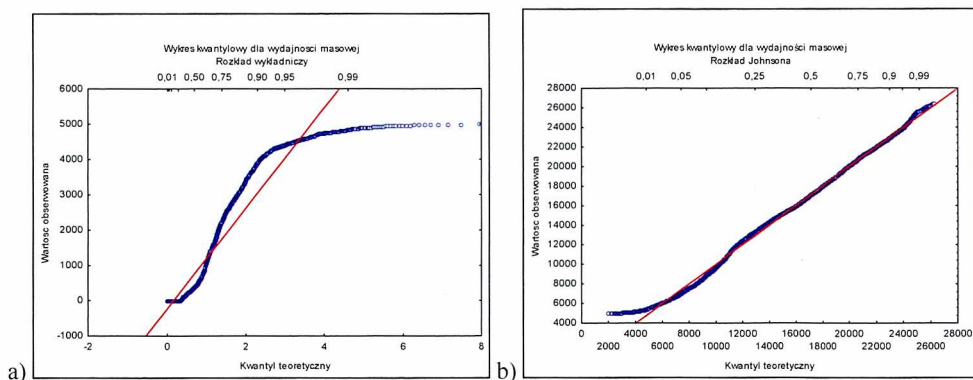
	H ₀ : Rozkład Johnsona		Parametry	Wartości parametrów	Oznaczenie parametrów
			1	3	Typ
			2	−0,52	Gamma
			3	1	Eta
			4	25308,61	Lambda
			5	1223,24	Epsilon
Test	Wartość statystyki empirycznej	Stopnie swobody	Poziom istotności	Wartość statystyki teoretycznej	Wniosek
Kołmogorowa–Smirnowa	0,019975	—	0,05	1,6	Przyjmujemy H ₀

Graficznie zgodność rozkładów funkcji z zależnościami empirycznymi przedstawiają wykresy prawdopodobieństwa i kwantylowe (rys. 1.12 i 1.13). Wykres dystrybuanty empirycznej jest zbliżony w przypadku rozkładu wykładniczego, a dla rozkładu Johnsona niemal idealnie pokrywa się z wykresem dystrybuanty teoretycznej. Świadczy to o prawidłowym doborze rozkładów.



Rys. 1.12. Wykres prawdopodobieństwa dla wydajności masowej:

- a) o wartościach $0 < Q_m \leq 5000$ Mg/h z dopasowanym rozkładem wykładniczym
o wartościach $5000 < Q_m < 25000$ Mg/h z dopasowanym rozkładem Johnsona



Rys. 1.13. Wykres kwantylowy dla wydajności masowej:

- a) o wartościach $0 < Q_m \leq 5000$ Mg/h z dopasowanym rozkładem wykładniczym
b) o wartościach $5000 < Q_m < 25000$ Mg/h z dopasowanym rozkładem Johnsona

1.3.2. Analiza wydajności nadkładowego przenośnika zbiorczego o szerokości taśmy 1800 mm

Przedstawioną analizę wydajności poziomego przenośnika zbiorczego o szerokości taśmy 1800 mm zrealizowano w ramach prac prowadzonych przez Dworczyńską, które dotyczyły zagadnień modelowania strugi urobku w układach KTZ [26]. Autorka na podstawie pomiarów przeprowadzonych w KWB Konin zidentyfikowała oraz opisała odpowiednimi modelami strugi urobku na zbiorczym przenośniku nadkładowym.

W pierwszej kolejności określiła rozkłady wydajności chwilowej dla dwu koparek kołowych (K_1 i K_2) współpracujących z badanym przenośnikiem a następnie zbudowała matematyczny model strugi zbiorczej. Pomiar obejmował wiele cykli technologicznych pracy koparek na piętrach roboczych, a otrzymane wyniki opisują typowy proces pracy koparek kołowych z ich największą wydajnością uzyskiwaną podczas urabiania pełnym blokiem.

Strugę urobku podawaną na przenośnik przez dwie koparki jednocześnie opisano za pomocą ciągłej zmiennej losowej $Y = X_1 + X_2$. Przez X_1 i X_2 należy rozumieć odpowiednio ciągłe zmienne losowe opisujące wydajność koparki. Przy założeniu, że X_1 i X_2 są zmiennymi niezależnymi (co jest uzasadnione w wypadku urabiania nadkładu, gdy dyspozytor nie steruje wydajnością na piętrach dla uzyskania uśrednienia jakości urobku, a operator realizuje tylko plan ilościowy), gęstość rozkładu zmiennej $Y = X_1 + X_2$ jest splotem gęstości składowych [100]:

$$f_Y(y) = (f_1 f_2)(y) = \int_{-\infty}^{\infty} f_1(y-x) f_2(x) dx \quad (1.3)$$

Funkcja gęstości rozkładów Weibulla zmiennej X_i dla $i = 1, 2$ ma postać [14]:

$$f_i(x) = \begin{cases} 0 & \text{dla } x \leq 0, \\ \lambda_i^{-1} k_i (\lambda_i^{-1} x)^{k_i-1} e^{-(\lambda_i^{-1} x)^{k_i}} & \text{dla } x > 0. \end{cases} \quad (1.4)$$

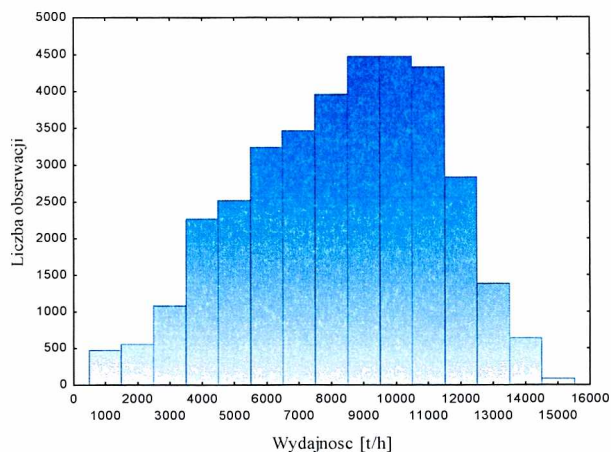
Stąd $f_Y(y) = 0$ dla $y \leq 0$, natomiast dla $y > 0$:

$$f_Y(y) = \int_0^y \lambda_1^{-1} k_1 (\lambda_1^{-1} (y-x))^{k_1-1} e^{-(\lambda_1^{-1} (y-x))^{k_1}} \lambda_2^{-1} k_2 (\lambda_2^{-1} x)^{k_2-1} e^{-(\lambda_2^{-1} x)^{k_2}} dx \quad (1.5)$$

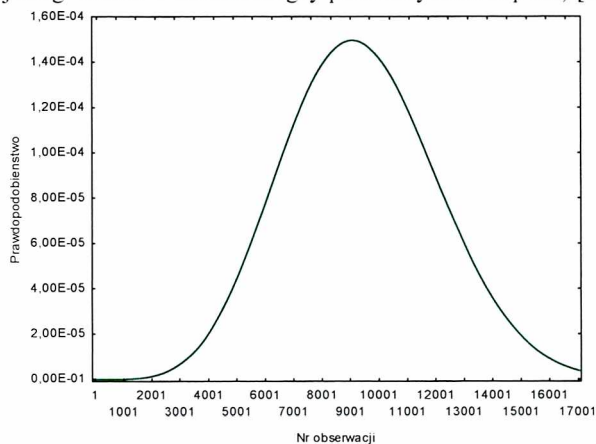
Tabela 1.2. Parametry rozkładów Weibulla opisujących rozkłady wydajności koparek

Parametr	Koparka	
	K_1	K_2
Skala λ	5 432,68	5 094,67
Kształt k	2,6811	2,5846

Powyższa całka nie ma rozwiązania analitycznego. Wylicza się ją numerycznie, za pomocą metody Monte Carlo [89]. Przy parametrach λ i k zestawionych w tabeli 1.2, wykres funkcji gęstości teoretycznej zmiennej Y (będącej sumą rozkładów strug generowanych przez dwie koparki K_1 i K_2) zaprezentowano na rysunku 1.14. Dla porównania na rysunku 1.15 przedstawiono histogram wydajności zbiorczego strumienia urobku z koparek K_1 i K_2 .

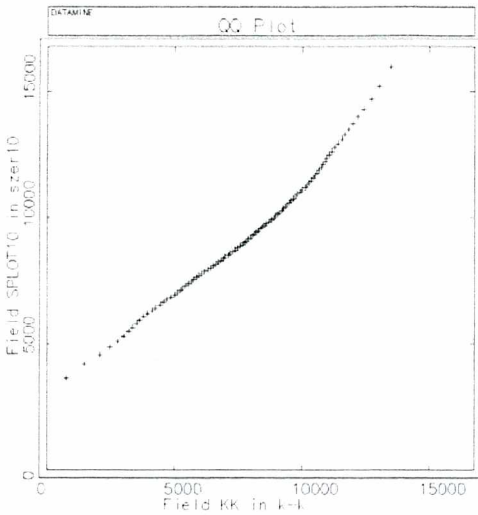


Rys.1.15. Histogram wydajności koparek K_1 i K_2 (na podstawie pomiarów rzeczywistej strugi urobku w warunkach gdy pracowały dwie koparki) [26]

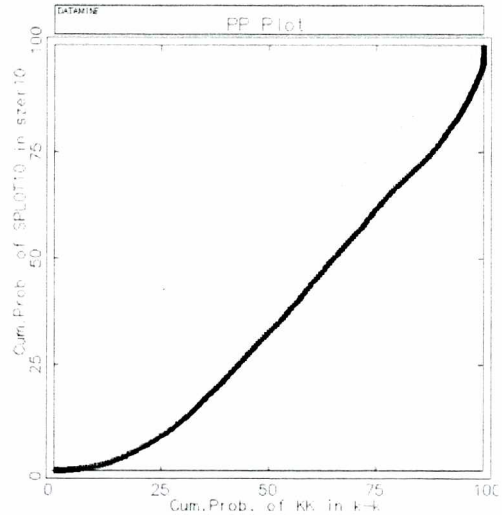


Rys.1.14. Wykres funkcji gęstości teoretycznej zmiennej Y wyznaczonej na podstawie dwu strug o rozkładzie Weibulla [26]

Na podstawie rozkładu teoretycznego $f_1(y)$ opisanego wzorem (1.5) wygenerowano strugę teoretyczną Y_g i porównano ją z empiryczną strugą generowaną przez obie koparki jednocześnie, zmierzoną na przenośniku zbiorczym ($K_1 + K_2$). Wykresy kwantylowe i prawdopodobieństw zestawiające obie strugi (rys. 1.16 i 1.17) wykazują pewne przesunięcie rozkładu teoretycznego w stosunku do rozkładu strugi zmierzonej na przenośniku. Wartości zmiennej losowej o rozkładzie teoretycznym są wyższe od zmierzonych.



Rys.1.16. Wykres Q-Q dla strugi K_1+K_2 zestawiony z teoretyczną zmienną Y_g [26]



Rys.1.17. Wykres P-P dla strugi K_1+K_2 zestawiony z teoretyczną zmienną Y_g [26]

Zestawienie wartości kwantyli oraz procentową wartość błędu estymacji strugi $K_1 + K_2$ przedstawiono w tabeli 1.3.

Tab.1.3. Wartości kwantyli i błędu estymacji strugi $K_1 + K_2$

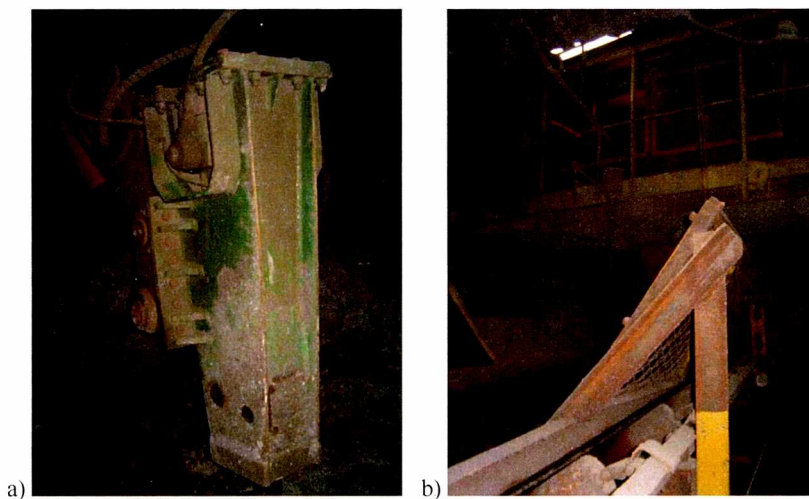
Struga	Rząd kwantyla				
	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95
Teoretyczna Y_g	11176	11655	12216	12927	13985
Empiryczna K_1+K_2	10383	10734	11202	11788	12568
Błąd estymacji	7.64%	8.58%	9.05%	9.66%	11.27%

Tak opisany rozkład teoretyczny strugi urobku może znaleźć zastosowanie np. w procesie wymiarowania napędu zbiorczego przenośnika taśmowego. Ponieważ dla projektowania przenośników najistotniejsze są kwantyle rzędu bliskiego jedności można przyjąć, że błąd estymacji rozkładu największej strugi urobku dla celów określenia wydajności przenośnika zbiorczego i mocy jego napędu na poziomie 11% zapewnia uwzględnienie zapasu mocy potrzebnego do odpowiedniego wymiarowania napędu głównego przenośnika taśmowego i jest rozwiązaniem bezpiecznym [30, 65].

1.4. Charakterystyka zmiennych warunków eksploatacyjnych w kopalni podziemnej

Ze względu na przyjętą technologię i organizację prac, uwzględniającą sposób urabiania oraz system eksploatacji w kopalniach podziemnych, można wyróżnić wyraźny podział systemu transportowego na dwie części, tj. podsystem transportu oddziałowego i podsystem transportu głównego [4, 84, 128].

W kopalniach rud miedzi przenośniki taśmowe wchodzące w skład podsystemu transportu oddziałowego ulokowane są w rejonach wydobywczych. Zadaniem ich jest odbieranie urobku w punktach załadowniczych (rys. 1.18) od pracujących cyklicznie ładowarek oraz wozów odstawczych i transport rudy do zbiorników oddziałowych. To powoduje znaczne zróżnicowanie strumieni urobku z dużym udziałem czasu pracy bez obciążenia.



Rys. 1.18. Etap przekazywania urobku z urządzeń systemu cyklicznego na ciągły: krata z pracującym urządzeniem kruszącym typu Roxon, b) kosz zasypowy przenośnika

Zadaniem przenośników taśmowych odstawy głównej (podsystem transportu głównego) jest przetransportowanie urobku z oddziałowych stacji załadowniczych do zbiorników przyszybowych. Zasilanie urobkiem tych przenośników może odbywać się na wiele sposobów. Jednym z nich jest odbiór bezpośredni (z pominięciem zbiorników) z dwóch przenośników oddziałowych poprzez zsuwnię. Inne warianty zasilania wykorzystują zbiorniki retencyjne z dozownikiem urobku. Takie rozwiązanie pozwala gromadzić urobek w przypadku postojów jednego z podsystemów, jak również sprzyjają stabilizacji strumienia transportowanego urobku. Cechą wyróżniającą układy transportu taśmowego w kopalniach rud miedzi wynikającą z cyklicznego urabiania oraz rozmieszczenia tras przenośnikowych i zbiorników jest częsty brak ciągłości transportowanej strugi urobku. Związane to jest nie tylko ze strukturą układu, ale rów-

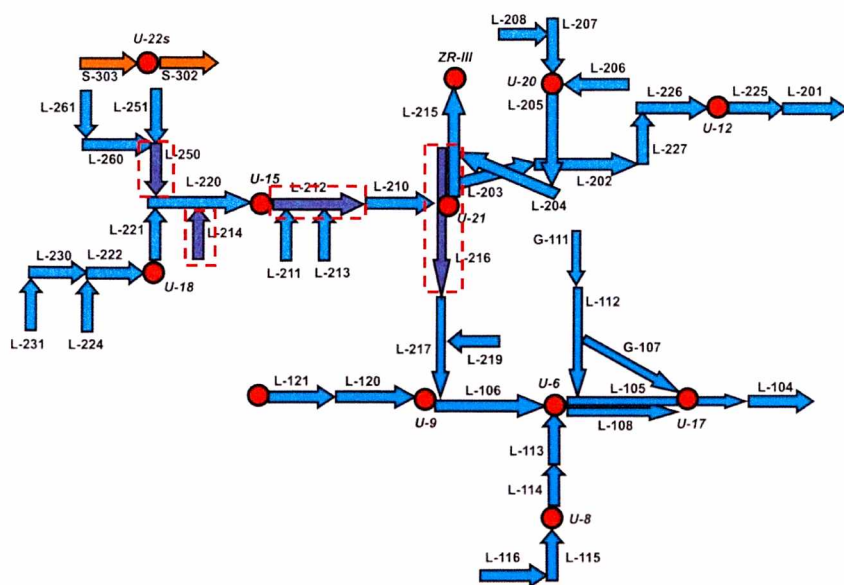
niez z awaryjnością maszyn i nieplanowanymi postojami ciągu odstawy. Należy przy tym zaznaczyć, że awaria jednego z przenośników w linii odstawy wymusza postój całego ciągu. Inną przyczyną jest ograniczona możliwość retencji pracy zbiorników wynikająca nie tylko z ich pojemności, ale także z awaryjności urządzeń pomocniczych (np. zablokowanie szuflady podającej urobek na przenośnik czy zmniejszenie jej prześwitu w wyniku oddziaływania np. brył nadwymiarowych (rys. 1.19)) [112].



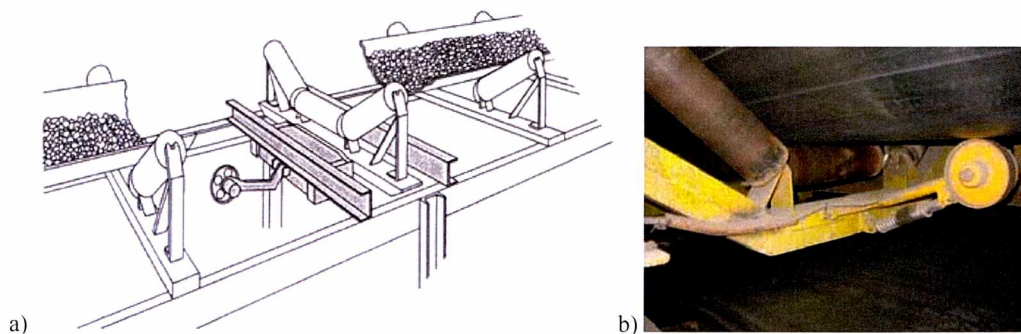
Rys. 1.19. Zablockowanie szuflady podającej zbiornika retencyjnego bryłą nadwymiarową

Potwierdza to analiza wybranych układów transportowych dwóch oddziałów T-36 i T-60 w kopalni Polkowice-Sieroszowice należącej do KGHM Polska Miedź S.A. [112]. Schematy analizowanych układów przedstawiają rysunki 1.20a i b. W przypadku rejonu Polkowice Zachodnie (oddział T-36) o postoju przenośników zaznaczonych obwolutą decyduje poprawność działania zbiorników retencyjnych oznaczonych na schemacie symbolami: Z-21, Z-18 i Obj.9. W przypadkach spiętrzenia urobku dostarczanego jednocześnie z trzech oddziałów górniczych G-30, G-32, G-33 występuje całkowite wypełnienie zbiorników, co oznacza konieczność wstrzymania pracy podsystemu transportu oddziałowego. Podobne ograniczenia dotyczą ciągu przenośników w rejonie Sieroszowice Głównie (T-60), z ostatnim przenośnikiem zbiorczym L-220 (rys. 1.20b). Tutaj również niezachowanie ciągłości odstawy może być spowodowane pełnym stanem zbiornika U-15, do którego transportowany jest urobek pochodzący bezpośrednio z dwóch oddziałów wydobywczych. Oczywiście w takich przypadkach można szukać rozwiązań zapobiegawczych np. w postaci retencji na taśmie poprzez regulację (zwiększenie) prędkości w przenośnikach odbierających urobek ze zbiorników, czy też zwiększenie pojemności istniejących zbiorników lub dodanie nowych. Należy jednak pamiętać, że rozwiązania takie wymagają poniesienia zdecydowanie większych nakładów finansowych i muszą być poddane szczegółowej analizie opłacalności.

lowa wydajność. Dodatkowo poprzez całkowanie chwilowej wydajności w dłuższym okresie ustala się sumaryczną ilość transportowanego materiału.



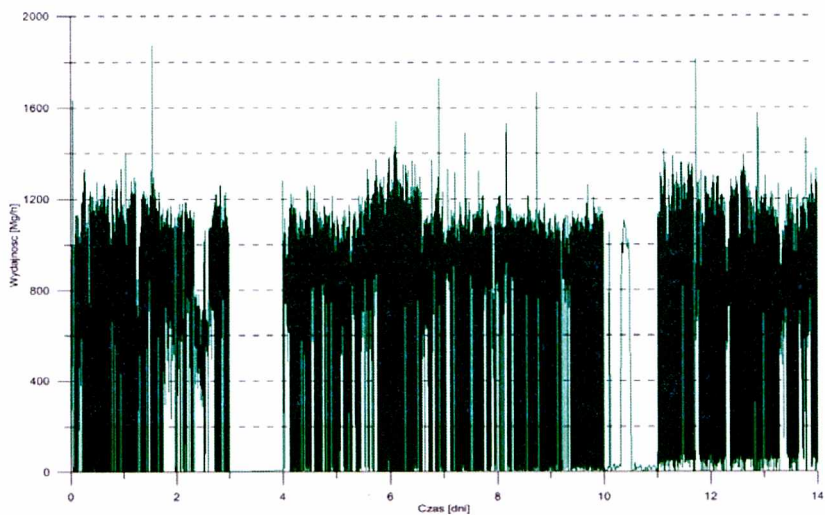
Rys. 1.21. Schemat odstawy urobku w rejonie Sieroszowice Wschodnie kopalni Polkowice-Sieroszowice z zaznaczeniem analizowanych przenośników taśmowych



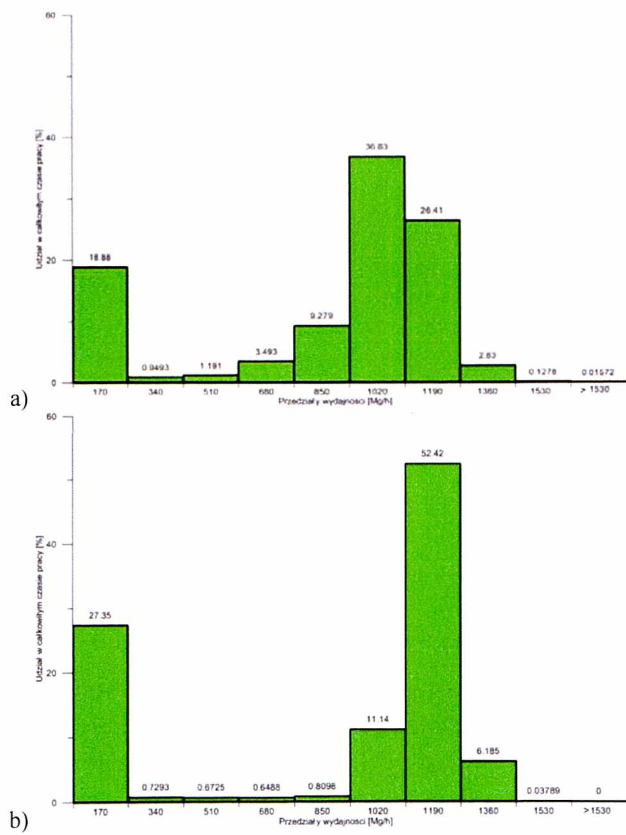
Rys. 1.22. Rolkowa waga przenośnikowa: a) schemat, b) zdjęcie

1.5.1. Analiza wydajności chwilowej wybranych przenośników taśmowych

Analizę zmienności odstawy transportowanych mas przeprowadzono dla wybranych przenośników taśmowych korzystając z prostych metod statystycznych. Jako dane wejściowe wykorzystano przebiegi wydajności chwilowych odpowiadających poszczególnym przenośnikom. Przykładowy taki przebieg przedstawiono na rysunku 1.23.



Rys.1.23. Przebieg zarejestrowanej wydajności chwilowej przenośnika odstawy głównej L-212



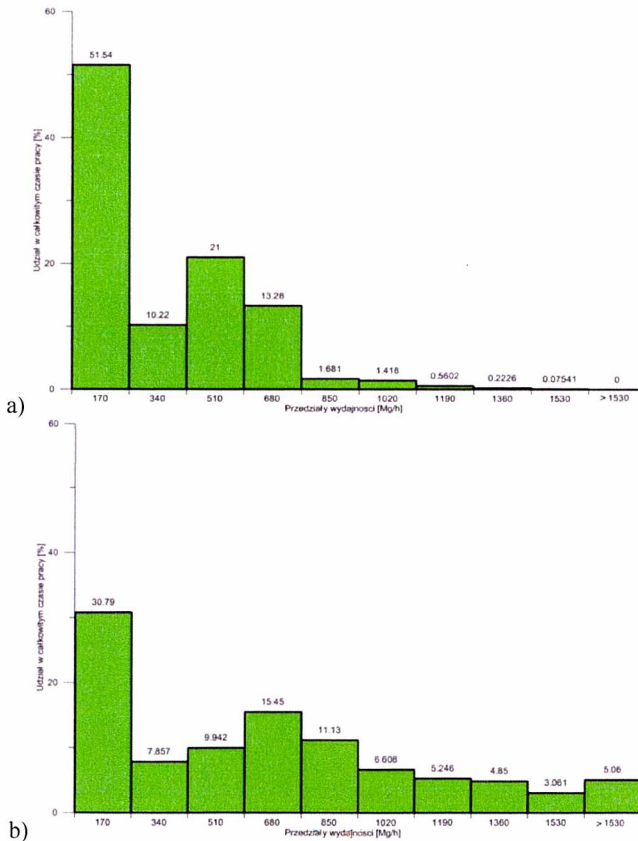
Rys. 1.24. Histogramy wydajności masowej przenośników odstawy główne: a) L-212, b) L-216

Zarejestrowane przebiegi wydajności chwilowej podzielono na odpowiednią liczbę klas, tak aby uwidocznic najważniejsze cechy rozkładu [11]. Następnie określono prawdopodobieństwo występowania poszczególnych klas w czasie. Częstość występowania zmiennej losowej dla i -tego przedziału wydajności obliczono ze wzoru:

$$f(\Delta V_i) = \frac{\Delta n_i}{n} \quad (1.6)$$

gdzie: Δn_i – liczba danych w i -tym przedziale,
 n – całkowita liczba danych.

Na rysunkach 1.24 i 1.25 przedstawiono kolejno histogramy wydajności masowych przenośników odstawy głównej (L-212 i L-216) oraz przenośników odstawy oddziałowej (L-214 i L 250).



Rys. 1.25. Histogramy wydajności masowej przenośników odstawy oddziałowej: a) L-214, b) L-250

Przedstawione histogramy różnicują pod względem zmienności natężenia przepływu urobku, przenośniki odstawy głównej i oddziałowej. Przenośniki odstawy głównej charakteryzują się rozkładem dwumodalnym, z dwoma głównymi zakresami natężenia przepływu urobku, które obejmują ponad 90% analizowanego czasu pracy. Pierwszy zakres to transport urobku z wydajnością na poziomie najniższej przyjętej klasy szeregu (do 170 Mg/h). W tym zakresie znaczący udział to praca przenośnika na biegu jałowym. Drugi obszar obejmujący ok. 70% czasu pracy przenośnika dotyczy już zakresu zbliżonego do wydajności nominalnej przenośników. W tym przypadku uwidacznia się wpływ zbiorników retencyjnych, które wyposażone są w dozowniki odpowiedzialne za wyrównywanie ilości podawanego urobku. Charakterystyka pracy przenośników odstawy oddziałowej wykazuje znacznie mniejszą równomierność natężenia transportowanego urobku. Występuje tu mniej wyraźny podział na dwie klasy wydajności. Największy udział czasowy w obu przypadkach stanowi praca przy niezaladowanej taśmie.

2. Opory ruchu przenośnika taśmowego w warunkach zmiennej strugi urobku

2.1. Wprowadzenie

Podstawą wymiarowania napędu na etapie projektowania oraz jednym z kluczowych kryteriów w działaniach modernizacyjnych zmierzających do obniżenia energochłonności transportu jest znajomość oporów ruchu przenośnika taśmowego. Definicję, przyczyny występowania oraz podział oporów ruchu szczegółowo przedstawiono w pracy [41].

Przykładem postępu w zakresie transportu taśmowego są długie przenośniki, w których znacząco obniżono opory główne. Pod pojęciem oporów głównych należy rozumieć wszystkie siły oporu ruchu, występujące na trasie przenośnika w strefach kontaktu taśmy z elementami podpierającymi, zazwyczaj są to tylko krążniki, ale mogą to być również podpierające elementy ślizgowe. Siła z jaką taśma działa na kierunku ruchu, na pojedynczy zestaw krążnikowy jest sumą oporów głównych tego zestawu.

Najnowsze przenośniki dalekiego zasięgu [24, 47, 59] cechują przede wszystkim niekonwencjonalne rozwiązania wykorzystujące osiągnięcia prac badawczych nad oporami ruchu przenośnika taśmowego. Długości tras pojedynczych przenośników dochodzą do 30 km, szacowana i gwarantowana przez producentów trwałość taśmy osiąga 10 lat, a współczynniki oporów ruchu decydujące o energochłonności napędu obniżono do poziomu $f = 0,0094$ [24].

Analogicznych rozwiązań należy oczekiwać w najbliższej przyszłości w polskim górnictwie. W nowych odkrywkach „Szczerców” i „Drzewce” należących do kopalń węgla brunatnego „Bełchatów” i „Konin” rozważa się konieczność budowy stałych przenośników taśmowych dalekiego zasięgu (odległość do 20 km) transportujących węgiel do istniejących elektrowni oraz nadkładu na zwałowiska zewnętrzne. W kopalniach rud miedzi coraz częściej dyskutuje się nad potrzebą zastąpienia ciągu krótkich

przenośników kilkoma przenośnikami długimi z taśmą z linkami stalowymi lub rdzeniem wykonanym na bazie włókien aramidowych. Zachęcające są także doświadczenia i wyniki ekonomiczne z niektórych kopalń węgla kamiennego, gdzie w miejsce transportu szynowego wprowadzono już długie przenośniki taśmowe (np. KWK „Bogdanka”, KWK „Piast”, KWK „Janina”) [2, 3]. Szczególnie warto odnotować rozwiązanie przenośnika taśmowego wznoszącego, eksploatowanego na upadowej odstawczo-transportowej w KWK "Marcel" [119]. Przenośnik ten, o długości 1960 m, stanowi niezwykle interesujące nowatorskie rozwiązanie odstawy urobku z podziemi kopalni na jej powierzchnię pokonując wysokość 384 m. Wyposażony jest w układ napędowy z silnikami 3x860 kW, których praca regulowana jest za pomocą przetworników częstotliwości sterowanych sygnałem z wagi taśmociągowej. Dzięki temu zmniejszenie prędkości ruchu taśmy przenośnika załadowanego skutkuje zwiększeniem przekroju strugi urobku wypełniającego nieckę przenośnika.



Rys. 2.1. Trasa krzywoliniowego przenośnika PC3 projektu Henderson o długości 6,3 km i wysokości podnoszenia 120 m [5]

Analitycznie opory główne można oszacować za pomocą prostej metody podstawowej lub też bardziej precyzyjnie za pomocą metody oporów jednostkowych [41, 45, 46]. Niestety metoda podstawowa, ze względu na daleko idące uproszczenia, nie daje możliwości analizowania wpływu wszystkich istotnych czynników na opory ruchu przenośnika. W zaawansowanych obliczeniach, gdzie poszukiwane są rozwiązania energooszczędne, bardziej przydatne jest wykorzystanie metody oporów jednostkowych [96,97]. W metodzie tej uwzględniany jest zarówno wpływ parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych przenośnika jak i właściwości transportowanego urobku. Metoda oporów jednostkowych polega między innymi na wyznaczaniu oporów ruchu na pojedynczym zestawie kładzówkowym, a następnie na sumowaniu tych

oporów w całym ciągu górnym i dolnym. Dzięki temu metoda ta idealnie nadaje się do zastosowań, gdzie uwzględnia się zmienność strugi urobku i zmiany sił w taśmie. Jednak najbardziej miarodajne informacje o energochłonności przenośników taśmowych uzyskuje się w oparciu o badania eksploatacyjne, prowadzone na rzeczywistych obiektach. Dzięki takiemu podejściu możliwe jest przypisanie wyników do konkretnie przyjętych na potrzeby eksperymentu rozwiązań konstrukcyjnych, uwzględniając przy tym cały zakres zmienności natężenia transportowanego urobku. W badaniach wykorzystano opracowaną w Instytucie Górnictwa Politechniki Wrocławskiej metodę pomiarową, dzięki której możliwa jest identyfikacja oporów głównych przypadających na pojedynczy górny zestaw krążnikowy, w warunkach eksploatacyjnych.

W skład całkowitego oporu ruchu trójkrażnikowego zestawu wchodzi następujące składowe oporów głównych:

- opór obracania trzech krążników zestawu W_k ,
- opór toczenia taśmy po zestawie krążnikowym (opór wgniatania taśmy) W_e ,
- opór przeginania taśmy między zestawami krążnikowymi W_r ,
- opór falowania (deformacji) urobku W_f ,
- opór ślizgania taśmy po krążnikach (tarcia taśmy o krążniki) W_s .

Pierwsze dwie składowe tj.: opór obracania krążników oraz opór toczenia taśmy są największe, a ponadto nie zależą od siły w taśmie w przeciwieństwie do trzech pozostałych składowych, których udział w oporach całkowitych jest zmienny.

2.2. Opory obracania krążników – wybrane zagadnienia

W systemach transportu przenośnikowego o dużej wydajności znacząca ilość energii zużywana jest na pokonanie oporów obracania krążników. Prowadzone analizy wykazały, że składowa ta może sięgać nawet 30% całkowitych oporów ruchu [55, 59]. Opór obracania pojedynczego krążnika jest siłą przyłożoną stycznie do płaszcza krążnika niezbędną do pokonania oporów tarcia w jego łożyskach i w uszczelnieniu, której wartość wyznaczyć można wyłącznie w oparciu o badania doświadczalne [41, 101]. Przyczyny powstawania oporów obracania krążnika oraz wpływ czynników konstrukcyjnych na jego wielkość precyzyjnie określono w pracy [101]. Od tego czasu prowadzono wiele prac, których celem była ocena jakości krążników, jak również konieczność pozyskiwania wiedzy, niezbędnej na etapie optymalizacji procesu odstawy urobku przenośnikami taśmowymi [67, 68, 70, 73]. Było to spowodowane tym, że w obliczeniach projektowych przenośników taśmowych stosowane są wyłącznie zależności empiryczne, dające dobre przybliżenie w przypadku krążników sprawdzanych laboratoryjnie, natomiast mało precyzyjne w odniesieniu do niesprawdzonych rozwiązań konstrukcyjnych [40].

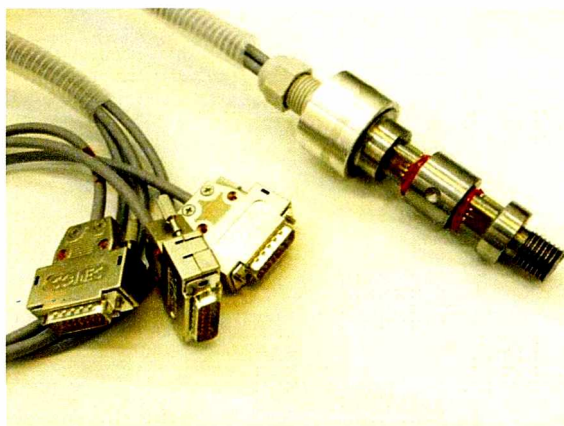
Prowadzone badania [15] pozwoliły na uściślenie wiedzy na tematy oporów obracania krążników oraz wpływu obciążeń eksploatacyjnych na opory ruchu przenośnika taśmowego i wykazały, że opór obracania zależy również od wielkości obciążenia

promieniowego pochodzącego od wielkości transportowanych mas. Dotychczas stan wiedzy w tym zakresie ze względu na brak odpowiednich metod pomiarowych nie był zadowalający [41]. Przeprowadzono wiele prób laboratoryjnych i eksploatacyjnych, opartych na wykorzystaniu tensometrycznych technik pomiarowych, dzięki którym możliwe było uzyskanie zależności pomiędzy wydajnością chwilową przenośnika a obciążeniami poszczególnych krążników w zestawie. To z kolei pozwoliło wyznaczyć zależność oporu obracania krążnika w funkcji zmiennej w czasie strugi urobku, definiowanej jako chwilowa wydajność masowa przenośnika taśmowego [17–19].

2.2.1. Badania oporu obracania krążnika pod obciążeniem

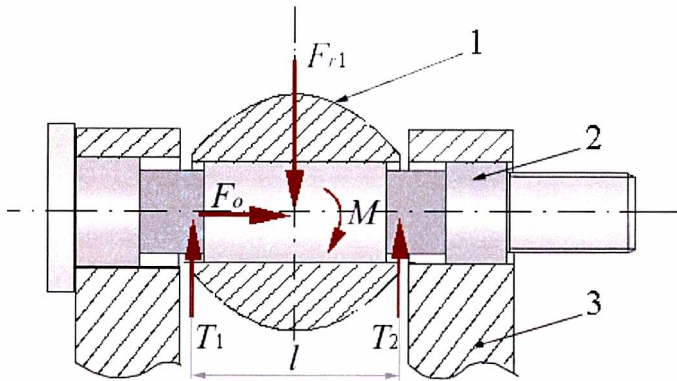
Skutecznym sposobem wyznaczania oporu obracania krążnika jest opracowana metoda laboratoryjna [101], która gwarantuje dużą dokładność pomiaru, ok. $\pm 0,01$ N, ale nie daje możliwości pomiaru oporu pod obciążeniem. W udoskonalonej metodzie pomiarowej umożliwiającej pomiar oporu obracania krążnika pod obciążeniem wykorzystano technikę tensometryczną zaproponowaną przez Dudzińskiego [25]. W wybranych przekrojach sworzni łączących krążniki w zestaw przegubowy naklejono układy tensometrów oporowych reagujących na siły ścinające. Dzięki prostym zależnościom między mierzonymi siłami ścinającymi, a momentem przekazywanym na badaną oś możliwe jest dokładne wyznaczenie oporu obracania [20].

Wykorzystanie tensometrycznej techniki pomiarowej wiązało się z indywidualnym przygotowaniem sworzni pomiarowych, tak aby możliwa i dokładna była rejestracja największych naprężeń ścinających. Sworznie pomiarowe wykonane zostały z najwyższej jakości stali sprężynowej, dzięki czemu ulegają wyłącznie odkształceniom sprężystym w przewidywanym zakresie obciążeń $0 \div 12$ kN. Przeprowadzenie eksperymentu wymagało naklejenia pełnych mostków tensometrycznych na specjalnie przygotowanych płaskich powierzchniach sworzni. Na rysunku 2.2 przedstawiono przygotowany sworzeń pomiarowy z naklejonymi mostkami tensometrycznymi.



Rys. 2.2. Zastosowany sworzeń pomiarowy

Zadaniem dwóch mostków jest rejestracja sił tnących T_1 i T_2 (rys. 2.3) oraz ich momentu niezbędnych do określenia kolejno siły promieniowej F_r oraz momentu M .



Rys.2.3. Rozkład sił i momentu na sworzniu pomiarowym,
1 – oś krążnika, 2 – sworzień pomiarowy, 3 – wspornik trzymający sworzień

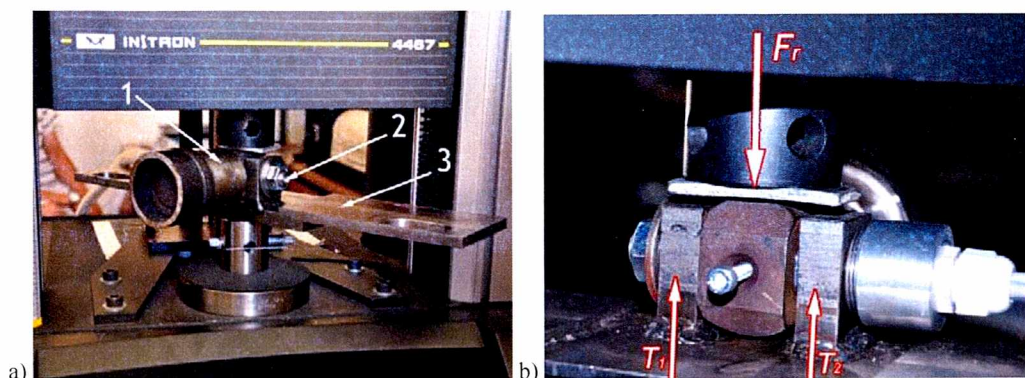
Do rejestracji i przekazania sygnału pomiarowego ze sworzni pomiarowych wykorzystano wzmacniacz typu SPIDER 8.0. Wzmacniacz ten jest podłączony do komputera, na którym dzięki oprogramowaniu Catman Easy firmy Hottinger możliwe jest analizowanie zmian pobieranego sygnału elektrycznego (mV). W celu przetransponowania sygnału elektrycznego na wartości sił T_1 , T_2 konieczne było wyskalowanie bolców pomiarowych polegające na przypisaniu charakterystycznych wartości sił wartościom sygnału elektrycznego. Skalowanie sworznia pomiarowego przedstawiono na rysunku 2.4. Sworzień 1 umieszczony został w przygotowanym uprzednio wsporniku 3 wraz z założonym na niego uchwytem 2, będącym fragmentem osi badanego krążnika. Tak przygotowany układ trzech elementów poddawano znanym obciążeniom w maszynie wytrzymałościowej. Pod wpływem siły wymuszającej F_r , na powierzchniach sworznia, gdzie naklejono tensometry, pojawiają się naprężenia i odkształcenia ścinające wywołujące zmiany napięcia na mostku tensometrycznym. Siłę promieniowej F_r towarzyszy para sił tnących T_1 i T_2 (rys.2.4b). Stosując zależność (2.1) wyznaczano wartości sił T_1 i T_2 . Zgodnie z tą zależnością zmiany sygnałów elektrycznych V_1 i V_2 pochodzących z mostków tensometrycznych są tożsame ze zmianami wartości sił T_1 i T_2 pojawiającymi się w czasie ścinania bolca:

$$F_r = T_1 + T_2 \quad \text{oraz} \quad V_r = V_1 + V_2 \quad (2.1)$$

$$\begin{cases} T_1 = c_{F1} V_1 \\ T_2 = c_{F2} V_2 \end{cases} \quad (2.2)$$

$$T_1 = T_2 \Rightarrow T_1 = \frac{F_r}{2}, \quad T_2 = \frac{F_r}{2} \quad (2.3)$$

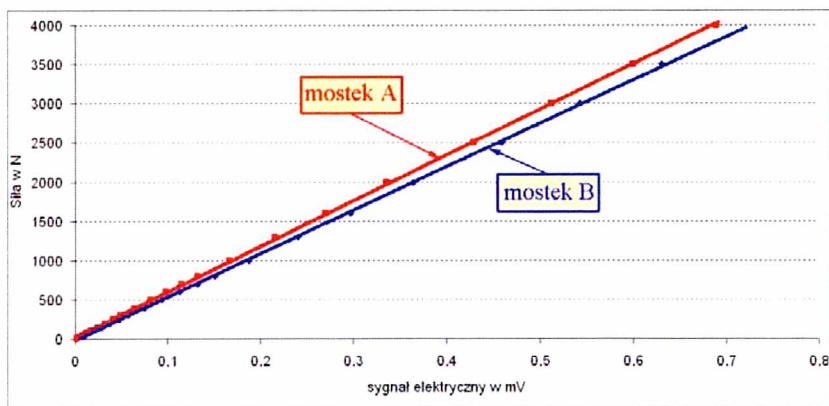
gdzie: F_r – siła promieniowa, działająca na sworzeń, N;
 T_1, T_2 – reakcje powstające na bolcu wskutek działania siły promieniowej, N;
 V_1 i V_2 – sygnały napięciowe, pochodzące z mostków tensometrycznych, mV;
 c_{F1}, c_{F2} – stałe skalowania mostków tensometrycznych.



Rys. 2.4. Skalowanie sworznia pomiarowego:

- a) układ trzech elementów wewnątrz maszyny wytrzymałościowej,
 b) układ sił pod wpływem obciążania uchwytu siłą promieniową

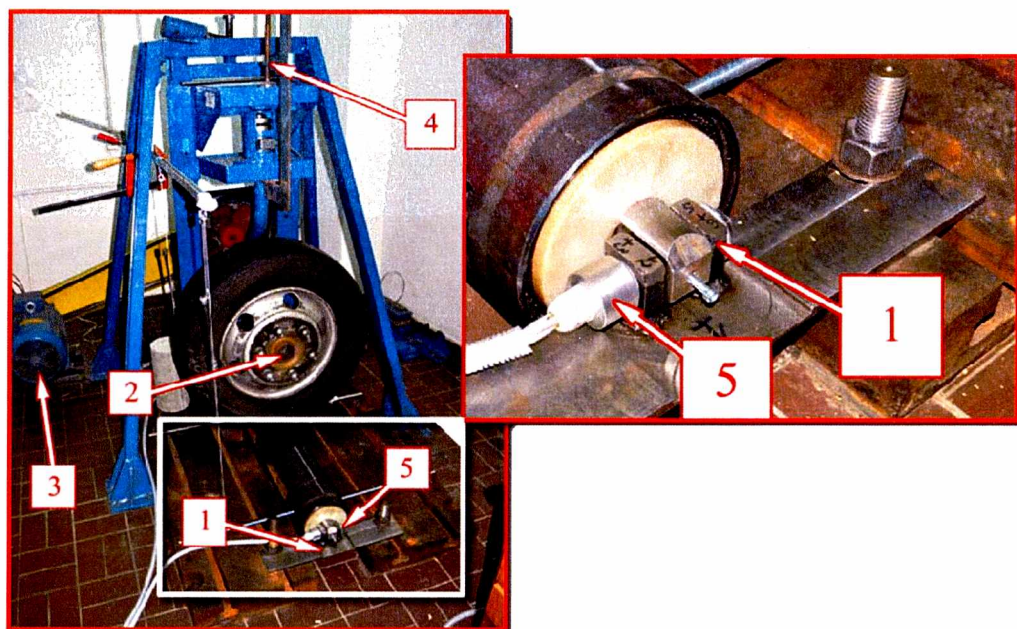
W pomiarach skalujących zależności pomiędzy siłami tnącymi T_1 i T_2 a sygnałami elektrycznymi pochodzącymi z mostków tensometrycznych V_1, V_2 aproksymowano liniowo (rys. 2.5)



Rys. 2.5. Wykres skalowania sworznia pomiarowego
 (zależność wartości siły promieniowej F_r od wartości sygnału elektrycznego V_1 i V_2)

Wyznaczone w wyniku aproksymacji współczynniki proporcjonalności c_F , czyli współczynniki kierunkowe otrzymanych zależności liniowych, umożliwiają przeliczenie wartości sygnału tensometrycznego wyrażonego w mV na wartość siły mierzonej w N (zależności 2.2 i 2.3).

Przygotowane i wyskalowane sworznie pomiarowe montowane są w otworach czopa osi badanego krążnika, umieszczonego na stanowisku pomiarowym z możliwością zadawania obciążeń lub na przenośniku. Widok stanowiska pomiarowego przyjętego do badania oporu obracania krążnika pod obciążeniem przedstawiono na rysunku 2.6.



Rys. 2.6. Widok stanowiska do pomiaru oporu obracania krążników
(w funkcji obciążenia promieniowego)

Idea prowadzonych badań jest taka, że oś krążnika jest mocowana w dwóch wspornikach 1, znajdujących się po obu stronach krążnika, a jego płaszcz zostaje obciążony kołem 2, połączonym poprzez wał napędowy i przekładnię pasową z silnikiem elektrycznym 3, dzięki któremu koło jest wprowadzane w ruch. Zatem koło obciążające jest również kołem napędzającym krążnik. Poprzez śruby dociskające 4 oraz mechanizm dźwigniowy koło może wywierać nacisk na płaszcz krążnika generując siłę promieniową F_r o wartości maksymalnej do 20 kN. Pod wpływem siły promieniowej na pojedynczym sworzniu pomiarowym 5 powstają reakcje T_1 i T_2 w miejscu gdzie występuje największe naprężenie tnące. Różnica między reakcjami jest sygnałem pomiarowym do wyznaczenia oporu obracania krążnika. Moment skracający oś krążnika M jest w równowadze z momentem pochodzącym od sił T_1 i T_2 na ramieniu l (rys. 2.3) Siła F_o mogąca działać wzdłuż osi sworznia jest kompensowana przez układ pomiarowy i nie zakłóca pomiaru. Każdy badany krążnik podpierany jest dwoma sworzniami, a zatem opór obracania jest sumą dwu składowych mierzonych na oby-

dwu sworzniach. Składowa oporu obracania na pojedynczym sworzniu W_{k1} (po jednej stronie osi krążnika) wyniesie:

$$W_{k1} = \frac{M}{r}, \quad (2.4)$$

gdzie W_{k1} – opór obracania krążnika, rejestrowany po jednej stronie osi krążnika, N;
 M – moment skręcający oś krążnika, Nm;
 r – promień krążnika, m.

Aby określić wielkość oporu obracania krążnika W_k należy dodać bezwzględne wartości oporu, zmierzone na obu sworzniach pomiarowych (W_{k1} , W_{k2}) [23].

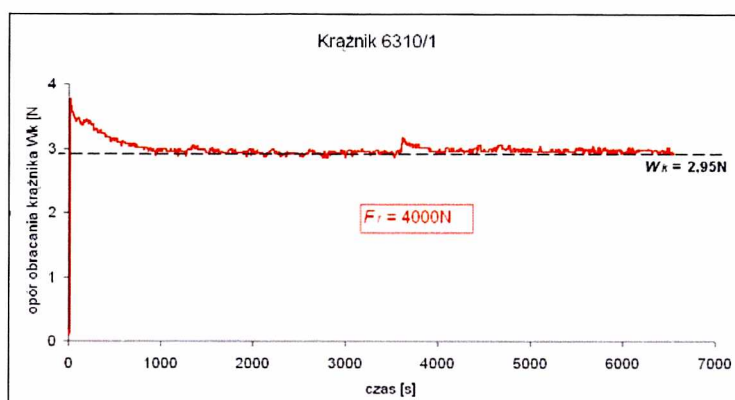
2.2.2. Wyniki pomiarów laboratoryjnych

Krążniki z uwagi na odmiennosć cech wynikającą z obszaru zastosowania, ale też rodzaju przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych mają różne charakterystyki oporów obracania W_k w funkcji siły promieniowej F_r . Wyznaczenie uniwersalnej zależności odpowiadającej konkretnemu typowi przyjętych do obliczeń krążników jest bardzo ważne, ponieważ rośnie wtedy dokładność obliczeń. Badaniom poddano trzy krążniki (zmodernizowane) stosowane na przenośnikach taśmowych o szerokości taśmy 2250 mm, eksploatowanych w górnictwie odkrywkowym. Należy dodać, że wszystkie przyjęte do badań krążniki charakteryzowały się tymi samymi parametrami konstrukcyjnymi i pochodziły od jednego producenta. Krążniki te po badaniach laboratoryjnych zainstalowano na członie pomiarowym przenośnika w kopalni PGE KWB „Bełchatów” S.A., gdzie prowadzono pomiary oporów ruchu całego zestawu krążnikowego.

Sam pomiar laboratoryjny realizowany był przy stałej prędkości kątowej ω równej 52,36 rad/s (500 obr/min), co było zgodne z warunkami eksploatacyjnymi panującymi na przenośniku. Zakres obciążenia promieniowego był ograniczony granicą sprężystości materiału bolców pomiarowych i wynosił 250 N ÷ 8 kN. W rezultacie dla każdego z trzech krążników wykonano po 6 pomiarów oporu obracania W_k przy zmiennej sile promieniowej F_r . Każdy pomiar prowadzono do czasu uzyskania pełnej stabilizacji wielkości oporu (rys. 2.7).

W tabeli 2.1 zamieszczono wyniki badań oporu obracania W_k krążnika pod zmiennym obciążeniem F_r wraz z wyznaczonym (przy pomocy średniej arytmetycznej) średnim oporem $W_{k,sr}$ odpowiadającym poszczególnym poziomom obciążenia.

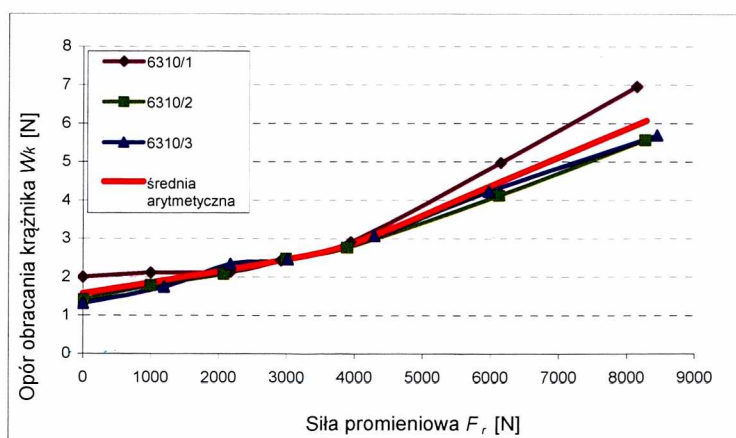
Na podstawie zbioru punktów, których wartości przedstawiono w tab. 2.1 sporządzono wykresy oporów obracania w funkcji siły promieniowej F_r (rys. 2.8) wraz z interpretującą wzrost parametru W_k krzywą trendu wyznaczoną na podstawie wartości uśrednionych $W_{k,sr}$. Przebieg ten opisuje typowy charakter zmian oporu obracania krążników. Otrzymana w ten sposób zależność ma charakter uniwersalny i może być wykorzystana do analiz związanych z optymalnym rozstawem krążników w ciągu górnym, które omówiono w dalszej części pracy.



Rys. 2.7. Przebieg zmian oporów obracania W_k w czasie, przy sile promieniowej $F_r = 4 \text{ kN}$, z widoczną stabilizacją po okresie ok. 1500 s.

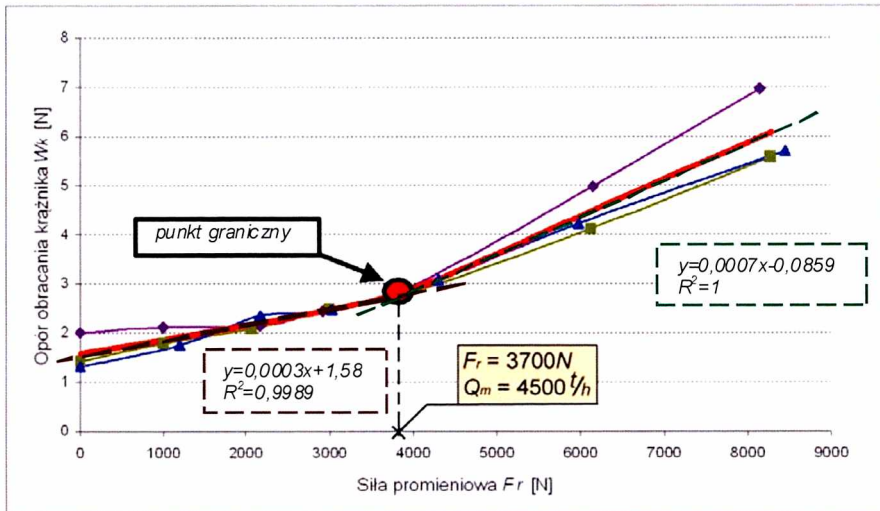
Tabela 2.1. Wartości oporu obracania kładników W_k oraz średniego oporu $W_{k,sr}$ w zależności od przyłożonej siły promieniowej F_r

Siła promieniowa $F_r \text{ [N]}$	Opór obracania kładnika $W_k \text{ [N]}$			
	6310/1	6310/2	6310/3	Średnia arytmetyczna $W_{k,sr}$
0	2,01	1,42	1,32	1,58
1000	2,12	1,79	1,75	1,89
2000	2,15	2,09	2,35	2,20
3000	2,45	2,49	2,48	2,47
4000	2,92	2,78	3,08	2,93
6000	4,98	4,12	4,23	4,44
8000	6,97	5,58	5,70	6,08



Rys. 2.8. Opór obracania kładnika W_k w funkcji siły promieniowej F_r dla trzech zmodernizowanych kładników $\varnothing 194 \text{ mm} \times 800 \text{ mm}$ oraz średni opór obracania $W_{k,sr}$ w funkcji F_r .

Analizując wszystkie wykresy $W_k(F_r)$ oraz $W_{k,sr}(F_r)$ należy zauważyć, że dla każdego krążnika istnieje wartość obciążenia promieniowego F_r , poniżej której opór obracania zmienia się w niewielkim stopniu (± 1 N). Punkt po przekroczeniu którego krzywa $W_k(F_r)$ znacząco wzrasta nazwano „punktem granicznym”, a jego położenie na osi odciętej dla trzech przebadanych krążników stanowi wartość ok. 3700 N (rys.2.9). Po przekroczeniu tego punktu, wartość W_k wzrasta liniowo.



Rys. 2.9. Wykresy oporu obracania przyjętych do analizy krążników, z uwzględnieniem średniego oporu $W_{k,sr}$ oraz położenia punktów przegięcia

W związku z powyższym, funkcję $W_{k,sr}(F_r)$ można opisać dwiema zależnościami liniowymi (rys. 2.9). W początkowym zakresie obciążenia (mniejszym od 4 kN) przyjmuje się niewielki wzrost oporu obracania, według wzoru:

$$W_{k,sr}(F_r) = 0,0003 F_r + 1,58 \quad (2.5)$$

Dopiero po przekroczeniu punktu przegięcia zależność opisuje wyraźniej narastająca funkcja liniowa o parametrach definiowanych równaniem:

$$W_{k,sr}(F_r) = 0,0007 F_r - 0,86 \quad (2.6)$$

Pierwsza funkcja (2.5) powinna znaleźć zastosowanie przy definiowaniu oporów obracania krążników pracujących pod niewielkim obciążeniem (na przykład dla przenośników węglowych), natomiast druga (2.6) najlepiej oddaje charakter zmian oporów obracania krążników pracujących przy przenoszeniu dużych obciążeń, zatem może być przydatna przy projektowaniu np. przenośników nadkładowych.

Dla pełniejszego rozpoznania charakteru zmian oporu obracania dowolnego typu krążnika lepiej jest wyznaczyć bezwymiarowy względny opór obracania w_k , który opisano zależnością [26]:

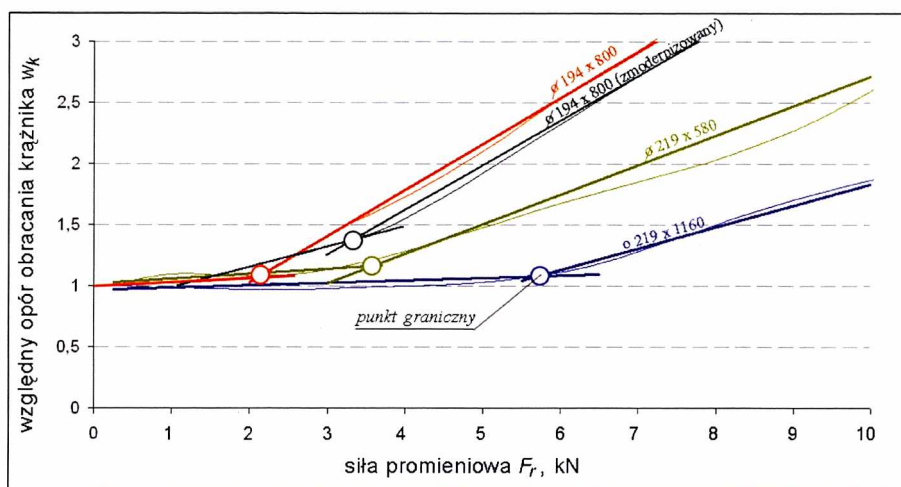
$$w_k(F_r) = \frac{W_k(F_r)}{W_k(0)}, \quad (2.7)$$

gdzie: $W_k(F_r)$ – opór obracania krążnika, pod obciążeniem F_r , przy czym F_r przyjmuje wartości w zakresie $0 \div 8000$ N;

$W_k(0)$ – opór obracania krążnika, wyznaczony bez udziału siły F_r .

Funkcja ta pozwala wyznaczyć opór obracania krążnika dla dowolnego obciążenia $W_k(F_r)$ na podstawie wyznaczonego wcześniej oporu początkowego $W_k(0)$, np. prostą metodą laboratoryjną [101].

W pracy [15] porównano zależności względnego oporu obracania dla innych krążników. Wykazano jakościowo podobny charakter wzrostu oporu obracania pod zmiennym obciążeniem F_r (rys. 2.10).



Rys. 2.10. Porównanie przebiegów $w_k(F_r)$ wszystkich przebadanych krążników, przedstawionych za pomocą linii trendu [15]

Parametrami różnicującymi poszczególne typy krążników są:

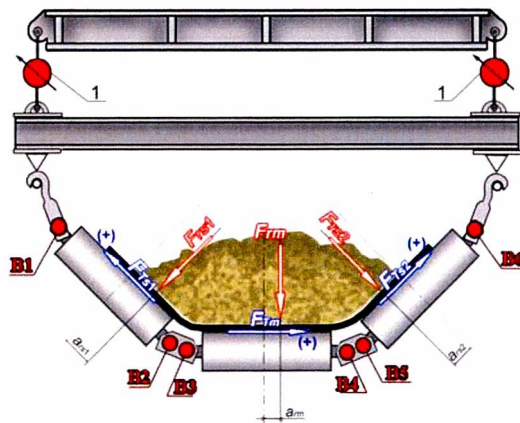
- lokalizacja „punktu granicznego”, czyli wartość siły promieniowej powyżej której następuje wzrost oporu obracania krążnika,
- nachylenie wzrastającej części wykresu.

Na podstawie tych dwu cech można wnioskować o jakości badanego krążnika ponieważ im mniejszy jest kąt nachylenia charakterystyki $w_k(F_r)$ oraz im bardziej jest oddalony punkt „graniczny” na wykresie, tym mniejsze są opory obracania krążnika w całym zakresie obciążeń eksploatacyjnych.

2.3. Eksploatacyjne badania obciążeń krążników nośnych

Przedstawione wyniki badań laboratoryjnych pokazały istotny wpływ obciążenia promieniowego na opór obracania krążnika. Warunki prowadzonych eksperymentów laboratoryjnych ograniczały się jednak do zadawania stałych w czasie sił promieniowych, z zakresu rzeczywistych obciążeń roboczych krążnika. W warunkach eksploatacyjnych obciążenie poszczególnych krążników zależy przede wszystkim od losowo – zmiennej strugi urobku. Generuje to zmienne w czasie opory obracania krążników, których wyznaczenie jest możliwe jedynie gdy znany jest rozkład obciążeń promieniowych poszczególnych krążników w zestawie i ich przebiegi w czasie. Wiedzę na temat obciążeń krążników można czerpać z obliczeń teoretycznych [41, 100], laboratoryjnych [34, 117] i badań eksploatacyjnych [18, 37, 110, 116].

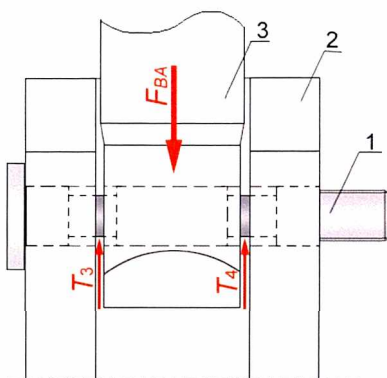
Duża dokładność otrzymanych wyników badań laboratoryjnych obciążeń krążników, zainspirowała do zastosowania sprawdzonej techniki pomiarowej na rzeczywistym przenośniku taśmowym. W tym przypadku specjalnie przygotowane sworznie pomiarowe zastąpiły typowe bolce stosowane w trójkrażnikowych zestawach przegubowych. Pozwoliło to zachować geometrię i ruchliwość typowego zestawu, ale również umożliwiło rejestrację obciążeń poszczególnych krążników oddzielnie. Rozszerzono w ten sposób zakres badań do jednoczesnego pomiaru trzech krążników zestawu górnego dzięki zastosowaniu sześciu bolców pomiarowych. Schemat rozmieszczenia wyskalowanych bolców pomiarowych z naklejonymi układami tensometrycznymi przedstawiono na rys.2.11. Bolce oznaczono kolejnymi symbolami od B1 do B6.



Rys. 2.11. Położenie sworzni pomiarowych w trójkrażnikowym zestawie pomiarowym oraz oznaczenia mierzonych sił

Całkowite obciążenie zestawu, rejestrowano w trakcie badań przez parę czujników 1 sił pionowych. Wypadkowa siła pionowa obciążająca zestaw krążnikowy powoduje powstawanie trzech składowych promieniowych F_{rs1} , F_{rs2} , F_{rm} , które działają prostopadle do osi krążników. Każda z tych składowych jest w równowadze z dwiema siła-

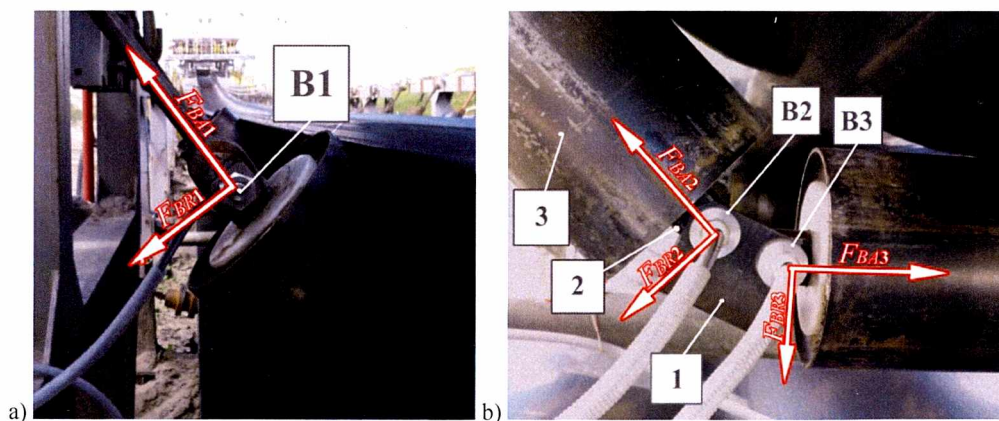
mi rejestrowanymi na sworzniach pomiarowych. Ciąg sześciu sił na sworzniach F_{BR1} , F_{BR2} , ..., F_{BR6} wyznaczany jest w oparciu o rejestrowane pary sił tnących po obu stronach każdego sworznia (rys. 2.6). Sworznie stosowane w pomiarach na przenośniku wyposażono w dodatkowe układy tensometryczne umożliwiające wyznaczenie obciążeń poosiowych. Analogicznie jak w przypadku pomiaru obciążeń prostopadłych do osi sworznia w wyznaczeniu sił poosiowych wykorzystano pomiar sił ścinających T_3 i T_4 (rys.2.12). Wykorzystano również tą samą technikę skalowania sworzni.



Rys. 2.12. Rozkład sił tnących T_3 i T_4 na sworzniu pomiarowym:

1 – sworzeń pomiarowy, 2 – wspornik (badania laboratoryjne) lub łącznik (badania eksploatacyjne) trzymający sworzeń, 3 – oś krążnika.

Położenie sworzni pomiarowych w zestawie oraz rozkład sił działających na poszczególne sworznie przedstawiono na rysunku 2.13.



Rys. 2.13. Położenie sworzni pomiarowych oraz rozkład sił promieniowych F_{BR} oraz poosiowych F_{BA} działających na sworznie pomiarowe: a) sworzeń pomiarowy B1 krążnika bocznego, b) sworznie B2 i B3 w łączniku krążników w zestawie (1 – łącznik, 2 – czop osi krążnika, 3 – krążnik boczny zestawu pomiarowego)

Zaznaczono tu wektorami reakcje promieniowe F_{BR} oraz reakcje poosiowe F_{BA} na sworzniach pomiarowych $B1$ do $B3$ wywołane obciążeniem pochodzącym od masy urobku oraz masy taśmy. Oznaczenia tych sił są zgodne z przyjętym numerem sworzni (na przykład: siła promieniowa działająca na sworznię $B3$ oznaczono jako F_{BR3} , podobnie siła poosiowa rejestrowana przez sworznię $B1$ została oznaczona symbolem F_{BA1}). Na każdy sworznię pomiarowy działa zatem para prostopadłych do siebie sił F_{BA} i F_{BR} .

Do wyznaczenia poszczególnych sił posłużono się zależnościami uwzględniającymi zarejestrowane siły tnące $T_1 \div T_4$, analogicznie do prowadzonych badań laboratoryjnych. Należało również poddać wszystkie sworznie procedurze wyskalowania. Szerzej zagadnienie to przedstawiono w pracy [16].

Prawidłowo wyskalowane sworznie pomiarowe powinny rejestrować siły promieniowe F_{BR} spełniające poniższą zależność:

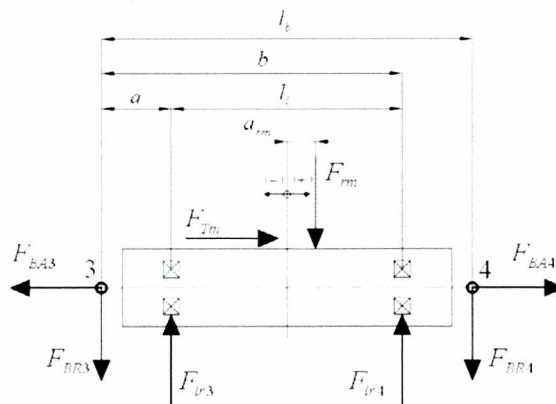
$$\begin{cases} F_{rs1} = F_{BR1} + F_{BR2} \\ F_{rm} = F_{BR3} + F_{BR4} \\ F_{rs2} = F_{BR5} + F_{BR6} \end{cases} \quad (2.8)$$

gdzie: F_{rs1} , F_{rs2} – wypadkowa siła promieniowa na krążniku bocznym (lewym oraz prawym), N,

F_{rm} – wypadkowa siła promieniowa na krążniku środkowym, N,

$F_{BR1}, \dots, F_{BR6}$ – siły promieniowe działające na jeden sworznię pomiarowy, N.

Na podstawie zidentyfikowanych w trakcie pomiarów eksploatacyjnych sił działających na elementy pomiarowe (sworznie) wyznaczono również reakcje promieniowe F_{lr} i poosiowe F_{Tm} , obciążające poszczególne łożyska krążników (rys.2.14). Znajomość obciążeń łożysk przydatna jest w analizach trwałościowych krążnika.



Rys. 2.14. Układ sił działających na pojedynczy krążnik

Korzystając z warunku równowagi momentów względem punktu 3, uzyskujemy równania dla sił pojawiających się w łożyskach krążnika środkowego, tj:

$$F_{lr3} = F_{BR3} \frac{b}{b-a} - F_{BR4} \frac{a}{b-a} - F_{Tm} \frac{r}{b-a} \quad (2.9)$$

$$F_{lr4} = F_{BR4} \frac{b}{b-a} - F_{BR3} \frac{a}{b-a} + F_{Tm} \frac{r}{b-a} \quad (2.10)$$

gdzie:

$$a = \frac{l_b - l_l}{2}, \quad b = \frac{l_b + l_l}{2} \quad (2.11)$$

l_b – rozstaw otworów w czopach osi krążnika (rozstaw między sworzniami), m,

l_l – odległość między węzłami łożyskowymi mierzona wzdłuż osi krążnika, m,

F_{Tm} – siła tarcia, wywołana zbieganiem bocznym taśmy przenośnika, pojawiająca się na krążniku środkowym, N,

F_{BR4} i F_{BR3} – siły promieniowe, rejestrowane na bolcach krążnika środkowego, N.

Zatem wypadkowa siła F_{rm} działająca na krążnik środkowy wynosi:

$$F_{rm} = F_{BR3} + F_{BR4} \quad (2.12)$$

Analogiczne zależności dotyczą także dwóch krążników bocznych. Siłę tarcia występującą na krążniku środkowym można wyliczyć jako różnicę sił poosiowych:

$$F_{Tm} = F_{BA4} - F_{BA3}, \quad (2.13)$$

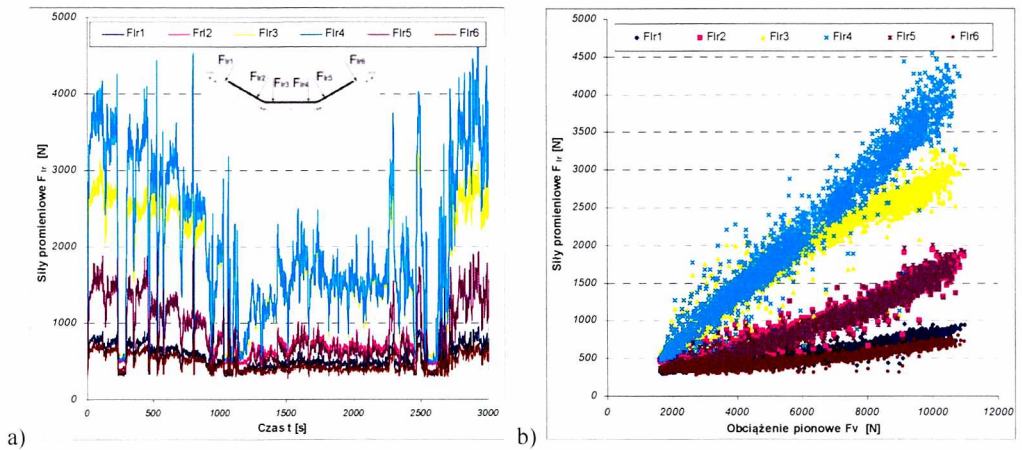
Różnice sił poosiowych zarejestrowane na bolcach podtrzymujących krążniki boczne wyznaczają siły tarcia na tych krążnikach. Zgodnie z przyjętymi oznaczeniami dodatnia wartość siły tarcia na krążniku środkowym oznacza zwrot jej wektora w prawo, natomiast ujemna wartość zwrot w lewo. Dla krążników bocznych siła tarcia przyjmuje wartości dodatnie, przy zwrocie jej wektora na zewnątrz zestawu krążnikowego (rys. 2.11).

Dodatkowo, z równowagi momentów działających na krążnik można wyznaczyć punkt przyłożenia wypadkowej siły normalnej (promieniowej). Jako punkt odniesienia przyjęto połowę długości krążników l_{kr} . Na środkowym krążniku miejsce przyłożenia siły promieniowej przyjęto jako dodatnie w sytuacji, gdy przyłożona jest ona po prawej stronie punktu odniesienia (po prawej stronie osi symetrii). Dla krążników bocznych jako wartości dodatnie przyjęto przesunięcie punktu przyłożenia siły wypadkowej wzdłuż tworzącej płaszcza krążnika, w kierunku do środka zestawu krążnikowego.

2.3.1. Wyniki pomiarów obciążeń krążników

Badania obciążeń krążników przeprowadzono na przenośniku doświadczalnym w odkrywkowej kopalni węgla brunatnego. Zastosowany człon pomiarowy przenośnika doświadczalnego umożliwiał regulacje ustawienia osi krążników względem osi taśmy. Zasadnicze pomiary przeprowadzono dla rozstawów zestawów krążnikowych 1,2 m i 1,45 m przy prostokątnym ustawieniu zestawu. Dodatkowo dla rozstawu wynoszącego 1,45 m zmierzono obciążenie przy wymuszonym zukośowaniu o kąt $2,7^\circ$.

Dla każdego przypadku zarejestrowane na sworzniach pomiarowych siły przełożono na wartości reakcji działających na łożyskach zestawu krążnikowego $F_{lr1} - F_{lr6}$, a następnie wyznaczano wypadkowe obciążenia promieniowe F_{rs1} , F_{rs2} i F_{rm} (wg wzorów $2.8 \div 2.12$). Na rysunku 2.15 przedstawiono zmienność wypadkowych sił promieniowych oddziałujących na poszczególne łożyska w czasie (a) oraz w funkcji obciążenia pionowego (b).



Rys. 2.15. Przykładowy przebieg zarejestrowanych sił promieniowych łożysk krążników w zestawie pomiarowym: w czasie, b) w funkcji obciążenia pionowego F_v

Do dalszych analiz wypadkową siłę pionową F_V przeliczono na wydajność masową Q_m . Rejestrowana wypadkowa siła pionowa F_V obciążająca zestaw krążnikowy wywołana masą własną taśmy i chwilową masą urobku wynosi:

$$F_V = l_k g (B m_t + m_u) \quad (2.14)$$

gdzie: l_k – rozstaw krążników górnych, m,
 B – szerokość taśmy, m,
 m_t – jednostkowa masa taśmy, kg/m^2 ,
 g – przyspieszenie ziemskie, $9,81 \text{ m/s}^2$,
 m_u – liniowa masa urobku, kg/m .

Chwilowa wydajność przenośnika wynosi:

$$Q_m = m_u v_t, \quad [\text{kg/s}] \quad (2.15)$$

lub:

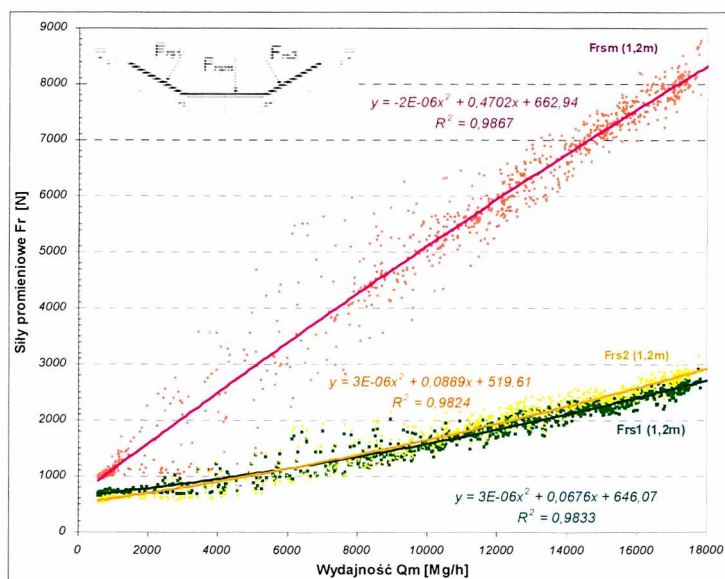
$$Q_m = 3,6 m_u v_t, \quad [\text{Mg/h}] \quad (2.16)$$

a zatem wydajność masowa wyrażona w Mg/h przeliczona na podstawie wypadkowej siły pionowej jest wyznaczana z zależności:

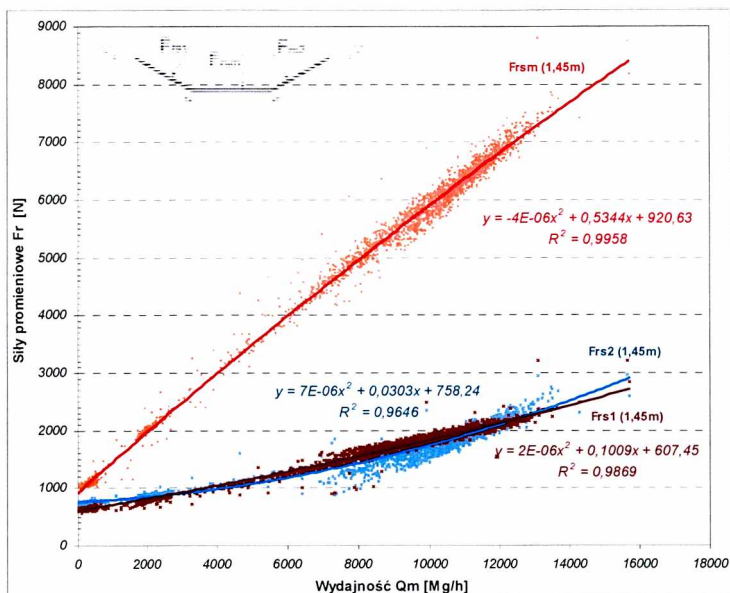
$$Q_m = 3,6 \left(\frac{F_V}{l_k g} - B m_t \right) v_t, \quad (2.17)$$

Dla warunków przeprowadzonego eksperymentu prędkość taśmy wynosiła $v_t = 5,98 \text{ m/s}$, a jednostkowa masa taśmy $B \cdot m_t = 105,55 \text{ kg/m}$.

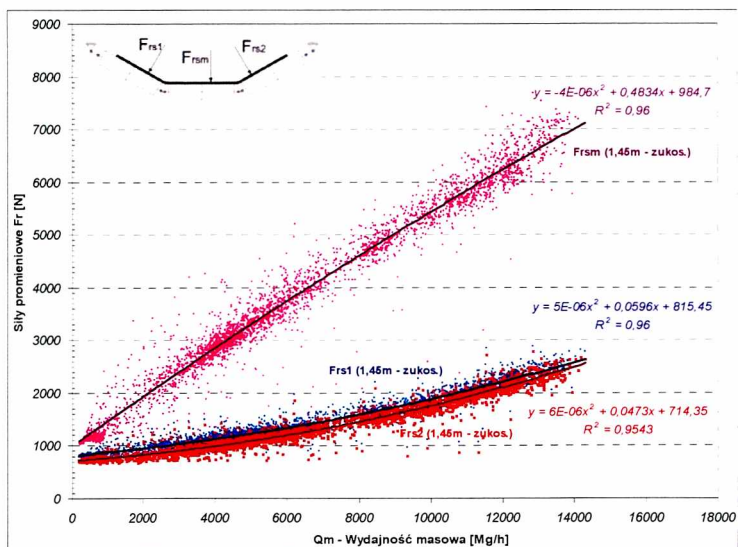
Charakter zmian obciążeń krążników opisywano funkcją regresji liniowej. W tym celu dla poszczególnych serii pomiarowych wyznaczono wielomianowe linie trendu drugiego stopnia, dla których otrzymano wysoki współczynnik korelacji R^2 , na poziomie $0,96 \div 0,99$. Na rysunkach 2.16÷2.18 zestawiono wyniki pomiarów obciążeń krążników w funkcji wydajności masowej dla poszczególnych wariantów rozstawu krążnikowego. W każdym przypadku krążnik środkowy poddawany jest działaniu największych sił promieniowych.



Rys. 2.16. Rozkład sił promieniowych krążników przy rozstawie 1,2 m w funkcji wydajności masowej Q_m



Rys. 2.17. Rozkład sił promieniowych krążników przy rozstawie 1,45 m w funkcji wydajności masowej Q_m

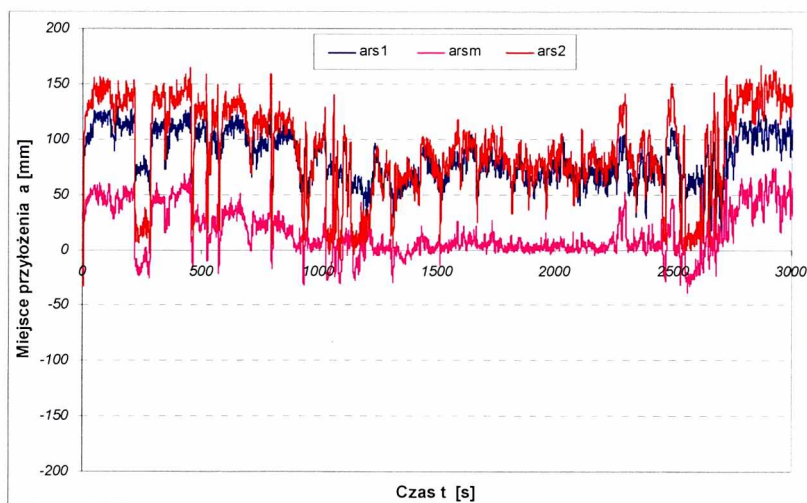


Rys. 2.18. Rozkład sił promieniowych krążników w zestawie zukosowanym przy rozstawie 1,45 m w funkcji wydajności masowej Q_m

Wraz ze wzrostem rozstawu wzrastają siły na krążnikach w całym zakresie zmian wydajności. Ponadto zaobserwowano, że zukosowanie zestawu zmniejsza wartość siły promieniowej krążnika środkowego, natomiast zwiększa w minimalnym stopniu siłę

promieniową oddziaływującą na krążnikach bocznych. Przyczyną tego jest częściowe „przejęcie” obciążenia pionowego z krążnika środkowego przez krążniki boczne, poprzez siły tarcia [100]. Dodatkowym efektem działania zwiększonych sił tarcia może być większe zużycie ścierny płaszcza.

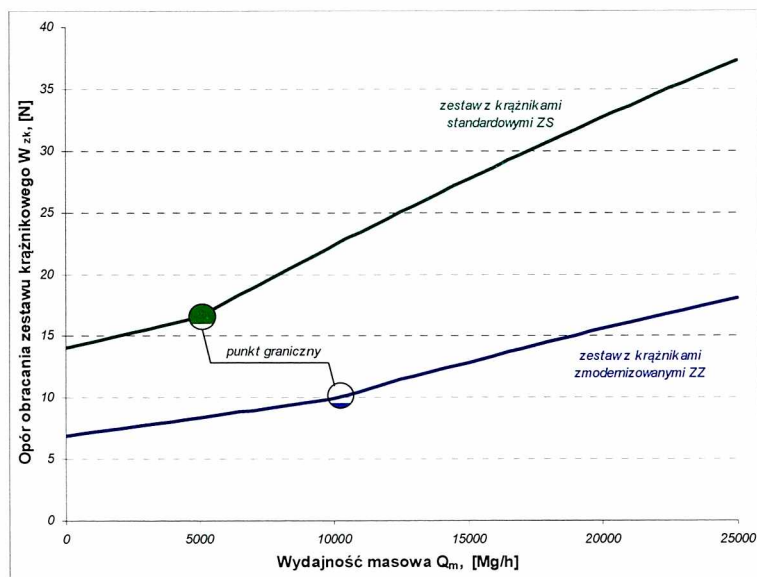
Posługując się równaniami momentów (2.9) i (2.10) można wyznaczyć punkty przyłożenia wypadkowych F_{rs1} , F_{rs2} i F_{rm} względem środka krążników. Przykładowy przebieg zmian przyłożenia sił promieniowych krążników w czasie zarejestrowany dla zestawu zukosowanego przy rozstawie 1,45 m przedstawiono na rysunku 2.19. Jako punkt odniesienia przyjęto połowę długości krążników l . Na środkowym krążniku miejsce przyłożenia siły promieniowej przyjęto jako dodatnie w sytuacji, gdy przyłożona jest ona po prawej stronie punktu odniesienia. Dla krążników bocznych wartości „+” przyjęto w kierunku środka zestawu krążnikowego. Zaobserwowano, że miejsce przyłożenia siły na krążniku środkowym a_{rsm} przyjmuje wartości zbliżone do zera (wypadkowa siła obciążająca jest przyłożona na środku krążnika). Inaczej sytuacja przedstawia się dla krążników bocznych. W tym przypadku siła jest przyłożona w ok. $1/3$ długości krążnika l . Identyfikacja eksperymentalna punktu przyłożenia wypadkowego obciążenia krążnika potwierdza dotychczasowe wyniki uzyskane metodami analitycznymi [41, 100].



Rys. 2.19. Przebieg czasowy zmian przyłożenia sił promieniowych krążników w zestawie zukosowanym przy rozstawie 1,45 m

Przeprowadzone badania pozwalają określić rozkład zmienności obciążeń na poszczególnych krążnikach zestawu, wynikający z chwilowej wydajności przenośnika. Zatem możliwe jest przyporządkowanie dla dowolnej chwilowej wartości obciążenia odczytanej z charakterystyki $W_k(F_r)$ (rys. 2.8), wartości chwilowego oporu obracania. W rezultacie otrzymuje się zależność oporu obracania W_k od wydajności chwilowej

przenośnika Q_m dla każdego z trzech krążników zestawu. Suma chwilowych wartości oporu obracania poszczególnych krążników stanowi opór obracania całego zestawu krążnikowego W_{zk} . Na rys. 2.20 przedstawiono przykładowe zależności oporu obracania dwóch zestawów krążnikowych, z krążnikami standardowymi i zmodernizowanymi, w funkcji wydajności chwilowej Q_m .



Rys. 2.20. Opór obracania zestawów krążnikowych W_{zk} w funkcji wydajności przenośnika Q_m .

2.4. Laboratoryjne badania oporów toczenia taśmy

Opory toczenia taśmy po krążnikach wynikają z cyklicznego ściskania okładki bieżnej taśmy przez krążniki nośne. Po zejściu z krążnika taśma wraca do pierwotnego kształtu z opóźnieniem wynikającym ze strat tłumienia materiału okładki bieżnej. Powoduje to zamianę części energii kinetycznej toczenia taśmy w energię ciepłą [41]. Opór toczenia taśmy jest składową głównych oporów ruchu, której nie można wyznaczyć bezpośrednio w badaniach eksperymentalnych. W pomiarach na przenośniku taśmowym można zmierzyć opór całego zestawu, gdzie opór toczenia występuje jednocześnie z oporem przeginalnia taśmy, oporem falowania urobku, oporem ślizgania taśmy po krążnikach i oporem obracania krążników.

Prowadzone na szeroką skalę w Instytucie Górnictwa Politechniki Wrocławskiej prace badawcze oraz rozważania teoretyczne dowodzą, że istnieją znaczne możliwości zmniejszenia zapotrzebowania na energię elektryczną w wyniku właściwego doboru właściwości taśmy przenośnikowej [6, 8, 58, 83]. Badania [58] prowadzone dla taśmy St 3150 o szerokości 2000 mm, która jest stosowana w polskich kopalniach węgla

brunatnego, oraz dla tej samej taśmy po uwzględnieniu specjalnej ulepszonej gumy okładkowej wykazały, że zmniejszenie grubości okładki nośnej taśmy z 14 mm do 7 mm przy jednoczesnym zastosowaniu ulepszonej mieszanki gumowej na okładkę bieżną o zwiększonej twardości (z 60 °Sh do 70 °Sh) powoduje oszczędność zapotrzebowania mocy napędów przenośnika na poziomie 12%. Otrzymane wyniki symulacji potwierdzają celowość modernizacji przenośników przez zastosowanie taśmy energooszczędnej [82].

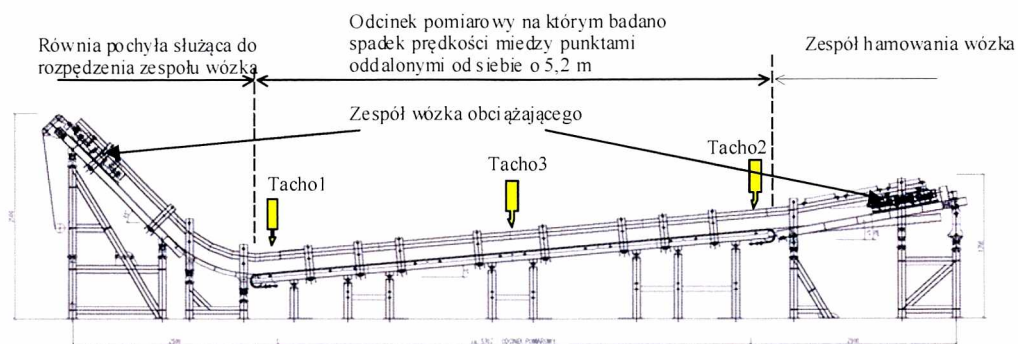
Zagadnienie identyfikacji parametrów taśm z linkami stalowymi, wpływających na opory ruchu przenośnika w szerokim zakresie temperatur przedstawił Bajda w pracy [6]. W oparciu o analizę prac badawczych dotyczących zjawisk zachodzących w taśmie podczas pracy przenośnika, tj. tłumienia oraz tarcia w powiązaniu z procesami cyklicznego deformowania taśmy, zaproponował metodę przeprowadzenia badań laboratoryjnych. W efekcie powstało specjalne stanowisko pomiarowe, na którym możliwe jest odwzorowanie rzeczywistych warunków współpracy krążnika z taśmą oraz identyfikacja zależności pomiędzy właściwościami okładki bieżnej taśm, a oporami toczenia taśmy po krążnikach. Prowadzone eksperymenty bazują na analizie ruchu wózka po równi pochyłej, wyścielonej taśmą przenośnikową. W ten sposób symuluje się warunki, gdzie występują tylko dwie składowe oporów ruchu tj. opór toczenia taśmy po krążnikach oraz opór obracania krążników. Ponieważ opór obracania krążników można wyznaczyć eksperymentalnie dla każdego krążnika osobno [101], to istnieje możliwość określenia drugiej składowej – oporu toczenia taśmy po krążnikach.

Stanowisko pomiarowe składa się z czterech głównych zespołów (rys. 2.21):

- wózka z dwoma krążnikami,
- odcinka z równią pochyłą służącego do rozpędzenia wózka,
- odcinka pomiarowego, na którym badana jest droga swobodnego toczenia się krążnika po taśmie,
- zespołu hamowania wózka.

Wózek obciążający składa się z dwóch krążników nośnych i ramy. Krążniki umieszczone są w ramie, do której można dokładać dodatkowe masy, przez co zmienia się siłę docisku krążników do taśmy. W badaniach wózek rozpędzany jest do wymaganej prędkości na równi pochyłej. Następnie na odcinku pomiarowym wskutek oporu toczenia i oporu obracania krążników prędkość ta maleje. Czas przejazdu wózka po taśmie mierzono przy pomocy dwu sond fotometrycznych Tacho1 i Tacho2 podłączonych do systemu pomiarowego Pulse firmy Bruel&Kjaer.

Do interpretacji wyników pomiarów przyjmuje się, że opór toczenia wózka po taśmie i opór obracania krążników jest stały, a zatem można przyjąć założenie o stałym średnim przyspieszeniu (opóźnieniu) wózka na odcinku pomiarowym.



Rys. 2.21. Schemat stanowiska z równią pochyłą do badań oporu toczenia taśmy

Taśma na stanowisku pomiarowym ma szerokość 500 mm. Chcąc odnieść wyniki badań do warunków rzeczywistych należy posługiwać się jednostkowym oporem toczenia, tj. oporem przeliczonym na jednostkę długości krążnika.

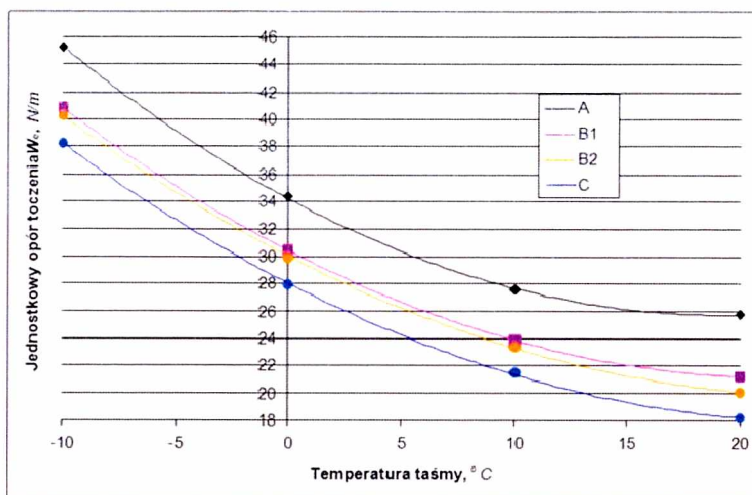
Przeprowadzono dwie serie badań. W pierwszej badano opory toczenia dla trzech odcinków taśmy, oznaczonych symbolami K1 i S1 (wytypowane rozwiązania prototypowe), oraz dla odcinka P (taśma standardowa stosowana w kopalniach odkrywkowych). We wcześniejszych badaniach laboratoryjnych wyznaczany był współczynnik tłumienia oraz moduł sprężystości gumy okładkowej taśmy. Na podstawie tych parametrów decydujących o wielkości oporu toczenia wytypowano rozwiązania prototypowe. W drugiej serii badań porównano 3 typy taśm energooszczędnych (B1, B2 i C) z taśmą standardową A. Wszystkie próbki wykonane zostały z taśm typu St 3150 o wymiarach: długość 7000 mm, szerokość 500 mm i grubość okładki bieżnej równej 7mm. Droge swobodnego toczenia się wózka krążnikowego po taśmie wyznaczano dla dwóch wariantów obciążeń, tj. dla wózka o masie 159,8 kg (1568 N) oraz wózka o masie 242,6 kg (2328 N). Opóźnienie wózka obliczano w oparciu o rejestrowane czasy przejazdu między dwoma punktami pomiarowymi.

Tabela 2.2. Zestawienie wyników badań oporów toczenia taśmy po krążnikach[38]

Parametr	Wózek o masie 159.8 [kg]			Wózek o masie 242.6 [kg]		
	Symbol taśmy			Symbol taśmy		
	P	K1	S1	P	K1	S1
Opóźnienie, a [m/s ²]	0.773	0.757	0.790	0.785	0.763	0.830
Droga swobodnego toczenia, S [m]	16,30	16,50	15,87	15,60	16,37	15,05
Opór podnoszenia wózka, W_p [N]	95,7			145,3		
Opór toczenia taśmy, W_e [N]	22,04	20,54	25,37	44,31	35,10	51,44

Uzyskane wyniki badań dla serii pierwszej (tabela 2.2) dowiodły, że rodzaj zastosowanej mieszanki gumowej na okładkę bieżną taśmy przenośnikowej oraz wielkość

siły normalnej w strefie kontaktu pomiędzy taśmą i krążnikami ma istotny wpływ na wielkość oporu toczenia taśmy. Stwierdzono również, że zastosowanie specjalnie wyselekcjonowanych mieszanek (np. K1) może przynieść zmniejszenie oporu toczenia nawet do 20%, w odniesieniu do rozwiązania standardowego P. Potwierdzają to wyniki badań otrzymane w serii drugiej, które przedstawiono na rysunku 2.22.



Rys. 2.22. Jednostkowe opory toczenia taśm typu ST 3150 po krążnikach: A – taśma ze standardową okładką bieżną; B1, B2 oraz C – taśmy energooszczędne [7]

Badania prowadzono w zakresie ujemnych i dodatnich wartości temperatury. Wykazano, że obniżenie temperatury wywiera negatywny wpływ na opory toczenia taśmy po krążnikach. Wraz ze spadkiem temperatury wzrasta moduł sprężystości, co powinno polepszać warunki toczenia taśmy po krążnikach, ale jednocześnie istotnie wzrasta współczynnik tłumienia. Ponieważ opór toczenia liniowo zależy od współczynnika tłumienia i wykładniczo (z wykładnikiem 1/3) maleje ze wzrostem modułu sprężystości taśmy [45], to w efekcie wraz ze spadkiem temperatury wyraźnie wzrasta opór toczenia taśmy. Zaobserwowana prawidłowość ma istotne znaczenie dla taśm pracujących w kopalniach odkrywkowych.

Zaprojektowane stanowisko umożliwia nie tylko porównywanie różnych typów taśm pod względem generowanych oporów toczenia, ale również daje możliwość porównywania różnych rozwiązań materiałowych krążników [50]. W kolejnej serii pomiarowej przeprowadzono badania porównawcze oporów toczenia taśmy w przypadku zastosowania krążników z płaszczem stalowym z krążnikami z płaszczem poliuretanowym. W tym przypadku do wyznaczenia oporu toczenia wykorzystano analizę zmian energii kinetycznej toczącego się po taśmie wózka. Dysponując pomiarami czasu przejazdu wózka między kolejnymi punktami pomiędzy sondami Tacho1, Tacho3 i Tacho2 zaznaczonymi na rysunku 2.21 można wydzielić odcinki pomiarowe

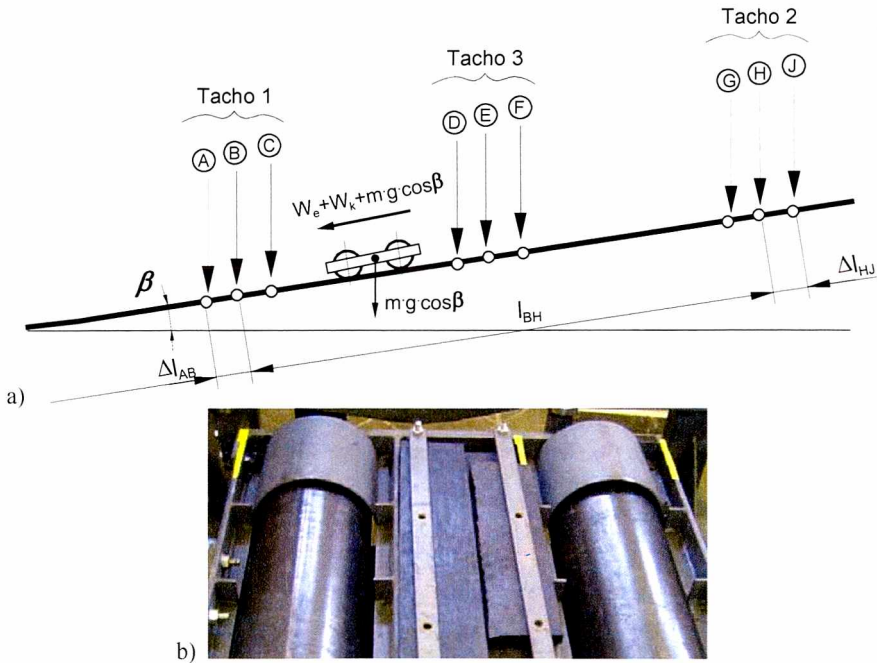
i dla punktów początkowego i końcowego każdego odcinka wyznaczyć prędkości wózka. Każda z sond pomiarowych składa się z trzech punktów, pomiędzy którymi rejestrowany jest czas przejazdu. Ponieważ odległość pomiędzy punktami pomiarowymi stanowiącymi pojedynczą sondę jest niewielka ($0,271 \pm 0,50$ m) to czas przejazdu pomiędzy punktami może posłużyć do wyznaczenia prędkości na początku i końcu każdego analizowanego odcinka (rys. 2.23).

Przykład postępowania obrazuje algorytm obliczeń w przypadku odcinka pomiarowego l_{BH} . Prędkość początkową i końcową przy ruchu wózka pomiędzy punktami B i H wyznaczają równania:

prędkość początkowa
$$v_1 = \frac{l_{AB}}{\Delta t_{AB}} \quad (2.18)$$

prędkość końcowa
$$v_2 = \frac{l_{HJ}}{\Delta t_{HJ}} \quad (2.19)$$

gdzie: l_{AB} – odległość między punktami A i B na wózku, m
 Δt_{AB} – zmierzony czas przejazdu wózka pomiędzy punktami A i B, s
 l_{HJ} – odległość między punktami H i J na wózku, m
 Δt_{HJ} – zmierzony czas przejazdu wózka pomiędzy punktami H i J, s



Rys. 2.23. a) Schemat rozmieszczenie punktów pomiarowych, b) widok wózka pomiarowego

Zmiana energii kinetycznej wózka podczas ruchu pomiędzy punktami B i H wynosi:

$$\Delta E_k = \frac{1}{2} \left(m + \frac{I_r}{r^2} \right) (v_1^2 - v_2^2) \quad (2.20)$$

gdzie: m – masa wózka, kg,

I_r – masowy moment bezwładności jednego krążnika, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$,

r – promień krążnika, m,

v_1 – prędkość początkowa, m/s,

v_2 – prędkość końcowa, m/s.

Zmiana energii kinetycznej nastąpiła w wyniku pracy sił zewnętrznych na drodze l_{BH} . Suma sił zewnętrznych działających przeciwnie do kierunku ruchu wózka wynosi:

$$\Sigma F = W_e + W_k + m g \sin \beta, \quad (2.21)$$

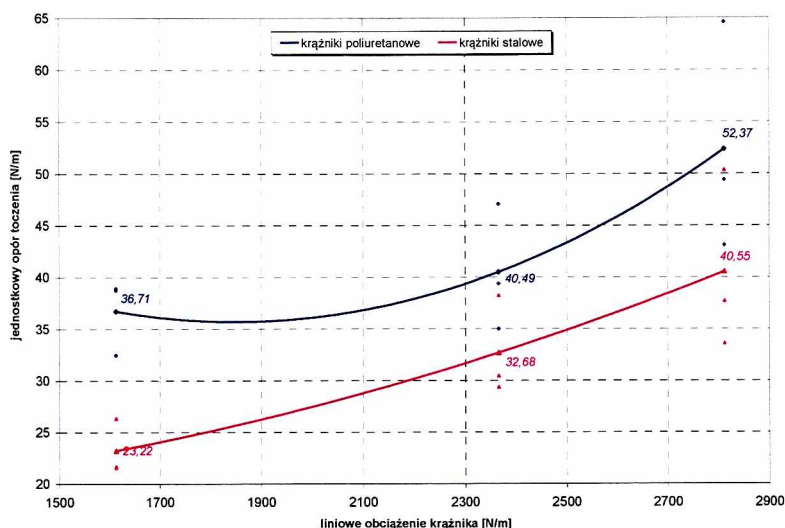
praca sił zewnętrznych na długości analizowanego odcinka i na kierunku ruchu opisana jest zależnością:

$$\Delta L = (W_e + W_k + m g \sin \beta) l_{BH}. \quad (2.22)$$

Ponieważ praca sił zewnętrznych bilansuje się ze spadkiem energii kinetycznej $\Delta E_k = \Delta L$, to po uwzględnieniu równań (2.21) i (2.22) otrzymujemy wzór na opór toczenia krążników (wózka z dwoma krążnikami) po taśmie

$$W_e = \frac{1}{2 l_{DE}} \left(m + \frac{I_r}{r^2} \right) (v_1^2 - v_2^2) - W_k - m g \sin \beta \quad (2.23)$$

Wyznaczony zgodnie z opisaną metodą jednostkowy liniowy opór toczenia taśmy dla dwóch typów krążników porównano na rysunku 2.24. W trakcie eksperymentu masę wózka dobrano tak, aby liniowe obciążenie (obciążenie przypadające na jednostkę długości krążnika) odpowiadało średniorocznemu obciążeniu krążnika środkowego przy transporcie nadkładu [94]. Z przedstawionego wykresu widać wyraźnie, że krążniki z płaszczem poliuretanowym generują większe opory toczenia, co spowodowane jest ich mniejszą sztywnością i większymi odkształceniami pod wpływem siły promieniowej. Należy zwrócić uwagę, że uzyskane tą metodą wyniki są zbieżne co do charakteru zależności zarówno z wynikami teoretycznymi jak i dotychczas opublikowanymi wynikami pomiarów przedstawionych w pracach [81, 114], z których m.in. wynika, że w przypadku poliuretanowej powierzchni krążnika opory toczenia taśmy wzrastają ok. 35%.



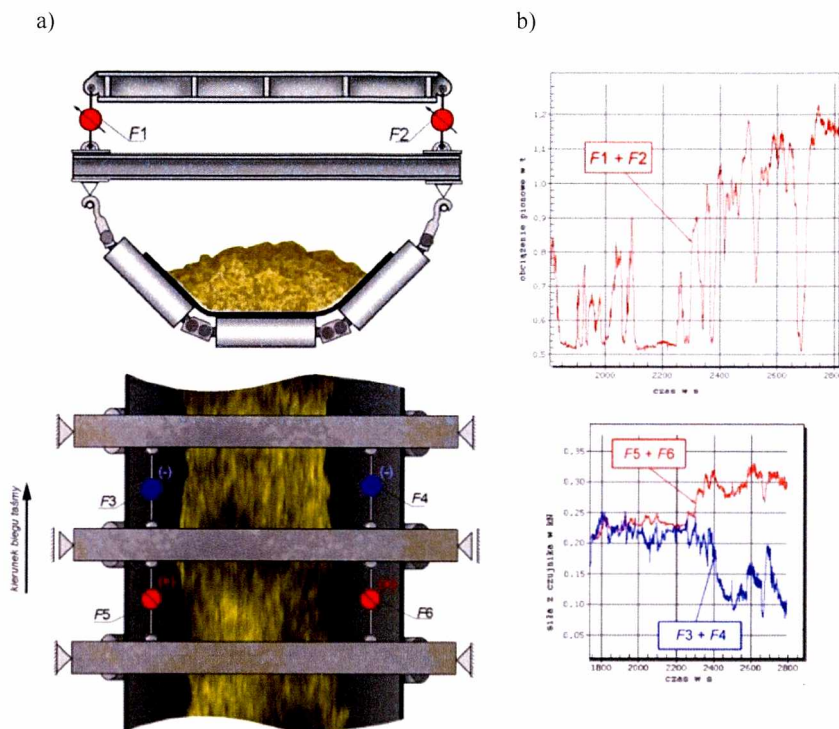
Rys. 2.24. Porównanie jednostkowych oporów toczenia w funkcji liniowego obciążenia krążnika dla krążników z płaszczem poliuretanowym i krążników z płaszczem stalowym

2.5. Badania oporów głównych na pojedynczym zestawie krążnikowym

2.5.1. Metodyka i obiekt badań

Istotę pomiaru oporów ruchu na pojedynczym zestawie krążnikowym wyjaśnia rys. 2.25. Zestaw pomiarowy złożony z układu trzech krążników górnych zainstalowany został na specjalnie skonstruowanym, pomiarowym członie trasy przenośnika. Badany zestaw krążnikowy zawieszony na specjalnej belce poprzecznej, podtrzymywany jest przegubowo na dwóch tensometrycznych czujnikach sił pionowych F_1 i F_2 reagujących na siłę rozciągającą.

W trakcie pomiarów, suma wartości tych dwu sił jest wypadkowym obciążeniem pionowym zestawu krążnikowego. Na obciążenie to składa się przypadający na zestaw ciężar taśmy oraz chwilowy ciężar urobku. Zatem jest to również pomiar chwilowej wydajności przenośnika. Przed każdym pomiarem, wykorzystując podwieszenie na dwu śrubach rzymskich, belka wraz zestawem przegubowym opuszczana jest poniżej taśmy i w ten sposób rejestruje się siłę ciężkości tych elementów, co w dalszej kolejności odejmowane jest od sumy wskazań czujników sił. Sąsiednie zestawy krążnikowe na członie pomiarowym zawieszone są także na poprzecznych belkach z możliwością regulacji wysokości zawieszenia po każdej stronie. Umożliwia to precyzyjne ustawienie przed pomiarami wszystkich krążników w jednej płaszczyźnie, co eliminuje dodatkowe obciążenia krążników. Belki z zawieszonymi zestawami mogą być



Rys.2.25. Schemat przedstawiający metodę pomiaru oporów ruchu na członie doświadczalnym przenośnika taśmowego:

a) lokalizacja zastosowanych czujników sił, b) przykładowe przebiegi rejestrowanych sił

ustawiane w różnej odległości od siebie, co z kolei daje możliwość zmiany rozstawu zestawów krążnikowych górnych. Zestaw pomiarowy jest po obu stronach uchwycony przegubowo i podtrzymywany w płaszczyźnie poziomej dwiema parami czujników sił o małym zakresie pomiarowym. Różnice wskazań czterech zastosowanych czujników sił stanowią podstawę do wyznaczenia chwilowej siły poziomej na styku taśma – krążniki podczas biegu taśmy. Pomiar sumarycznego oporu ruchu przypadającego na zestaw pomiarowy realizowany jest przy pomocy dwóch par czujników sił po obu stronach zestawu (F_3 i F_4 oraz F_5 i F_6) zamocowanych na elementach poziomych. Należy mieć na uwadze to, że podczas przemieszczania taśmy siły poziome rejestrowane przez czujniki ulegają zmianie w następujący sposób:

- siły F_3 i F_5 wzrosną odpowiednio o ΔF_3 i ΔF_5 , co wynika z kierunku działania poziomej siły wzajemnego oddziaływania między taśmą i krążnikami:

$$F_3 = F_{30} + \Delta F_3 \quad (2.24)$$

oraz

$$F_5 = F_{50} + \Delta F_5 \quad (2.25)$$

- siły F_4 i F_6 maleją w stosunku do ich wartości początkowych, w skutek działania poziomej siły wzajemnego oddziaływania między taśmą i krążnikami :

$$F_4 = F_{40} - \Delta F_4 \quad (2.26)$$

oraz

$$F_6 = F_{60} - \Delta F_6 \quad (2.27)$$

Chcąc wyznaczyć sumaryczny opór ruchu przypadający na zestaw pomiarowy należy zsumować wszystkie przyrosty sił zarejestrowane przez czujniki poziome, czyli:

$$W = \Delta F_3 + \Delta F_4 + \Delta F_5 + \Delta F_6 \quad (2.28)$$

W ten sposób korzystając z zależności (2.28) możliwe jest wyznaczanie chwilowych wartości oporów ruchu w oparciu o zarejestrowane przebiegi na czterech czujnikach sił.

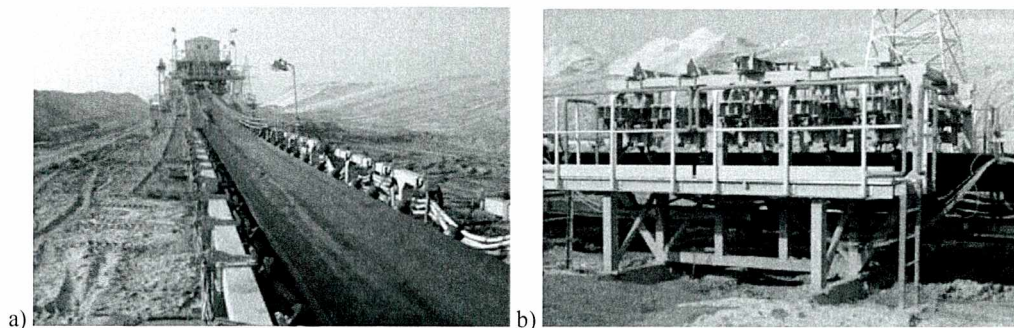
Przyjmując brak oddziaływania siły rozciągającej taśmę, co występuje w przypadku ustawienia sąsiednich zestawów krążnikowych w jednej linii z zestawem pomiarowym, można przyjąć, że mierzona za pomocą czterech czujników wypadkowa siła pozioma jest sumarycznym oporem ruchu pojedynczego zestawu krążnikowego.

Eksperymentalne wydzielenie wszystkich składowych oporów ruchu jest niemożliwe. Jedynie laboratoryjny pomiar oporów obracania poszczególnych krążników umożliwia wydzielenie sumarycznego oporu obracania krążników w odniesieniu do badanego zestawu krążnikowego. Odseparowanie od tej sumy składowej łącznego oporu obracania trzech krążników wchodzących w skład zestawu pomiarowego daje możliwość uzyskania tzw. oporu falowania. Takie podejście pozwala na weryfikację aktualnie stosowanych metod obliczeniowych. Znajomość generowanego oporu falowania jest również bardzo przydatna w ocenie energochłonności samej taśmy przenośnikowej. Stanowi bowiem podstawowe kryterium wyboru rozwiązania taśmy energooszczędnej.

Widok przenośnika taśmowego oraz miejsce zabudowy członu pomiarowego, na którym prowadzono badania oporów ruchu pojedynczego, górnego zestawu krążnikowego przedstawiono na rysunku 2.26.

Badania prowadzono na nadkładowym przenośniku zbiorczym eksploatowanym w odkrywkowej kopalni węgla brunatnego o następujących parametrach:

- długość przenośnika $L = 1200$ m,
- wysokość podnoszenia $H = 12$ m, średni kąt nachylenia trasy $0,65^\circ$,
- szerokość taśmy $B = 2250$ mm,
- prędkość taśmy $v_t = 5,98$ m/s,

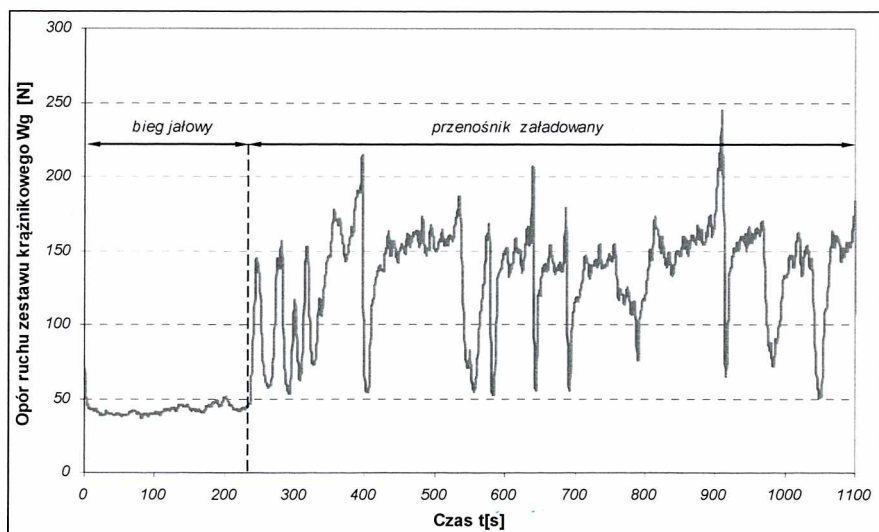


Rys. 2.26. Obiekt badań: a) przenośnik nakładowy, b) człon pomiarowy na trasie przenośnika

- kąt niecki w ciągnie górnym $\lambda = 45^\circ$
- zestaw trójkąrkowy górny złożony z krążników $\phi 194 \times 800$ mm,
- rozstaw krążników górnych $l_k = 1,2$ m,
- gęstość usypowa transportowanego materiału $\gamma = 1700$ kg/m³

Dzięki zastosowaniu specjalistycznych narzędzi informatycznych rejestracja odczytów z sześciu czujników sił odbywała się jednocześnie, co umożliwiło na etapie prowadzonych analiz wyników tworzyć charakterystyki w dowolnym układzie współrzędnych.

Przykładowy przebieg czasowy mierzonego oporu ruchu zestawu krążnikowego przedstawia rys. 2.27.

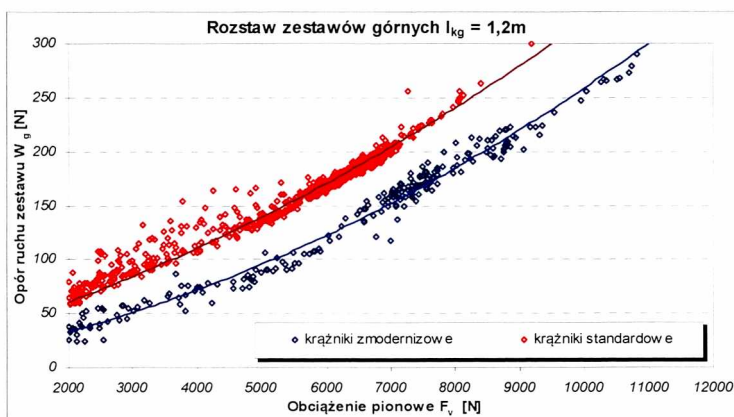


Rys. 2.27. Przebieg chwilowego oporu ruchu zestawu zarejestrowany podczas badań na przenośniku doświadczalnym

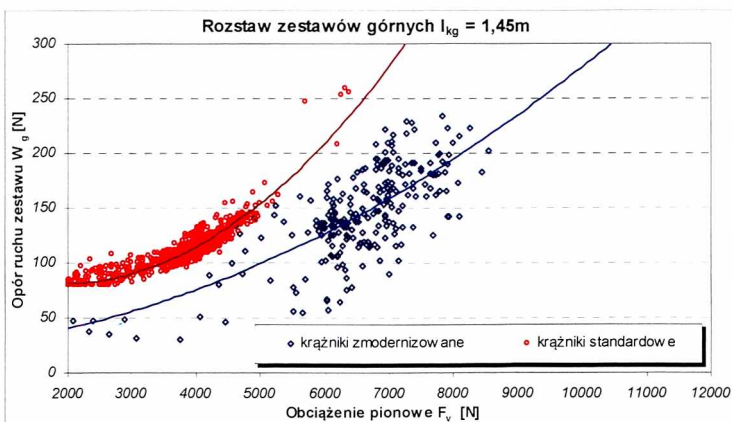
Widoczne na wykresie zmiany oporu ruchu na badanym zestawie krążnikowym są efektem zmian strugi urobku na przenośniku. Dlatego też, konieczne jest analizowanie zmian chwilowych wartości oporu ruchu tylko w korelacji ze zmianami losowymi strugi urobku.

2.5.2. Wyniki badań z uwzględnieniem wielkości rozstawu krążnikowego

Na rysunkach 2.28 i 2.29 przedstawiono wyniki badań oporów ruchu zestawu krążnikowego przeprowadzone w 4 seriach pomiarowych w zależności od typu krążnika oraz przyjętego rozstawu zestawu krążnikowego. Analizie poddano dwa typy krążników, w wykonaniu standardowym z łożyskiem 6312 oraz w wersji zmodernizowanej z łożyskiem 6210.

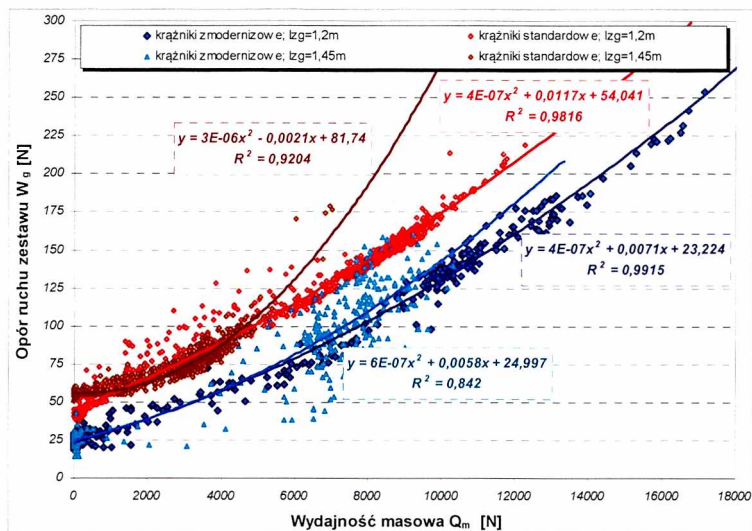


Rys. 2.28. Porównanie wyników pomiaru oporu ruchu w ciągnie górnym dla krążników standardowych i zmodernizowanych przy rozstawie 1,2 m



Rys. 2.29. Porównanie wyników pomiaru oporu ruchu w ciągnie górnym dla krążników standardowych i zmodernizowanych przy rozstawie 1,45 m

Zgodnie z zależnością 2.17, wielkość obciążeń pionowych F_V przeliczano na wydajność masową przenośnika Q_m . Zestawienie zbiorcze wyników pomiaru oporu ruchu W_g w funkcji wydajności masowej Q_m przedstawiono na rysunku 2.30.



Rys. 2.30. Zestawienie zbiorcze wyników pomiaru oporu ruchu w ciągnie górnym W_g w funkcji wydajności masowej Q_m , na wykresie podano równania trendu wielomianowego i współczynnik regresji dla każdej jednorodnej serii

Z przedstawionych zależności wynika, że zwiększenie rozstawu krążników górnych do wielkości 1,45 m dla obydwu wariantów zastosowanych rozwiązań konstrukcyjnych krążników powoduje wzrost oporów ruchu w całym zakresie wydajności masowej. Zauważalna jest również intensyfikacja wzrostu, przy czym dla krążników standardowych zakres ten wyznacza wydajność masową na poziomie 5000 Mg/h, a dla krążników zmodernizowanych ok. 7000 Mg/h. Ponadto zestawy z krążnikami standardowymi generują większe opory ruchu, co bezpośrednio wynika z charakterystyk przedstawionych na rysunku 2.20.

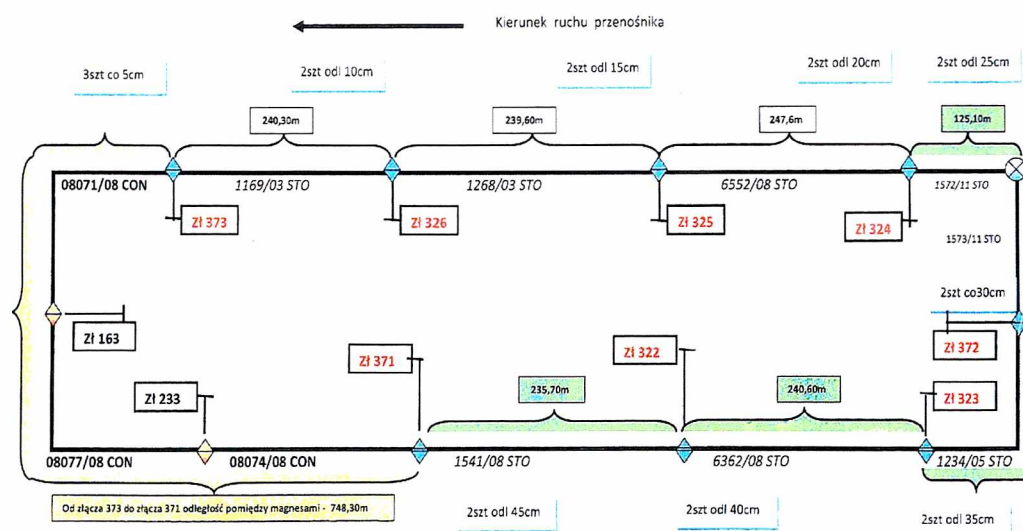
2.5.3. Wyniki badań dla różnych typów taśmy przenośnikowej

Metodę badań oporów ruchu pojedynczego zestawu górnego wykorzystano również do porównania różnych typów taśm i wskazania taśmy o najmniejszych oporach ruchu w całym zakresie losowo zmiennej strugi urobku. Do prób przyjęto taśmy dedykowane przenośnikom stosowanym w kopalni odkrywkowej. Badania realizowano przy stałym rozstawie krążników górnych, równym 1,2 m. Wszystkie taśmy charakteryzowały się tą samą klasą wytrzymałości St 3150 i zostały zainstalowane w jedną pętlę na przenośniku doświadczalnym. Przyjęto umownie oznaczenia poszczególnych odcinków taśm: A, AR, AR2W, B1, B2, BR, BR2W, B2W, C, gdzie wyróżnić należy

podział na dwie zasadnicze grupy tj. taśmy standardowe A i energooszczędne B i C. Badania objęły swym zakresem również taśmy ze wzmocnieniami konstrukcyjnymi (symbol W), przekładkami ochronnymi przeciwdziałającymi rozcięciom wzdłużnym. Ponadto przebadano taśmy regenerowane oznaczone symbolem R [42]. Zestawienie podstawowych parametrów wszystkich badanych odcinków przedstawiono w tabeli 2.3.

Identyfikacja wyników pomiarów dla poszczególnych odcinków taśm w pętli wymagała zastosowania systemu rozpoznawania poszczególnych połączeń. Ponieważ wizualna ocena kolejno pojawiających się połączeń nie była możliwa (wskutek braku charakterystycznych cech każdego połączenia) wykorzystano metodę magnetyczną do ich detekcji. W tym celu w każdym złączu zawulkanizowano magnesy neodymowe, których obecność była wykrywana przez czujnik pola magnetycznego. Wytypowano podłużne magnesy neodymowe o długości 40 mm, które następnie zawulkanizowane zostały w okładce bieżnej, w pobliżu brzegu taśmy. Taka lokalizacja dodatkowo zabezpieczała nieruchomą głowicę rejestrującą sygnał magnetyczny od kontaktu z urobkiem przy zbieganiu bocznym taśmy.

Identyfikacja każdego złącza taśmy możliwa była na podstawie czasu trwania sygnału magnetycznego (liczby magnesów przypisanych do konkretnego złącza) lub też na podstawie różnicy czasowej sygnałów wynikającej z odległości pomiędzy magnesami. Dzięki zastosowaniu trzech magnesów w złączu bazowym oraz dwóch magnesów we wszystkich pozostałych, możliwe było ustalenie liczby cykli pełnego przejścia całej pętli przez zestaw pomiarowy. Na rysunku 2.31 przedstawiono schemat pokazujący kolejność poszczególnych odcinków taśm w pętli pomiarowej wraz z położeniem magnesów zawulkanizowanych w poszczególnych złączach.

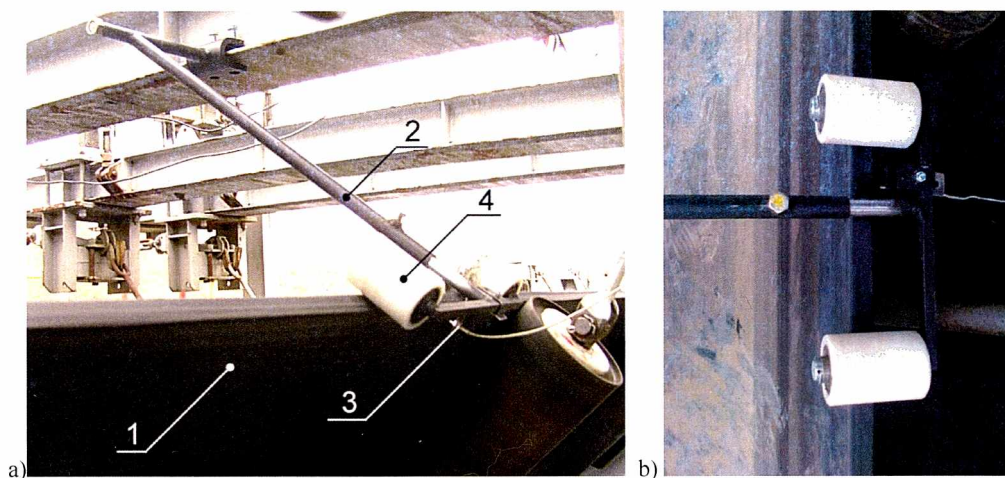


Rys. 2.31. Kolejność odcinków różnych taśm w pętli pomiarowej oraz sposób rozmieszczenia magnesów w poszczególnych złączach [50]

Tabela 2.3. Zestawienie wybranych parametrów przyjętych do analizy odcinków taśm zabudowanych w pętli na przenośniku doświadczalnym

	STANDARDOWA			ENERGOOSZCZĘDNA					
Przyjęte oznaczenie	A	AR	AR2W	B1	B2	C	BR	BR2W	B2W
Nr taśmy	1169/03STO	1268/03STO	6552/08/STO	1572/11STO	1573/11STO	08074/08CON 08077/08CON 08071/08CON	1234/05ST0	6362/08STO	1541/08STO
Długość [m]	240,3	239,6	247,6	125,1	126,6	748,3	241,3	240,6	235,7
Szerokość [mm]	2235	2250	2250	2241	2245	2253	2250	2250	2250
Grubość [mm]	27,7	29,6	29,6	28,7	28,4	29,1	29,6	29,6	27,8
Grubość okładki nośnej [mm]	13,3	14,0	14	14,0	13,8	14,0	14,0	14,0	13,1
Grubość okładki bieżnej [mm]	6,8	7,0	8,0	7,0	7,0	7,0	8,0	8,0	7,1
Średnica linek [mm]	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,5	7,6	7,6	7,6
Liczba linek w przekroju taśmy [sztuk]	146	146	146	146	146	144	146	146	146
Podziałka	-	-	-	14,9	15,2	15	-	-	14,9
Ścieralność [mm ³]	100	131	138	78/84	72/86	80/53	145/85	121/83	73
Twardość [°ShA]	-	72	65	63/60	64/58	61/61	74/70	69/69	65

Do rozpoznania poszczególnych złączy pętli badawczej użyto indukcyjnego czujnika magnetycznego, który umiejscowiono w pobliżu taśmy bez możliwości styku z okładką bieżną poruszającą się z prędkością 5,98 m/s. Dla zapewnienia stałej odległości czujnika od brzegu ruchomej taśmy zastosowano specjalny wysięgnik przedstawiony na rysunku 2.32.

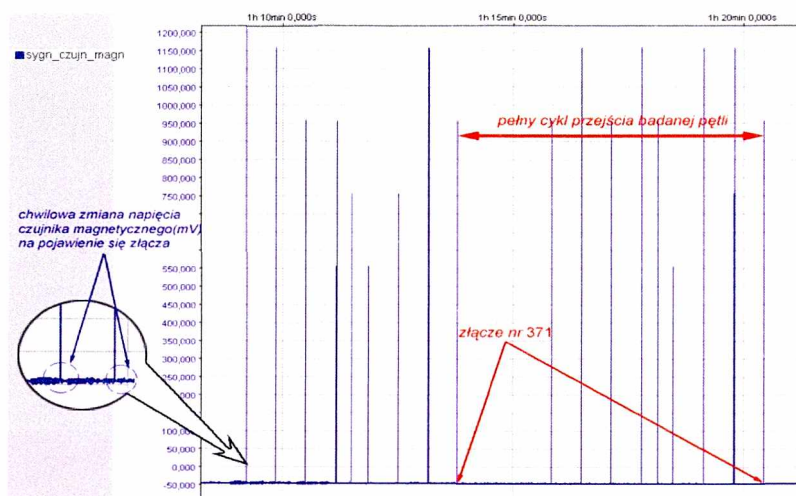


Rys. 2.32. Wysięgnik zastosowany w detekcji złączy taśmy:
a) widok z boku (1 – taśma przenośnika, 2 – ramię podtrzymujące czujnik,
3 – czujnik magnetyczny, 4 – rolki, b) widok z góry.

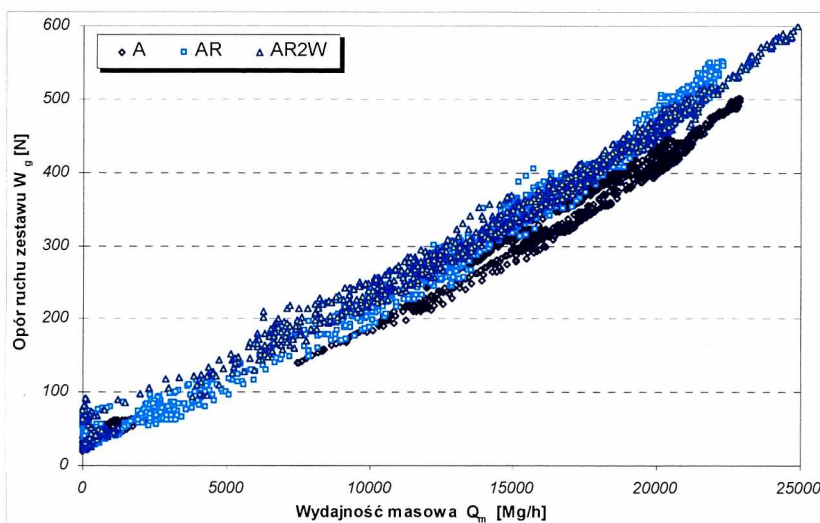
Wysięgnik 2 przytwierdzono przegubowo jednym końcem do poprzecznej belki członu pomiarowego. Na swobodnym końcu wysięgnika zamocowano czujnik magnetyczny 3. Kontakt wysięgnika z krawędzią taśmy był realizowany za pomocą dwu rolek 4. Dzięki takiemu rozwiązaniu głowica magnetyczna zachowywała stałą odległość od krawędzi taśmy, nawet przy występującym dużym chwilowym zbieganiu bocznym. Umożliwiło to pełną identyfikację wszystkich złączy pętli badawczej. Wykres na rysunku 2.33 przedstawia przebiegi pochodzącego z czujnika magnetycznego sygnału elektrycznego, jako reakcję na przemieszczające się w jego pobliżu magnesy.

Na podstawie odległości pomiędzy kolejnymi skokowo-zmienneymi sygnałami (rys. 2.33) wyznaczono czas przejścia każdego złącza nad czujnikiem pola magnetycznego. Znając prędkość taśmy i odległości pomiędzy złączami możliwe było precyzyjne rozpoznanie chwili pojawienia się poszczególnych odcinków taśmy na zestawie pomiarowym. Dzięki synchronizacji czasu rejestrowanego przez czujnik magnetyczny z czasem pomiaru sił zapewniono jednoznaczную identyfikację sygnałów pomiarowych z każdym badanym odcinkiem taśmy.

Na rysunku 2.34 przedstawiono uzyskane z pomiarów wyniki oporu ruchu pojedynczego zestawu w funkcji wydajności masowej dla grupy odcinków taśmy standardowej (A, AR, AR2W).



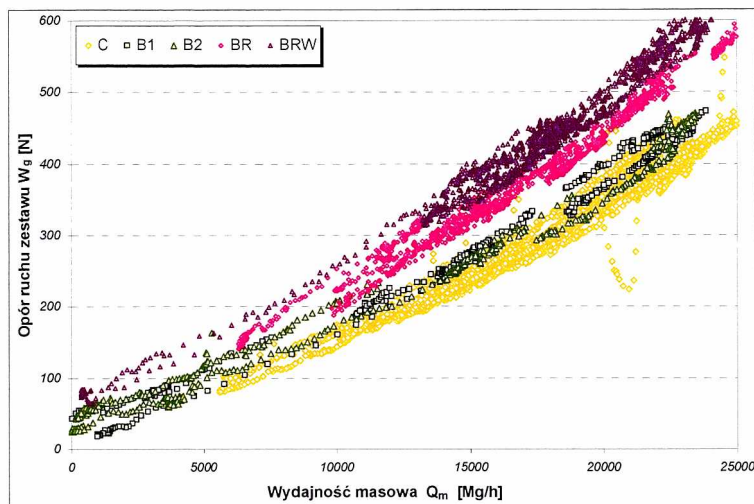
Rys. 2.33. Przebieg zmian sygnału elektrycznego czujnika magnetycznego w czasie



Rys. 2.34. Wyniki pomiaru oporu ruchu dla odcinków taśm standardowych w funkcji wydajności masowej

Analogicznie zestawiono wybrane wyniki pomiarów uzyskanych dla części pętli składającej się odcinków taśmy energooszczędnej (rys. 2.35).

W obydwu przypadkach taśmy ze wzmocnieniami (AR2W, BRW) charakteryzują się większymi oporami ruchu. Spowodowane jest to ich większą sztywnością poprzeczną oraz nieznacznie większą grubością, a zatem też większą masą własną. Zdecydowanie największe opory ruchu generują taśmy regenerowane. Wynika to z para



Rys. 2.35. Wyniki pomiaru oporu ruchu dla odcinków taśmy energooszczędnej w funkcji wydajności masowej

metrów mieszanek gumowych tj. współczynnika tłumienia Ψ_e oraz modułu sprężystości przy cyklicznym ściskaniu (wgniataniu) E_e [7]. Zmiany tych zależności potwierdzają wyniki badań laboratoryjnych [9] gdzie badano m.in. wpływ grubości okładki na opory toczenia taśmy po krążnikach. Badania dowodzą, że zwiększenie grubości okładki bieżnej powoduje spadek modułu oraz wzrost wartości współczynnika tłumienia (rys. 2.36) co zgodnie z zależnością (2.29) zwiększa wartość oporów toczenia taśmy, największej składowej oporów ruchu.

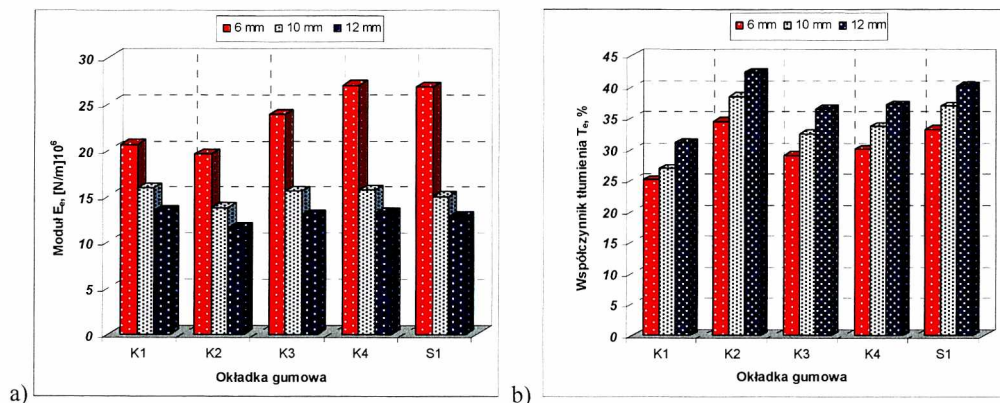
$$W_e = K \frac{\Psi_e}{\sqrt[3]{E_e}} \quad (2.29)$$

gdzie: K – współczynnik zależny od obciążenia, geometrii zgięcia taśmy na krążniku, średnicy krążnika, grubości okładki,

Ψ_e – współczynnik tłumienia, %,

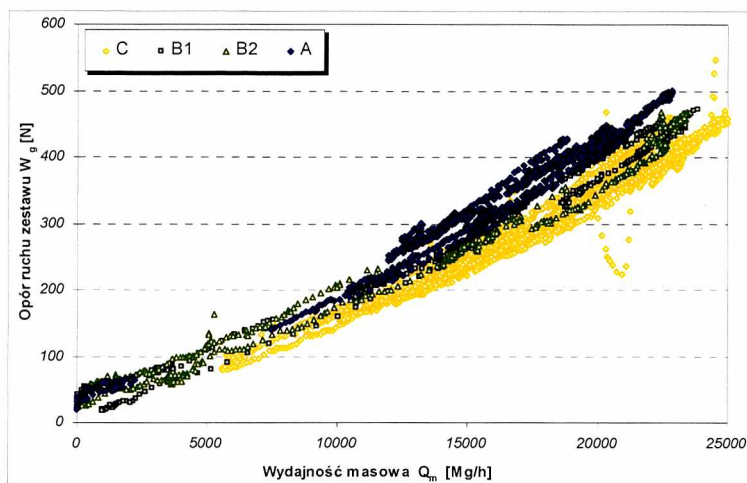
E_e – moduł sprężystości, N/m^2 .

Należy również pamiętać, że taśma będąca w ruchu doznaje cyklicznych deformacji związanych ze zginaniem na zestawach i między zestawami krążnikowymi. Przemiana energii w każdym takim cyklu zginania między dwiema podporami powoduje powstawanie oporu przeginięcia taśmy. Zastosowanie dodatkowego wzmocnienia okładki bieżnej zmienia sztywność poprzeczną odcinków AR2W i BRW, ograniczając w ten sposób zdolność dopasowania się takiej taśmy do układu podparcia ciągną górnego.



Rys. 2.36. Zmiana wartości parametrów mieszanek gumowych przy cyklicznym obciążaniu, dla okładek o grubościach 6 mm, 10 mm i 12 mm: a) współczynnika tłumienia, b) modułu sprężystości. Pomiary wykonano w temperaturze 20 °C obciążając próbki siłą 1000 N z częstotliwością 1 Hz [9]

Z przedstawionych na rysunku 2.37 zależności widać wyraźnie, że taśmy z odpowiednio dobranymi parametrami mieszanki gumowej tworzącej okładkę bieżną (taśmy energooszczędne) generują zdecydowanie mniejsze opory ruchu w całym zakresie możliwych zmian wydajności przenośnika.



Rys. 2.37. Wyniki pomiaru oporu ruchu odcinków taśmy energooszczędnej oraz wyniki dla taśmy standardowej A w funkcji wydajności masowej

Zaprezentowana metoda pomiarowa, bazująca na rejestracji sił w układzie przegubowym podtrzymującym zestaw krążnikowy, była przydatna w warunkach eksploatacyjnych, a identyfikacja połączeń taśm w ruchu przenośnika za pomocą magnesów i czujnika pola magnetycznego wykazała 100-procentową skuteczność. Warto podkre-

ślić, że zmierzone opory ruchu na jednej pętli taśmy mogą być porównywane, ponieważ uzyskane zostały w jednakowych warunkach eksploatacyjnych charakteryzujących się losową zmiennością strugi urobku. Ponadto dzięki tym badaniom możliwa jest weryfikacja stopnia rzeczywistej energooszczędności w odniesieniu do wartości deklarowanych przez producentów taśmy.

Podsumowując, efekt zmniejszenia oporów toczenia taśmy, a w konsekwencji zmniejszenie zużycia energii przez napęd główny przenośnika, można uzyskać przede wszystkim przez zastosowanie specjalnie wyselekcjonowanych mieszanek gumowych na okładkę bieżną taśmy, charakteryzujących się niskim współczynnikiem tłumienia i wysokim modułem sprężystości. Nie bez znaczenia pozostaje kwestia modyfikacji konstrukcji taśmy w wyniku której uzyskuje się zmniejszanie jej masy. Można tego dokonać przez zastosowanie cieńszej okładki bieżnej o podwyższonej odporności na ścieranie, ale także zastąpienie powszechnie stosowanych rdzeni z linek stalowych materiałem lżejszym, o tych samych właściwościach wytrzymałości. W literaturze [5, 118, 125] można znaleźć przykłady przenośników, na których dokonano wymiany taśmy z linkami stalowymi na taśmę z rdzeniem aramidowym. Stwierdzono, że w wyniku takiego zmniejszenia masy taśmy możliwe jest uzyskanie obniżenia mocy napędu głównego nawet do 10%.

3. Ocena wpływu taśmy na energochłonność napędu przenośnika taśmowego

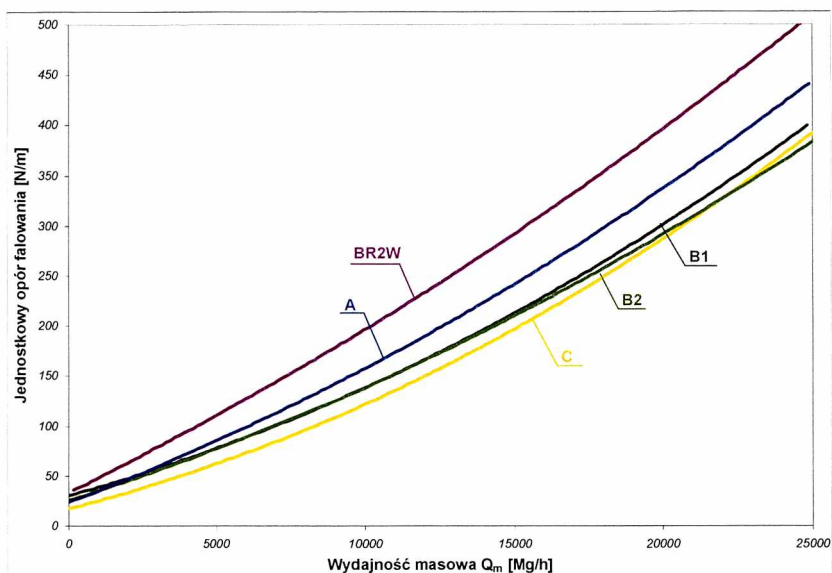
3.1. Kryteria oceny efektywności energetycznej taśm przenośnikowych

Przedstawione w poprzednich rozdziałach wyniki pomiarów na pojedynczym zestawie pokazują istotne różnice w oporach ruchu dla poszczególnych taśm i to w szerokim zakresie obciążeń strugą urobku. Dla użytkownika najważniejsza jest ilościowa ocena efektu zastąpienia taśmy standardowej taśmą energooszczędną. Taka ocena nie jest możliwa w oparciu o wyniki przedstawione na rysunkach 2.34 i 2.35. W tym celu niezbędne jest zdefiniowanie miar (kryteriów) oceny porównawczej taśm. Najwygodniej jest w ocenie porównawczej taśm posłużyć się oporem falowania. Opór falowania jest sumą składowych oporów głównych silnie zależnych od parametrów taśmy i obejmuje:

- opór toczenia taśmy po krążnikach (opór wgniatania),
- opór przeginania taśmy między zestawami krążnikowym,
- opór deformacji (falowania) urobku na taśmie
- opór ślizgania taśmy po krążnikach.

Wyznaczenie oporu falowania jest możliwe dzięki rozpoznanej zależności oporu obracania badanego zestawu krążnikowego w funkcji chwilowej wydajności masowej (rys.2.20). Odejmując od zmierzonego oporu całego zestawu wielkości oporu obracania krążników, uzyskuje się zależność oporu falowania w funkcji wydajności przenośnika taśmowego.

Na rysunku 3.1. przedstawiono przykładowe przebiegi jednostkowych oporów falowania dla wybranych taśm tj. dla taśm energooszczędnych C,B1,B2, taśmy regenerowanej ze wzmocnieniami BR2W oraz dla taśmy standardowej A.



Rys. 3.1. Porównanie wielomianowych linii trendu dla wyznaczonych jednostkowych oporów falowania wybranych taśm przenośnikowych w funkcji wydajności masowej

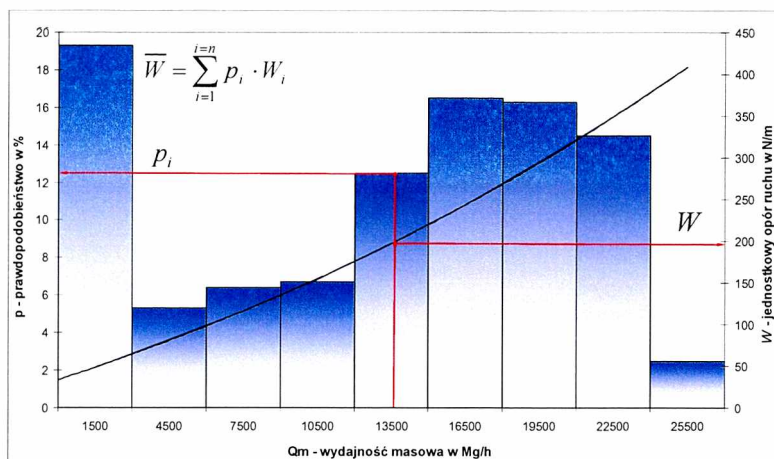
Analiza porównawcza w oparciu o opór falowania pozwala na wyeliminowanie wpływu krążników, nie daje jednak jednoznacznych miar w odniesieniu do szerokiego zakresu zmian wydajności. Bardziej precyzyjnego porównania taśm pod względem generowanych oporów ruchu można dokonać posługując się uśrednionym oporem ruchu oraz jednostkowym zużyciem energii, wyliczanym dla każdej taśmy indywidualnie z uwzględnieniem rozkładu zmian wydajności. Parametry te mogą stanowić podstawowe kryteria zarówno oceny energochłonności jak i doboru taśmy do zadanych warunków eksploatacyjnych.

Wyznaczenie tych dwóch współczynników (miar) wymaga znajomości rozkładu wydajności chwilowej przenośnika. Może to być zależność empiryczna (jeżeli dysponuje się wynikami pomiarów) lub też zależność teoretyczna (w przypadku projektowanych, nowych przenośników). Dysponując zależnością jednostkowego oporu ruchu (oporu przeliczonego na jednostkę długości trasy) oraz znając rozkład wydajności chwilowej przenośnika (np. rys.3.2) można wyznaczyć miary porównawcze z następujących zależności:

$$\text{uśredniony jednostkowy opór ruchu: } \overline{W} = \sum_{i=1}^{i=n} p_i W_i, \quad [\text{N/m}] \quad (3.1)$$

$$\text{jednostkowe zużycie energii: } \overline{E} = v_t \sum_{i=1}^{i=n} p_i \frac{W_i}{Q_i}, \quad \left[\frac{\text{W} \cdot \text{s}}{\text{kg} \cdot \text{m}} \right] \quad (3.2)$$

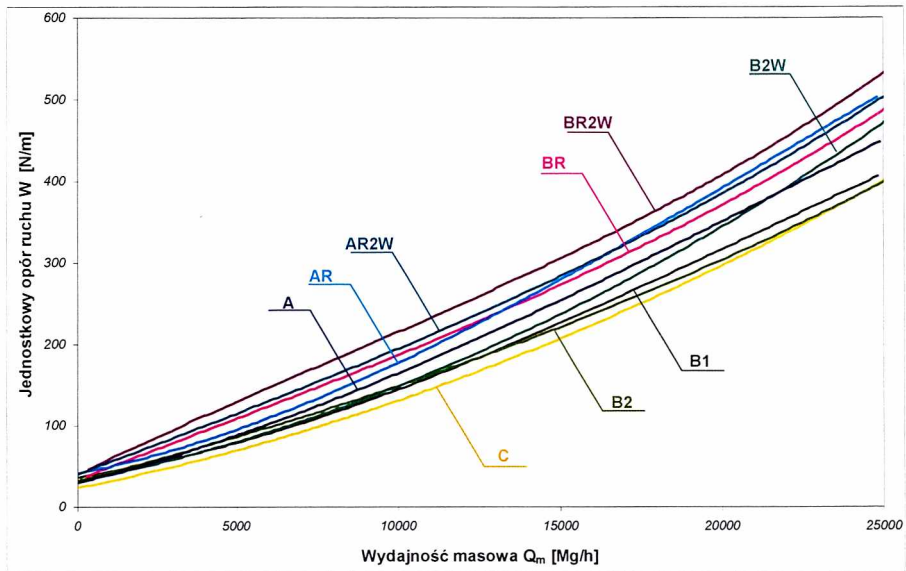
gdzie: Q_i – i -ta klasa wydajności masowej, w kg/s,
 W_i – jednostkowy opór ruchu zestawu krążnikowego dla i -tej klasy wydajności masowej, w N/m,
 p_i – prawdopodobieństwo wystąpienia i -tej klasy wydajności masowej,
 v_i – prędkość przemieszczania taśmy po zestawach krążnikowych, w m/s,
 n – liczba klas.



Rys. 3.2. Histogram wydajności chwilowej z zaznaczonych jednostkowym oporem ruchu

3.2. Wyznaczenie jednostkowego zużycia energii z uwzględnieniem rodzaju konstrukcji taśmy przenośnikowej

Jednym z podstawowych wskaźników efektywności systemów transportowych, zarówno w dziedzinie transportu dalekiego zasięgu, jak i w obszarze technologicznym, jest jednostkowe zużycie energii. Wskaźnik ten określa rzeczywisty poziom zużycia energii potrzebnej na pokonanie oporów ruchu w ciągu górnym, które wynikają bezpośrednio z potrzeby przeniesienia zadanej wielkości transportowanych mas. Wymagana jest zatem znajomość rozkładu wydajności przenośnika taśmowego i powiązanie jej z otrzymanymi na podstawie pomiarów oporami ruchu. W ten sposób możliwe jest wyznaczenie eksploatacyjnego oporu ruchu jako wartości uśrednionej - całki stochastycznej oporu ruchu jako funkcji wydajności o losowym rozkładzie. Na rysunku 3.3 przedstawiono zależność jednostkowych oporów ruchu (w postaci linii trendu) dla poszczególnych odcinków badanych taśm, w funkcji wydajności masowej przenośnika, które dalej wykorzystano w ocenie energochłonności.



Rys. 3.3. Zależność jednostkowego oporu ruchu od wydajności masowej

Zależności empiryczne oporu jednostkowego od wydajności zostały opisane wielomianami stopnia trzeciego $y = a_3x^3 + a_2x^2 + a_1x + a_0$. Współczynniki przy odpowiednich potęgach zestawiono w tabeli 3.1.

Do analizy wydajności wykorzystano zidentyfikowany rozkład nadkładowego przenośnika zbiorczego z histogramem wydajności przedstawionym na rys.1.10 (podrozdz. 1.3.2).

Tabela 3.1. Współczynniki zależności opisujących jednostkowe opory ruchu

	Współczynniki funkcji trendu dla odpowiednich taśm			
	a_3	a_2	a_1	a_0
C	-6,00E-13	3,00E-07	0,0077	23,86
B1	-9,00E-12	6,00E-07	0,0057	36,98
B2	2,00E-12	1,00E-07	0,0102	32,24
BR	7,00E-12	-5,00E-08	0,0151	33,9
BR2W	1,00E-11	-3,00E-07	0,0191	39,94
B2W	-1,00E-11	9,00E-07	0,0037	31,58
A	-7,00E-12	5,00E-07	0,0095	30,17
AR	-1,00E-11	7,00E-07	0,0075	41,45
AR2W	5,00E-12	2,00E-08	0,0147	40,52

Wartość oporu $\overline{W}$ dla każdej taśmy (tab.3.3.) obliczono jako sumę średnich oporów wyznaczonych dla poszczególnych klas histogramu wydajności (rys. 1.11a i b), przemnożoną przez prawdopodobieństwo p_i , korzystając z zależności (3.1).

Prawdopodobieństwo p_i występowania wydajności w danym przedziale o ustalonych wartościach, czyli w danej klasie wyznaczono według zależności (3.3). Wartości prawdopodobieństw w odpowiedniej klasie zestawiono w tabeli 3.2.

$$p_i = \frac{n_i}{N} \quad (3.3)$$

Tabela 3.2a. Prawdopodobieństwa p_i w danych klasach dla małych wydajności (0–5000 Mg/h), w przypadku gdy analizowany jest cały strumień wydajności przenośnika (0–25000 Mg/h)

Klasa	Lewy koniec	Prawy koniec	Średnia	Liczba obserwacji n_i	Prawdopodobieństwo p_i
1	0	1667	833,5	3281	0,158
2	1667	3333	2500	738	0,036
3	3333	5000	4166,5	643	0,031

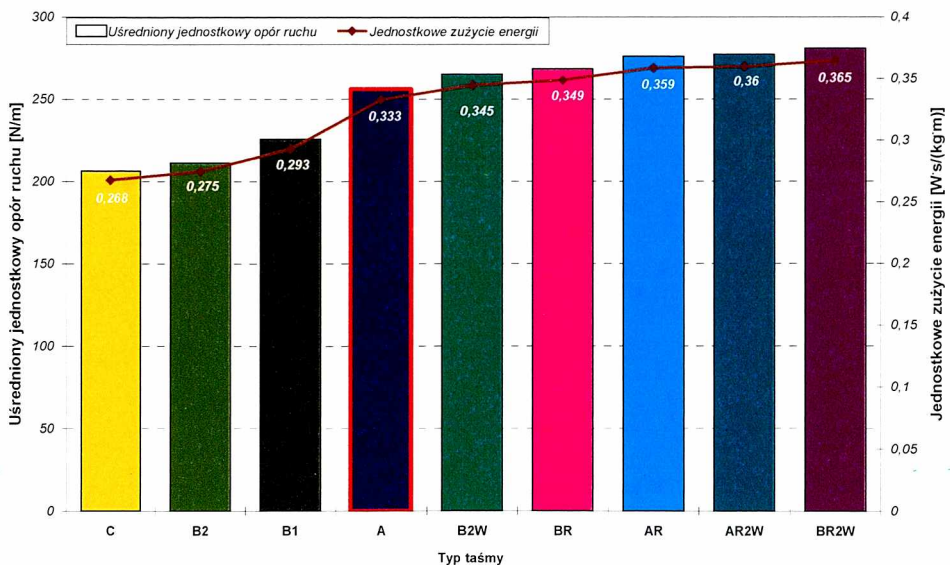
Tabela 3.2b. Prawdopodobieństwa p_i w danych klasach dla dużych wydajności (5000–25000 Mg/h), w przypadku gdy analizowany jest cały strumień wydajności przenośnika (0–25000 Mg/h)

Klasa	Lewy koniec	Prawy koniec	Średnia	Ilość obserwacji n_i	Prawdopodobieństwo p_i
1	5000	7000	6000	367	0,018
2	7000	9000	8000	897	0,043
3	9000	11000	10000	904	0,044
4	11000	13000	12000	925	0,045
5	13000	15000	14000	1568	0,076
6	15000	17000	16000	2318	0,112
7	17000	19000	18000	2106	0,102
8	19000	21000	20000	2258	0,109
9	21000	23000	22000	2229	0,108
10	23000	25000	24000	1807	0,087
11	25000	27000	26000	638	0,031
12	27000	29000	28000	42	0,002
			N =	20721	

Graficzne zestawienie uśrednionych jednostkowych oporów ruchu oraz jednostkowego zużycia energii wyznaczonych dla poszczególnych odcinków taśmy przenośnikowej przedstawiono na rysunku 3.4.

Tabela 3.3. Wartości jednostkowego uśrednionego oporu ruchu oraz jednostkowego zużycia energii w zależności od stosowanej taśmy dla całej klasy wydajności przenośnika od 0 do 25 000 Mg/h

Taśma	Uśredniony jednostkowy opór ruchu	Procentowa różnica wielkości oporu między daną taśmą i standardową taśmą	Różnica wielkości oporu między badaną taśmą i standardową taśmą	Średnia różnica zużycia mocy na 1 km trasy przenośnika	Jednostkowe zużycie energii
	N/m	%	N/m	kW/km	W s/(kg · m)
A	256,41	0%	0,00	0	0,333
B1	225,67	-12%	-30,73	-184	0,293
B2	211,23	-18%	-45,18	-270	0,275
C	206,34	-20%	-50,07	-299	0,268
B2W	265,10	3%	8,69	52	0,345
BR	268,46	5%	12,05	72	0,349
AR	276,08	8%	19,67	118	0,359
AR2W	277,25	8%	20,85	125	0,360
BR2W	281,06	10%	24,65	147	0,365



Rys. 3.4. Graficzne zestawienie uśrednionych jednostkowych oporów ruchu oraz jednostkowego zużycia energii wyznaczonych dla poszczególnych odcinków taśmy przenośnikowej

Okazuje się, że zastosowanie taśmy energooszczędnej typu C, czyli takiej o wyselekcjonowanych właściwościach mieszanki gumowej okładki bieżnej, pozwoli obniżyć opory ruchu w całym zakresie możliwych zmian wydajności przenośnika nawet o 20%. Pozostałe rozwiązania konstrukcyjne taśm, w zamyśle także energooszczędne tj. B1 i B2 charakteryzują się równie dobrym wynikiem. Ich uśredniony jednostkowy opór ruchu jest kolejno o 12% i 18% mniejszy od rozwiązania standardowego – powszechnie stosowanego w kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego.

W oparciu o uzyskane wyniki można stwierdzić, że zastosowanie taśm energooszczędnych niesie ze sobą wymierne korzyści w postaci oszczędności mocy napędu na 1 km trasy przenośnika. I tak, dla taśmy typu C szacowany poziom oszczędności to 299 kW, dla energooszczędnej taśmy B1 – 270 kW, a taśmy B2 – 189 kW.

Poza tym, ranking przebadanych taśm wskazuje jednoznacznie, że wszystkie typy taśm regenerowanych charakteryzują się większymi oporami ruchu ciągną górnego w stosunku do taśmy standardowej A. Należy odnotować przy tym, że przeprowadzenie regeneracji taśmy wzmocnionej (AR2W, BR2W) generuje dodatkowy opór ruchu na poziomie ok. 8–10%.

Uzyskane wyniki uśrednionych oporów ruchu różnych typów taśm, jak również przyjęte kryteria efektywności energetycznej, stanowią cenne źródło informacji o ich stanie technicznym i z całą pewnością mogą być przydatne na etapie podejmowania decyzji optymalizacyjnych. Należy jednak pamiętać, że ostateczna decyzja o wyborze konkretnej taśmy powinna uwzględniać dodatkowo aspekty ekonomiczne związane m.in. z ceną zakupu czy gwarantowaną przez producenta trwałością eksploatacyjną.

4. Badania trwałości krążników

Jednym z kryteriów optymalizacji przenośnika taśmowego jest trwałość jego zestawów krążnikowych, która bezpośrednio wpływa na ponoszone koszty eksploatacji. W Instytucie Górnictwa Politechniki Wrocławskiej od wielu lat prowadzone są badania dotyczące określania efektywnego czasu pracy krążników w zmiennych warunkach eksploatacyjnych. Zgrubne oszacowanie trwałości krążników, w skali jednej kopalni lub całego przedsiębiorstwa, można uzyskać analizując gospodarkę krążnikami. Zazwyczaj kopalnie dysponują danymi o liczbie zamontowanych zestawów krążnikowych oraz dane o liczbie zregenerowanych i zakupionych krążników lub nawet o liczbie dokonanych wymian. Stosunek liczby zamontowanych zestawów krążników do liczby ich wymian w ciągu roku (jednoroczny wskaźnik trwałości liczony w latach) może stanowić tylko przybliżone oszacowanie ich trwałości. Oszacowanie to jest obarczone sporym błędem, gdyż jest bardzo wrażliwe na zmiany długości tras przenośników. W przypadku wydłużenia tras czy oddania nowych ciągów w danym roku pojawia się duża liczba montowanych zestawów, co wpływa na znaczne obniżenie wskaźników trwałości. Z kolei skrócenie tras lub likwidacja niektórych przenośników przyczynia się do znacznego zwiększenia tych wskaźników, gdyż zamiast montować nowe lub regenerowane krążniki służby kopalniane przekładają zestawy z likwidowanych przenośników. Tego typu operacje zazwyczaj nie są oddzielnie rejestrowane i może się zdarzyć, że kopalnia w którymś roku prawie wcale nie korzysta z krążników nowych lub regenerowanych. Jednoroczny wskaźnik trwałości może wtedy osiągnąć bardzo dużą wartość rzędu 70 lat lub więcej. Oczywiście w takim przypadku wskaźnik ten jest wątpliwą miarą trwałości. Inną niedoskonałością tego wskaźnika są nieścisłości wynikające z cykliczności wymian zestawów w przypadku przenośników nowych lub przebudowanych, w których wszystkie krążniki są nowe. Z uwagi na to, że krążniki są elementami starzejącymi się, to można oczekiwać spiętrzenia wymian dopiero po kilku latach. Na początku będą wymieniane krążniki od początku wadliwe, a dopiero później, po kilku latach (przy zbliżaniu się do końca oczekiwanej trwałości) proces stopniowego ich zużywania doprowadzi do pojawienia się masowych wymian.

Posługiwanie się tym wskaźnikiem do szacowania trwałości krążników prowadziłoby więc do zawyżania trwałości w pierwszych latach eksploatacji takiego przenośnika i do zaniżania trwałości w okresach spiętrzeń wymian. Cykliczność tego procesu z czasem uległaby rozmyciu i ilość wymian w roku ustabilizowałaby się na stałym poziomie, a jednoroczny wskaźnik trwałości mógłby dość dokładnie określać rzeczywistą trwałość krążników. Przydatność tego wskaźnika uzależniona jest więc od tego, jak wiele przenośników w danej kopalni wyposażanych jest w nowe lub świeżo zregenerowane krążniki tego samego typu [92].

Szacowanie trwałości zestawów krążnikowych możliwe jest również w oparciu o obliczenia symulacyjne za pomocą programu komputerowego QNK-TT wykorzystującego zaawansowane algorytmy obliczeń metody oporów jednostkowych [97]. Program ten wyznacza obciążenia występujące na poszczególnych krążnikach w funkcji wydajności i w powiązaniu z informacjami o zmienności strugi urobku oblicza szacunkową trwałość krążników. Program QNK-TT umożliwia zaimplementowanie zarówno rozkładów empirycznych jak i teoretycznych. O dokładności szacowania trwałości krążników decyduje tutaj dokładność przyjętego rozkładu wydajności chwilowej w odniesieniu do określonych zadań transportowych. W praktyce najczęściej wykorzystywane są algorytmy obliczeń opracowane przez Geesmanna [37], gdyż uwzględniają zmienne warunki eksploatacyjne typowe dla kopalń odkrywkowych. Metoda ta opiera się na wyznaczeniu reakcji promieniowych występujących na poszczególnych łóżyskach badanych krążników oraz udziałów ich występowania w poszczególnych klasach losowo zmiennej wydajności chwilowej przenośnika, a współczynniki obliczeniowe uwzględniają wpływ warunków eksploatacyjnych (zmienność temperatur, wilgotność, zapylenie).

Oceny trwałości eksploatacyjnej krążników można również dokonać korzystając z wyników przyspieszonych badań laboratoryjnych, na specjalnym stanowisku pomiarowym. Przyjęta metodyka badań [101] polega na zadawaniu zwiększonych obciążeń przy jednoczesnym zwiększeniu prędkości kątowej w atmosferze pyłu i wilgoci. Dzięki temu możliwe jest przyspieszenie procesu zużycia w stosunku do warunków eksploatacyjnych. Znajomość zadawanych obciążeń i prędkości kątowej badanego krążnika umożliwia przeliczenie okresu pracy w warunkach laboratoryjnych na czas pracy w warunkach rzeczywistych. Należy nadmienić, że dotychczas nie opracowano innych metod, które umożliwiłyby wnioskowanie o trwałości krążników w oparciu o wyniki uzyskane w tak względnie krótkim okresie badań.

4.1. Metoda analityczna – wybrane przykłady

Ocena trwałości krążników metodą analityczną opiera się na założeniu, że o trwałości pojedynczego krążnika decyduje trwałość najbardziej obciążonego łóżyska zestawu. Obciążenie promieniowe każdego z sześciu łóżysk w górnym zestawie krążnikowym jest zmienną losową i dlatego istotny jest dobór odpowiedniego modelu opisu-

jącego strugę urobku. Dysponując rozkładem wydajności chwilowej lub rozkładem obciążeń chwilowych krążnika można określić trwałość łożyska. Parametrem decydującym o trwałości łożyska w warunkach zmiennych obciążeń jest siła ekwiwalentna F_{zm} , czyli uśredniona wielkość obciążenia promieniowego, wyznaczana z zależności (4.1):

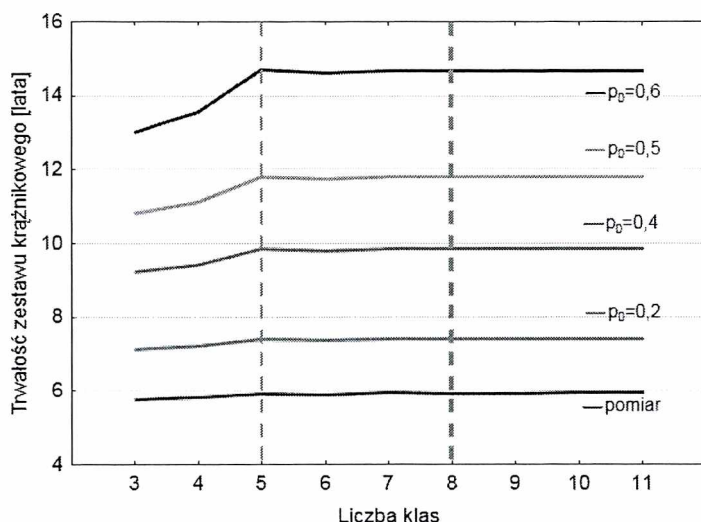
$$F_{zm} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^m (F_{lri}^3 p_i)} \quad (4.1)$$

gdzie: F_{lri} – siła promieniowa łożyska dla i -tej klasy wydajności (obciążenia), kN,
 p_i – prawdopodobieństwo wystąpienia i -tej klasy wydajności, wyznaczone z analiz zmienności strugi urobku.

Siła ekwiwalentna zależy w istotny sposób od liczby klas wydajności (obciążeń) przyjętej w obliczeniach. Należy przy tym pamiętać, że w analizach trwałości model strugi urobku powinien obejmować cały rozkład obciążeń również z uwzględnieniem zerowej wydajności. W pracy [29], w oparciu o wyniki pomiarów prowadzonych na przenośniku nadkładowym o szerokości taśmy 1800 mm, przeprowadzono analizę doboru liczby klas rozkładu wydajności dla szacowania trwałości krążników. Wyznaczono hipotetyczne prawdopodobieństwa stanu, gdy przenośnik nie jest załadowany, co może wynikać z przerw związanych z organizacją procesu urabiania, technologią pracy koparki czy samą awarią urządzenia podającego urobek. Uwzględnione w analizach przypadki zestawiono w tabeli 4.1. Każdy przypadek rozważono dla różnej liczby klas histogramu wydajności – od 3 do 15. Wykres trwałości zestawu krążnikowego w różnych przypadkach i dla różnej liczby klas (od 3 do 11, powyżej 11. klasy charakterystyka krzywych się nie zmienia) przedstawiono na rysunku 4.1.

Tab. 4.1. Zestawienie analizowanych przypadków (dla obliczeń trwałości krążnika)

Lp.	Prawdopodobieństwo wystąpienia wydajności zerowych p_0 [%]	Prawdopodobieństwo wystąpienia wydajności niezerowych p_i [%]
1	0,47	99,53
	(struga rzeczywista)	
2	0,2	0,8
3	0,4	0,6
4	0,5	0,5
5	0,6	0,4



Rys. 4.1. Wykres trwałości zestawu krążnikowego w różnych przypadkach wystąpienia wydajności zerowych [29]

Należy zauważyć, że na poziomie 5 klasy krzywe zmieniają charakterystykę i dalej już pozostają na stałym poziomie. Można zatem przyjąć, że model strugi urobku dla potrzeb szacowania trwałości krążników daje prawidłowe oszacowanie przy podziale na więcej niż 5 klas wydajności. Największą dokładność szacowania trwałości krążnika uzyskuje się jednak przy uwzględnieniu podziału rozkładu wydajności na więcej niż 8 klas [29].

Dla zidentyfikowanej strugi urobku (pomiar wypadkowej siły pionowej, rejestracja wydajności chwilowej) określa się zakres obciążeń promieniowych łożysk poszczególnych krążników w zestawie tj. dla i -tej klasy przyjętego szeregu rozdzielczego odczytuje się odpowiednie wartości sił promieniowych. Dalej, na podstawie wyznaczonej siły ekwiwalentnej F_{zm} wyznacza się trwałość pojedynczego łożyska, z ogólnej znanej zależności:

$$L_{h.ekspl} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{ekspl}} \left(\frac{C}{\varphi_B F_{zm}} \right)^3 \quad (4.2)$$

gdzie: C – katalogowa nośność dynamiczna łożyska, kN,
 n_{ekspl} – prędkość obrotowa łożyska w warunkach eksploatacyjnych, min^{-1} ,
 φ_B – współczynnik warunków eksploatacyjnych
 F_{zm} – siła ekwiwalentna działająca na łożysko, kN.

W oparciu o prawdopodobieństwo uszkodzenia jednego z dwóch pracujących w krążniku łożysk, z zależności opracowanej przez Geesmana wyznacza się trwałość krążnika:

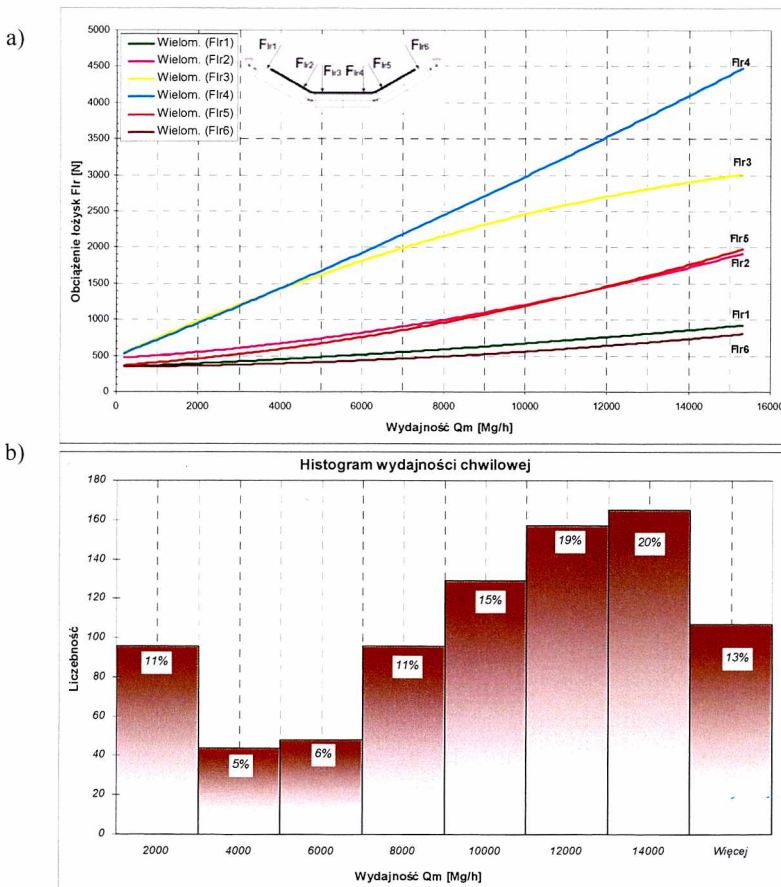
$$L_{kr} = \frac{L_{ekspl.1} L_{ekspl.2}}{\sqrt[p]{L_{ekspl.1}^p + L_{ekspl.2}^p}} \quad (4.3)$$

gdzie: $L_{ekspl.1}$ – trwałość pojedynczego łożyska w krążniku, [h]

p – współczynnik zmienności dla warunków panujących w kopalni, $p=1,111$ (na podstawie badań Geesmana [37]).

Przyjmuje się, że trwałość zestawu krążnikowego jest równa trwałości najsłabszego krążnika (środkowego lub bocznego) w zależności od panujących warunków pracy.

Ocenę trwałości metodą analityczną przedstawiono na przykładzie szczególnego przypadku krążników tj. zabudowanych w zestawie przegubowym, z wymuszonym zukosowaniem o kąt $2,7^\circ$ o rozstawie 1,45 m [102]. Wykorzystano przy tym zarejestrowane obciążenia promieniowe poszczególnych łożysk (rys.4.2a) oraz histogram wydajności chwilowej sporządzony dla strugi rzeczywistej (4.2b).



Rys. 4.2. a) Zakres sił promieniowych działających na łożyska krążników zestawu zukosowanego przy rozstawie 1,45 m, b) histogram wydajności chwilowej

Zestawienie wyników przeprowadzonej analizy trwałości przedstawiono w tabeli 4.2.

Tab. 4.2. Wyniki obliczeń trwałości krążników w zestawie zukosowanym przy rozstawie 1,45 m

	F_{lr1}	F_{lr2}	F_{lr3}	F_{lr4}	F_{lr5}	F_{lr6}
Siła ekwiwalentna F_z [kN]	0.71	1.27	2.41	3.16	1.31	0.60
Trwałość łożyska $L_{h,eksp}$ [h]	5 437 377	956 596	140 653	62 560	883 192	9 209 841
Trwałość krążnika L_{kr} [h] / [rok]	846 789h / 212 lat		46 020h / 11,5lat		883 192h / 221lat	

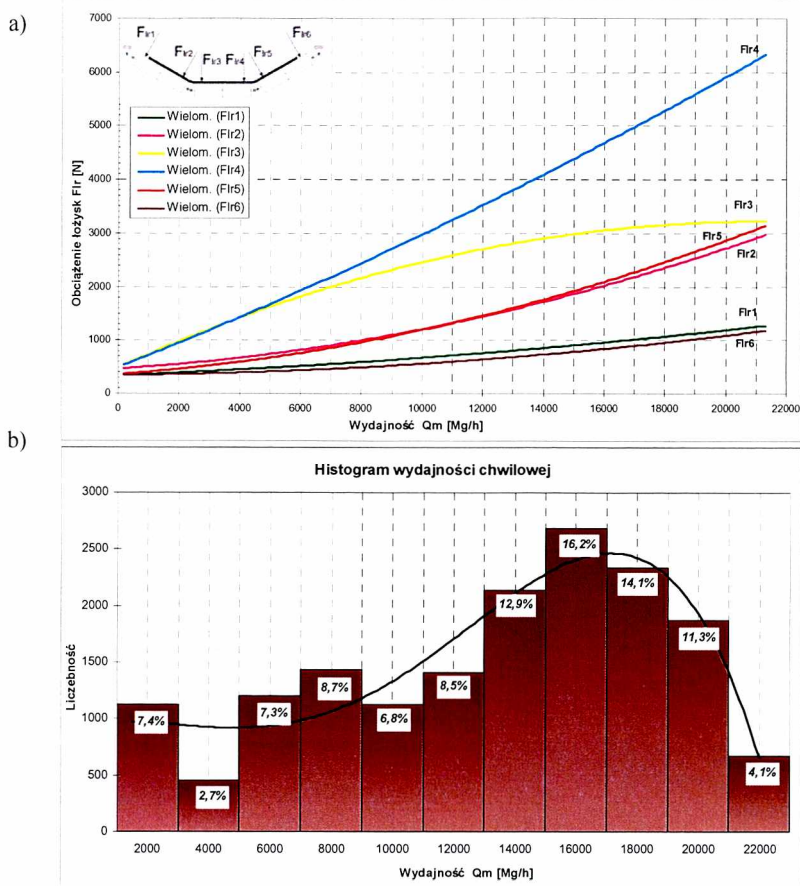
Uzyskana trwałość zukosowanego zestawu krążnikowego wynosząca 11,5 roku to wynik bardzo dobry, niemniej należy pamiętać, że analiza uwzględniała obciążenia krążników w zakresie zarejestrowanej średniej wydajności przenośnika odpowiadającej współczynnikowi wypełnienia taśmy na poziomie $k_z \approx 0,45$ (w trakcie pomiarów nie pojawiły się wydajności maksymalne). Na podstawie analizy wydajności koparek w dłuższym okresie czasowym [28, 30, 48] można stwierdzić, że oczekiwany zakres obciążeń krążników obejmuje również wyższe klasy wydajności. W celu sprawdzenia zachowania krążników w wyższym zakresie oddziaływania obciążeń pionowych na zestaw, zaproponowano model teoretyczny rozkładu odpowiadający strudze zbiorczej, z wartością średnią $Q_{m_{sr}} = 14,8$ tys. Mg/h (rys. 4.3). Wyniki przeprowadzonych obliczeń zestawiono w tabeli 4.3.

Tab. 4.3. Wyniki obliczeń trwałości krążników w zestawie zukosowanym przy rozstawie 1,45 m dla wygenerowanej losowo wydajności chwilowej

	F_{lr1}	F_{lr2}	F_{lr3}	F_{lr4}	F_{lr5}	F_{lr6}
Siła ekwiwalentna F_z [kN]	0.89	1.82	2.71	4.21	1.92	0.77
Trwałość łożyska $L_{h,eksp}$ [h]	2 824 374	327 405	99 090	26 468	278 454	4 359 905
Trwałość krążnika L_{kr} [h] / [rok]	302 654 h / 76 lat		21 957 h / 5,5 lat		278 454 h / 67 lat	

Wskutek uwzględnienia zwiększonego zakresu siły pionowej uzyskano znaczący spadek trwałości krążnika środkowego do poziomu 5,5 lat. Nie bez znaczenia pozostaje również uwzględniona zmiana procentowego udziału oddziaływania w czasie i-tych klas szeregu rozdzielnego obciążeń łożysk. W związku z tym, przeprowadzono analizę mającą na celu sprawdzenie wpływu zmienności obciążeń na trwałość krążnika środkowego dla trzech prawdopodobnych wariantów losowego przepływu strugi urobku na przenośniku. W każdym z trzech wariantów zachowano taką samą wartość mediany zbioru wydajności chwilowej na poziomie $Q_{m_{sr}} = 13$ tys. Mg/h. Przeanalizowano następujące warianty:

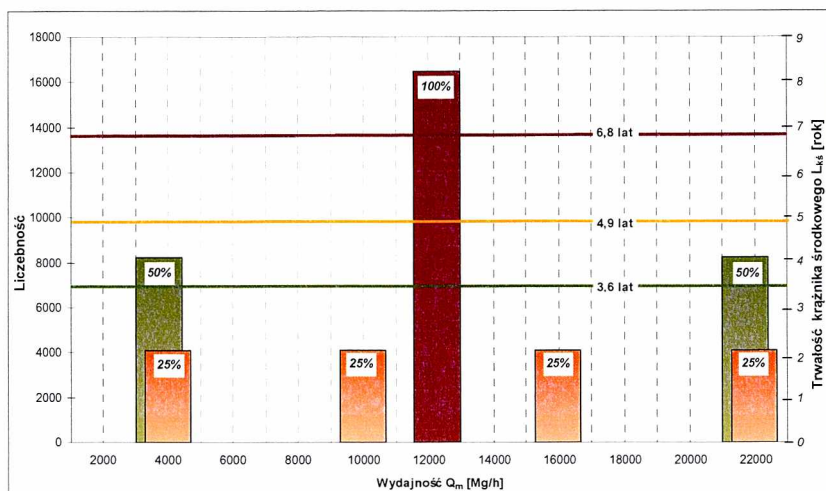
- przenośnik transportujący nadkład regularną strugą urobku w całym zakresie rejestrowanej wydajności chwilowej (wariant 100%),



Rys. 4.3. a) Zakres sił promieniowych działających na łożyska krążników zestawu zukosowanego przy rozstawie 1,45 m, b) histogram wydajności chwilowej dla modelu teoretycznego strugi urobku

- przenośnik transportujący nadkład pochodzący z dwu skrajnych klas szeregu rozdzielczego (wariant 50/50%),
- zestaw krążnikowy zukosowany poddany działaniu czterech poziomów obciążeń pochodzących od transportowanych mas i występujących z jednakowym udziałem procentowym (wariant 25/25/25/25%).

Wynik przeprowadzonej symulacji wpływu nieregularności strugi urobku na trwałość krążnika środkowego zestawiono na rysunku 4.4.



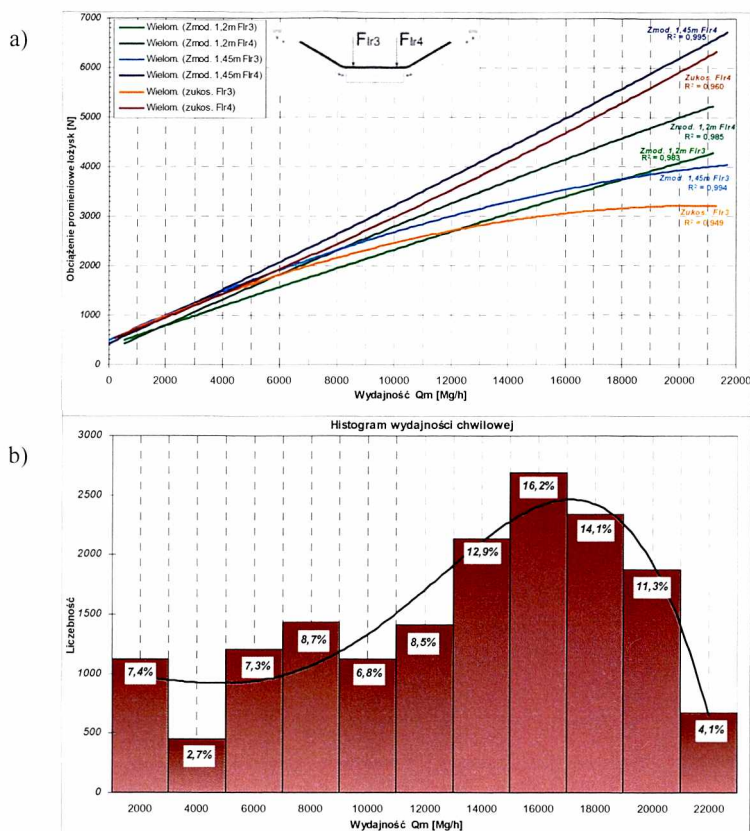
Rys. 4.4. Wpływ nieregularności strugi urobku na trwałość krążnika środkowego zestawu zukosowanego, przy rozstawie 1,45 m

Przeprowadzona symulacja wykazała, że trwałość krążnika zależy również od zmienności rozkładu podawanej strugi na przenośnik. Przy zachowaniu jednakowej wydajności przenośnika w każdym z analizowanych wariantów, najlepszy rezultat osiągnął krążnik środkowy (ok. 6,8 lat), którego zestaw obciążony był regularną strugą w całym zakresie czasu pracy. Zaobserwowano również znaczący spadek trwałości do poziomu 3,6 lat w sytuacji występowania dwóch skrajnych zakresów sił promieniowych działających na łożyska analizowanego krążnika.

Równie interesujące jest porównanie trwałości krążnika środkowego zestawu zukosowanego przy rozstawie 1,45 m z trwałością utrzymaną dla rozstawu 1,2 m (ogólnie stosowany) oraz 1,45 m. Wyniki obliczeń z uwzględnieniem histogramu wydajności chwilowej oraz w oparciu o rzeczywiste (zmierzone) wartości sił promieniowych (rys. 4.5) przedstawiono w tabeli 4.4.

Tabela 4.4. Wyniki obliczeń trwałości krążnika środkowego w różnych wariantach zabudowy zestawu

	Zestaw zukosowany, rozstaw 1,45 m		Rozstaw 1,45 m		Rozstaw 1,2 m	
	F_{lr3}	F_{lr4}	F_{lr3}	F_{lr4}	F_{lr3}	F_{lr4}
Siła ekwiwalentna F_z [kN]	2,71	4,21	3,13	4,50	3,03	3,70
Trwałość łożyska $L_{h,eksp}$ [h]	99 090	26 468	64 433	21 755	71 045	38 995
Trwałość krążnika L_{kr} [h] / [rok]	21 957 h / 5,5 lat		17 187 h / 4,3 lat		26 853 h / 6,7 lat	



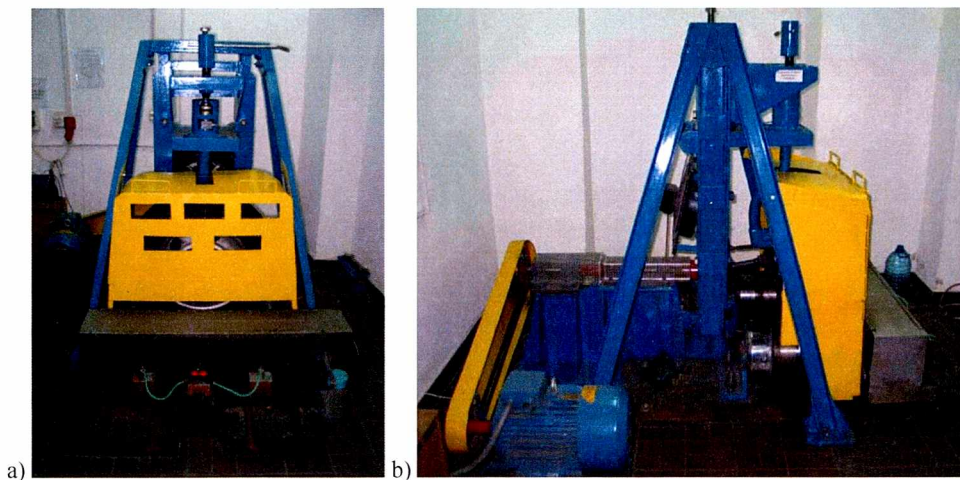
Rys. 4.5. Parametry uwzględnione w obliczeniach trwałości krążnika środkowego: a) zakres sił promieniowych działających na łożyska krążników środkowych w poszczególnych wariantach zabudowy zestawu, b) histogram wydajności chwilowej dla modelu teoretycznego strugi urobku

Najwyższą trwałość wykazuje krążnik zabudowany w zestawie przy rozstawie 1,2 m. Analizowany przypadek ukosowania zestawu krążnikowego to układ z ujemnym wyprzedzeniem krążników bocznych, na których powstają siły tarcia zmieniające obciążenie krążnika środkowego [100]. Przypadek taki występuje na poziomym lub opadającym odcinku trasy, stąd trwałość krążnika środkowego w wariantcie zukosowania jest wyższa, przy jednakowym rozstawie zestawu, tj. 1,45 m. Jeżeli doszłoby do zukosowania zestawu krążnikowego na odcinku wznoszącym, to wówczas boczne krążniki przyjmują wyprzedzenie dodatnie i zmienia się kierunek sił tarcia, co powoduje wzrost obciążeń krążnika środkowego. Przyjmując taki sam poziom obciążeń krążników i takie same wielkości sił tarcia, ale inny ich kierunek działania (wyprzedzenie dodatnie), wyznaczona analogicznie trwałość krążnika środkowego jest znacząco niższa i wynosi ok. 3,3 roku.

4.2. Metoda doświadczalna

Skutecznym sposobem określania efektywnego czasu pracy krążników jest również ocena laboratoryjna, prowadzona na stanowisku do przyspieszonych badań trwałościowych (rys. 4.6). O jej przydatności do celów porównawczych różnych rozwiązań konstrukcyjnych krążników, a także na etapie podejmowania decyzji związanych z produkcją (ilościowo-jakościową) krążników świadczą wyniki licznie przeprowadzonych prac [67, 79, 103, 108]. Przyjęta w badaniach metoda pomiarowa opiera się na następujących założeniach:

- w eksploatacji na pojedynczy krążnik działa losowo zmienne obciążenie promieniowe i ma ono decydujący wpływ na trwałość krążnika,
- miarą obciążeń krążnika jest siła ekwiwalentna (liczona jak dla łożysk),
- miarą zużycia eksploatacyjnego krążnika są zmiany jego oporu obracania,
- krążnik pracuje pod obciążeniem większym od siły ekwiwalentnej (określonej na podstawie zmiennej strugi urobku na przenośniku) w atmosferze zapyłonej i wilgotnej,
- przeliczanie trwałości krążnika dokonuje się w oparciu o ekwiwalentną siłę promieniową i obroty odniesione do warunków laboratoryjnych (współczynnik przyspieszający badania).



Rys. 4.6. Stanowisko pomiarowe do badań trwałościowych krążników:

a) widok z przodu, b) widok z boku

Do przeprowadzenia eksperymentu wykorzystuje się wiedzę na temat rozpoznanych rzeczywistych parametrów eksploatacyjnych krążnika (obciążenie promieniowe, prędkość obrotowa). Punktem wyjściowym w analizach jest przyjęcie założeń słusznych dla łożysk kulkowych:

$$NP^3 = \text{const} \quad (4.4)$$

gdzie: N – prędkość obrotowa łożyska, min^{-1} ,

P – obciążenie dynamiczne łożyska, N.

Znając prędkość liniową taśmy v_t oraz średnicę krążnika D_k możliwe jest określenie obrotów w warunkach eksploatacyjnych:

$$n_{\text{eksp}} = \frac{60 v_t}{\pi D_k} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (4.5)$$

Zadając w warunkach laboratoryjnych zwiększoną prędkość obrotową krążników n_l uzyskuje się współczynnik przyspieszający:

$$k_n = \frac{n_l}{n_{\text{eksp}}} \quad (4.6)$$

Podobnie w przypadku obciążenia wyznacza się współczynnik przyspieszający k_p , który jest ilorazem w trzeciej potęgze siły P_l (wywołanej przez zespół obciążający na stanowisku) i zastępczej reakcji F_{zm} (siły ekwiwalentnej określonej na podstawie losowego przebiegu wydajności):

$$k_p = \left(\frac{P_l}{F_{zm}} \right)^3 \quad (4.7)$$

Całkowity współczynnik określający skrócenie czasu badań w warunkach laboratoryjnych wynosi:

$$k = k_n k_p \quad (4.8)$$

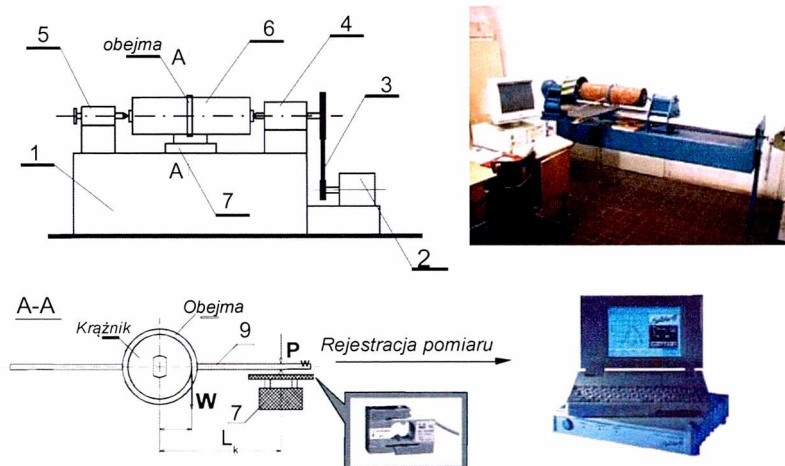
W związku z tym przyjmuje się, że jedna godzina pracy krążnika na stanowisku pomiarowym odpowiada k godzin jego pracy w warunkach eksploatacyjnych.

Zestawienie parametrów roboczych przyjmowanych w badaniach trwałościowych dla typoszeregu krążników nośnych przedstawiono w tabeli 4.5. Można zauważyć, że na współczynnik przyspieszenia znaczący wpływ ma wielkość zastępczego obciążenia roboczego P_l .

W ocenie trwałości przyjmuje się założenie, że miarą w długotrwałym okresie obciążeń krążnika są zmiany jego oporu obracania. Zmiany te wynikają ze zjawiska tarcia i zużycia elementów łożysk oraz uszczelnień i są charakterystyczne dla poszczególnych rozwiązań konstrukcyjnych. Dlatego, w trakcie badań trwałościowych regularnie, w określonych odstępach czasu, dokonuje się pomiaru oporu obracania krążników, metodą napędzania osi przy unieruchomionym płaszczu (rys. 4.7).

Tabela 4.5. Zestawienie parametrów roboczych wykorzystywanych w metodzie przyspieszonych badań trwałościowych z uwzględnieniem typu krążnika

Obszar zastosowania	Kopalnie odkrywkowe			Kopalnie podziemne
	Ø 219mm	Ø 194mm	Ø 159mm	Ø 133mm
Zastępcze obciążenie promieniowe F_{zm} , [kN]	7,27	3,9	1,7	0,4
Obciążenie laboratoryjne P_l , [kN]	21,5	8,0	5,2	2,4
Obroty eksploatacyjne n_{eks} , [min ⁻¹]	654	600	625	360
Obroty laboratoryjne n_l , [min ⁻¹]	1200	1200	1200	720
Współczynnik przyspieszający k	52	25,6	55,3	432



Rys. 4.7. Pomiar oporu obracania krążnika

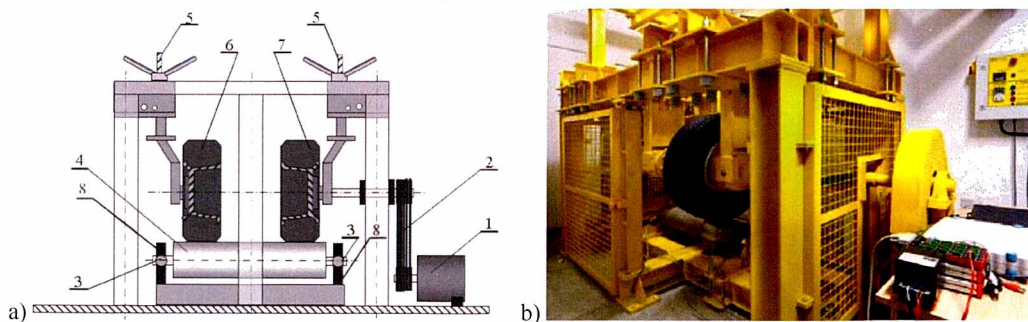
Oś krążnika (6) mocowana jest z jednej strony w obrotowym uchwycie (4), za pośrednictwem którego przekazywane są obroty z silnika (2) poprzez przekładnię pasową (3). Z drugiej strony oś podpierana jest kłmem (5), przesuwanym za pomocą śruby w celu dopasowania do długości osi krążnika. Silnik, który napędza oś wyposażony jest w układ bezstopniowej regulacji obrotów poprzez zmianę częstotliwości prądu zasilającego. W trakcie pomiarów na płaszczu krążnika, w połowie jego długości mocowana jest obejmą z ramieniem (9) spoczywającym na czujniku siły (7). Podparcie płaszcza obejmą powoduje powstawanie siły P_w rejestrowanej przez czujnik. Znając wartość siły P_w możliwe jest określenie oporu obracania krążnika W_k z zależności (4.9).

$$W_k = P_w \frac{L_k}{r_p}, \quad (4.9)$$

gdzie: P_w – siła rejestrowana przez czujnik, N;
 L_k – długość ramienia, na jakim działa siła P_w , m;
 r_p – promień krążnika, m.

Możliwości techniczne stanowisk przedstawionych na rysunkach 4.6 i 4.7 zaspokajają potrzeby związane z wymaganym zakresem przyjmowanych parametrów roboczych dla krążników krajowych, o średnicy 133÷194 mm. Współpraca z producentem krążników Artur Kuepper GmbH & Co AG zaowocowała opracowaniem w Instytucie Górnictwa Politechniki Wrocławskiej nowego stanowiska pomiarowego. Dzięki temu możliwe jest prowadzenie badań trwałościowych i pomiarów oporów obracania krążników pod obciążeniem (na tym samym stanowisku) krążników większych, eksploatowanych m.in. w kopalniach RWE, największego koncernu górnictwo-energetycznego w Europie [42, 43, 74].

Schemat nowego stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunku 4.8. Oś badanego krążnika jest mocowana w dwóch wspornikach (8). Płaszcz krążnika zostaje obciążony dwoma kołami (6 i 7), z których jedno jest połączone poprzez wał napędowy i przekładnię pasową (2) z silnikiem elektrycznym (1), a zatem jest kołem napędzającym krążnik. Drugie koło jest wprowadzane w ruch bezpośrednio przez obracający się krążnik i jest to koło obciążające. Poprzez śruby dociskające (5) oraz mechanizm dźwigniowy obydwie koła mogą wywierać nacisk na płaszcz krążnika generując siłę promieniową P_l o wartości do 22 kN. Badany krążnik podparty jest dwoma sworzniami pomiarowymi (3) z naklejonym układem tensometrów oporowych, który umożliwia pomiar oporu obracania. Metoda pomiaru oporu obracania krążnika pod obciążeniem została opisana w rozdz. 2.2.

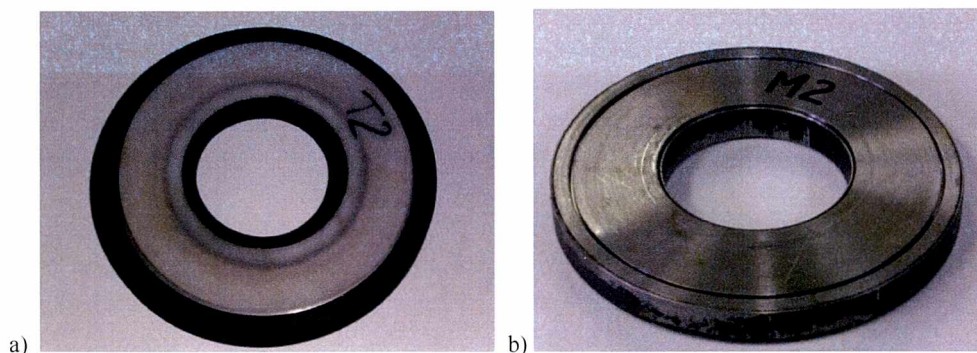


Rys. 4.8. Stanowisko pomiarowe do badań krążników: a) schemat, b) widok stanowiska

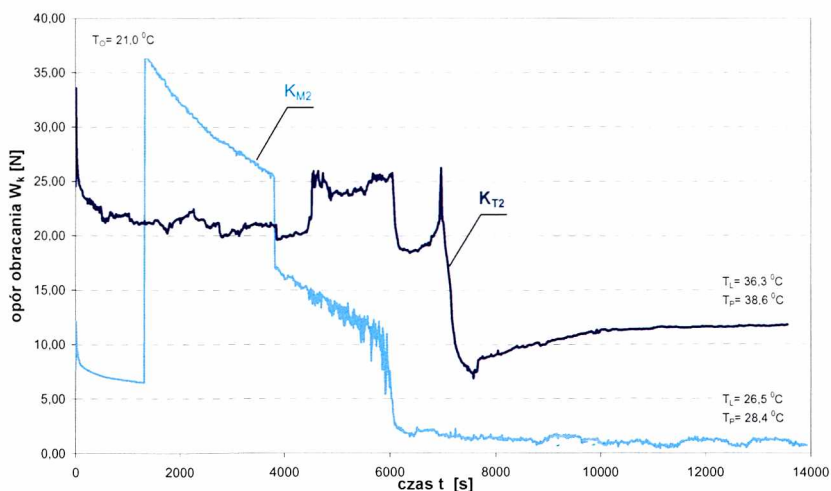
W trakcie tych badań krążnik poddawany jest dodatkowo działaniu wody i pyłu kopalnianego, co stanowi przybliżony sposób odwzorowania warunków rzeczywi-

stych. Udział procentowy tych mediów zależy od obszaru zastosowania poszczególnych typów krążników przyjętych do badań.

Przedstawiona metoda badań posłużyła do przeprowadzenia oceny porównawczej jakości uszczelnienia krążników z cieczą ferromagnetyczną, wykonanych w dwóch wersjach konstrukcyjnych tj. z tworzywa sztucznego T2 (krążnik K_{T2}) i metalu M2 (krążnik K_{M2}) (rys. 4.9). Ideę analizowanego uszczelnienia przedstawiono szerzej w pracach [35, 36, 101]. Wyniki badań stanowiły jedno z kryteriów wyboru właściwego producenta na potrzeby masowej produkcji wersji przemysłowej, dedykowanej krążnikom o średnicy 194 mm.

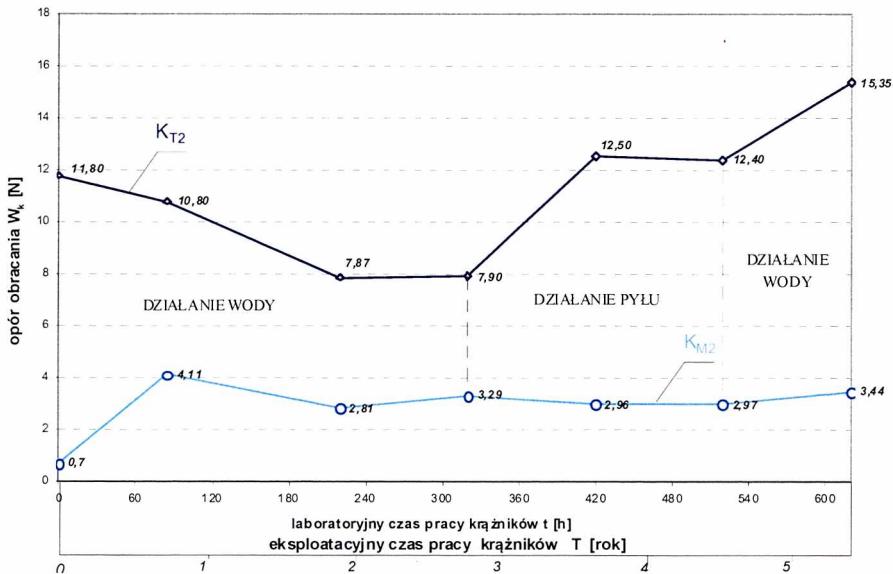


Rys. 4.9. Widok badanych uszczelnień:
a) wykonanie z tworzywa T2, b) wykonanie z metalu M2



Rys. 4.10. Przebieg zmian oporów obracania w czasie zachodzący podczas fazy docierania krążników

Już pomiar oporów obracania krążników z nowym typem uszczelnienia przed przystąpieniem do badań trwałościowych wykazał istotne różnice. Skala wartości, charakter zmian oporów obracania w czasie próby 4-godzinnego docierania oraz przyrosty temperatur przemawiały za rozwiązaniem zastosowanym w krążniku K_{M2} , gdzie użyto uszczelnienia metalowego M2 (rys. 4.10). Wyniki badań trwałościowych to potwierdziły (rys. 4.11).



Rys. 4.11. Wyniki badań trwałościowych krążników z uszczelnieniem ferromagnetycznym

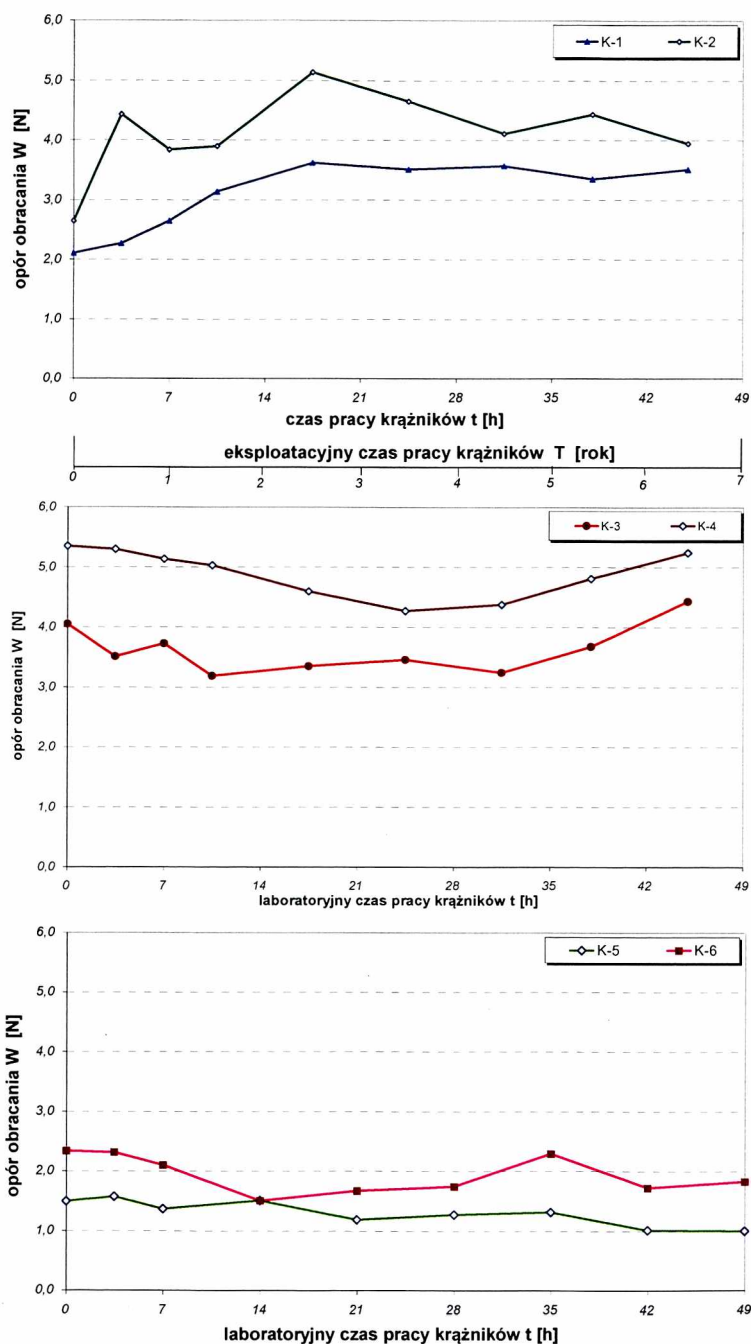
W pierwszym (2-letnim) okresie eksploatacji krążnika K_{T2} zaobserwowano tzw. okres docierania. Jest to okres, w którym występują silne procesy zużycia i docierania elementów tocznych łożyska oraz uszczelnienia. Związany jest on z widocznym spadkiem oporu obracania. Po okresie docierania tego krążnika następuje krótka stabilizacja, a następnie pojawia się okres zużycia (stopniowy wzrost oporu obracania). Przed upływem 4 lat eksploatacji omawiany opór obracania krążnika osiągnął wartość 12,5 N, przekraczając tym samym mocno niezadowalający już poziom początkowy (11,80 N). Końcowa tendencja przebiegu zmian pozwala stwierdzić, że w trakcie dalszego jego użytkowania analizowany krążnik przestanie spełniać stawiane przed nim zadania. Krążnik K_{M2} , w którym zamontowano uszczelnienia metalowe M2 charakteryzuje się szybkim wzrostem oporów z poziomu 0,7 N do poziomu ok. 4,0 N. Następnie obserwuje się spadek do poziomu ok. 3 N, uzyskany jeszcze przed upływem 2-letniego okresu eksploatacji. W dalszym okresie pracy krążnik M2 wykazuje pełną stabilizację. Po ponad 5 latach osiąga wartość 3,4 N, która jest 4-krotnie mniejsza od uzyskanej dla krążnika K_{T2} w wersji z uszczelnieniem z tworzywa sztucznego T2.

Kolejny przykład dotyczy oceny trwałości krążników stosowanych w kopalni podziemnej [6]. Do badań przyjęto 6 krążników nośnych $\phi 133 \times 465$ mm, wykonanych wariantowo w różnych wersjach konstrukcyjnych. Oznaczenia K-1 i K-2 przypisano umownie do rozwiązania wzmocnionego z łożyskiem 6305, K-3 i K-4 dotyczyły wersji standardowej z łożyskiem 6305 natomiast w krążnikach K-5 i K-6 zastosowano łożysko 6204, co dodatkowo podyktowało zmianę geometrii węzła łożyskowego. Graficzne przedstawienie wyników prowadzonych badań przedstawiono na rysunku 4.12. Biorąc pod uwagę współczynnik przyspieszający, który kształtuje się na poziomie $k = 432$ założono, że 1 rok eksploatacji w warunkach kopalnianych odpowiada 7 h pracy krążnika na stanowisku doświadczalnym (tab. 4.5). Okazało się, że rozwiązania konstrukcyjne przebadanych krążników różnią się istotnie charakterem zmian oporów obracania w czasie. Natomiast charakter zmian w obszarze jednego rozwiązania konstrukcyjnego (jedna para krążników) jest podobny.

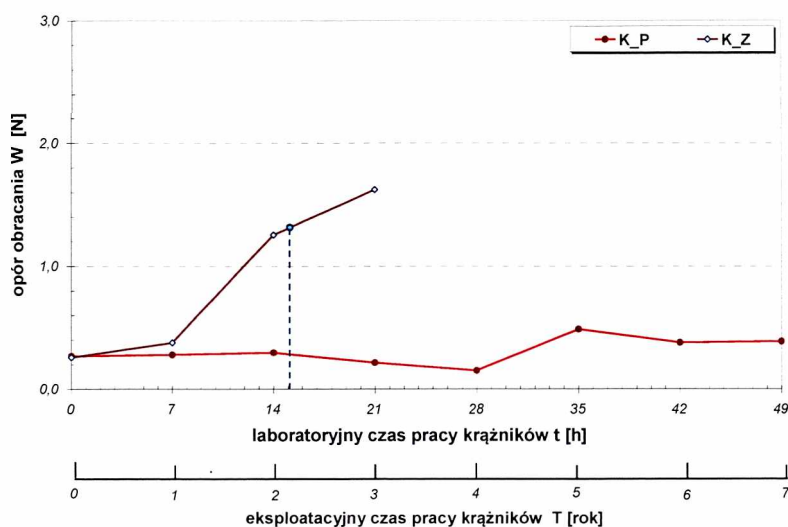
Wszystkie analizowane krążniki charakteryzuje faza docierania krążnika odpowiadająca 2,5 letniej eksploatacji. W przypadku krążników K-3÷K-6 związany jest on z widocznym spadkiem oporu obracania, co jest typowym zachowaniem prawidłowo rozwiązanych elementów konstrukcyjnych. Dla krążników K-1 i K-2 w tym czasie uwidacznia się wzrost oporu obracania, co jest symptomem wadliwego rozwiązania konstrukcyjnego. Po okresie docierania krążników K-3 i K-4 następuje krótka stabilizacja, a następnie pojawia się okres zużycia co skutkuje stopniowym wzrostem wartości oporu obracania. Końcowa tendencja przebiegu tych zmian pozwala stwierdzić, że w trakcie dalszego ich użytkowania opory krążników wzrosną ponad poziom normowy. W całym czasie zaplanowanych badań nie stwierdzono pogorszenia własności użytkowych krążników K-5 i K-6, co pozwala uznać zastosowane w nich rozwiązanie konstrukcyjne za najlepsze.

Oczywiście stając przed dokonaniem właściwego wyboru łożyska, należy pamiętać że rozmiar nie jest jedynym parametrem decydującym o jego przydatności. Równie ważny jest aspekt związany z jego wykonaniem, który ściśle określa klasa dokładności łożyska. Zachowanie wartości odchyłek granicznych wymiarów poszczególnych elementów (bieżni, koszyka, elementu tocznego), tolerancji kształtu, położenia pierścieni, czy przestrzeganie reżimu uzyskania zakładanego poziomu luzu promieniowego, to zadania którym musi sprostać producent łożysk [1, 32, 39].

Wyniki prac realizowanych w latach 2009–2012 w ramach projektu rozwojowego NR09001906 pt. *Przenośnik taśmowy o zwiększonej efektywności ekonomicznej i energetycznej zbudowany i eksploatowany wg zasad zrównoważonego rozwoju* zdają się to potwierdzać. Jedno z zadań projektu dotyczyło przeprowadzenia badań prototypowych rozwiązań krążników, w których zastosowano łożysko 6204 z luzem klasy C3 produkcji krajowej (P) i zagranicznej (Z). Odnotowano istotne różnice wyników badań (rys. 4.13).



Rys. 4.12. Wyniki badań trwałościowych krążników stosowanych w kopalni podziemnej:
a) krążniki wzmocnione z łożyskiem 6305, b) krążniki standardowe z łożyskiem 6305,
c) krążniki z łożyskiem 6204



Rys. 4.13. Wyniki badań trwałościowych krążników z uwzględnieniem typu łożyska

Zastosowane łożysko w typie (Z) pod wpływem działania obciążenia wykazało zdecydowanie gorsze własności użytkowe. Zaobserwowano intensywny wzrost wartości oporów obracania już po pierwszych 15 h pracy w trakcie testów laboratoryjnych. Nastąpił wówczas zintensyfikowany proces zużycia łożysk, potwierdzony pojawiającym się cyklicznie metalicznym dźwiękiem powstałym w wyniku przemieszczenia względem siebie jego elementów składowych. Ponieważ montaż krążników przeprowadzono z jednakową starannością, należy przypuszczać że istotną rolę odegrała tutaj właśnie jakość wykonania łożyska [106].

5. Dobór rozstawu zestawu krążnikowego z uwzględnieniem losowo zmiennej strugi urobku

Kolejnym ważnych parametrów, który decyduje nie tylko o energochłonności napędu, ale także o nakładach inwestycyjnych i późniejszych kosztach eksploatacyjnych przenośnika jest rozstaw zestawów krążników górnych. W niektórych rozwiązaniach przenośników dalekiego zasięgu stosowane są duże rozstawy (nawet ponad 3,0 m). Są to jednak specyficzne konstrukcje, charakteryzujące się m.in. dużą prędkością wąskiej taśmy i bardzo równomierną strugą urobku, zapewniającą stabilne obciążenie krążników [95]. Połączenie wyników badań krążników [19] przeznaczonych dla przenośników dużej wydajności z Zagłębia Nadreńskiego (RWE) z danymi eksploatacyjnymi pozwoliło na weryfikację koncepcji zmiany rozstawu krążników górnych [63]. Analiza wykazała, że stosowany obecnie w kopalniach RWE rozstaw 1,88 m wydaje się być w pełni racjonalny z uwagi na wielkość ponoszonych kosztów inwestycyjnych oraz eksploatacyjnych (w tym koszty energii i wymian podzespołów). Wykazano, że powyżej tej wartości szybko spada trwałość krążników i drastycznie wzrasta liczba ich wymian.

Zebrane doświadczenia posłużyły do przeprowadzenia analiz doboru rozstawu zestawów górnych przenośników stosowanych również w polskim górnictwie, uwzględniając przy tym zróżnicowane-doświadczone charakterystyki oporów obracania krążników w funkcji wydajności chwilowej oraz obliczoną przewidywaną trwałość krążników w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych. W obliczeniach wykorzystano wyniki eksperymentalnych badań oporów ruchu pojedynczego zestawu krążnikowego, pomiary laboratoryjne oporów metodą opisaną w rozdziale 2.2. oraz rzeczywiste rozkłady zmienności strugi transportowanego urobku.

5.1. Kryteria wyboru optymalnego rozstawu górnych zestawów krążnikowych

Jako kryteria wyboru optymalnego rozstawu krążników w ciągnie górnym przyjęto jednostkowe zużycie energii czyli energię przeliczoną na jednostkę długości trasy i jednostkę wydajności (zależność 3.2) oraz prognozowaną roczną liczbę wymian zestawów krążnikowych. Jest to parametr eksploatacyjny definiowany jako iloraz całkowitej liczby zainstalowanych zestawów i obliczeniowej trwałości zestawu krążnikowego oszacowanej na podstawie minimalnej trwałości krążnika w zestawie. Przyjęto, że o trwałości zestawu krążnikowego decyduje trwałość krążnika środkowego, co potwierdzają wyniki badań przedstawione w rozdziale 4. Obliczenia trwałości krążników przeprowadzono w systemie QNK-TT dla wynikowych reakcji promieniowych na łożyskach krążników poddanych obciążeniom, według zidentyfikowanego rzeczywistego rozkładu obciążeń strugą urobku.

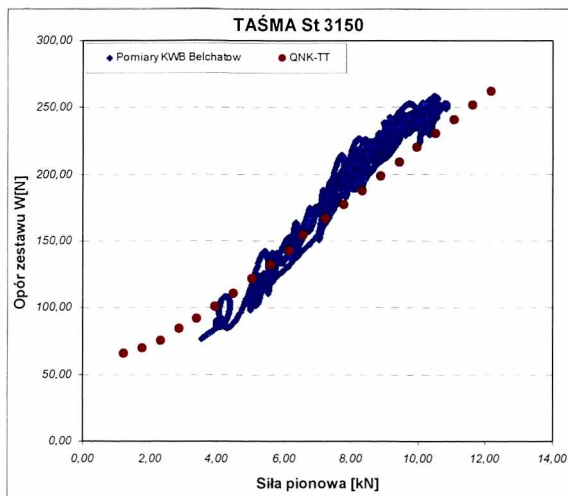
Do systemu zaimplementowano algorytmy oparte na założeniach Geesmann'a, na podstawie których wynikową trwałość krążnika określa zależność (4.3).

5.2. Narzędzia informatycznego wspomagania działań optymalizacyjnych

Podstawą działań optymalizacyjnych przenośnika taśmowego są sprawdzone algorytmy obliczeń metody oporów jednostkowych. W oparciu o analizy zjawisk przemian energii towarzyszących ruchowi taśmy załadowanej urobkiem po krążnikach oraz interakcji pomiędzy taśmą i krążnikami opracowano zależności umożliwiające wyznaczenie składowych oporów głównych przenośnika z uwzględnieniem wpływu:

- właściwości taśmy takich jak: grubości okładek, budowy rdzenia, właściwości gumy obejmujących moduły sprężystości oraz tłumienie,
- właściwości transportowanego materiału (gęstości usypowej, kąta tarcia wewnętrznego, współczynnika tarcia wewnętrznego, kąta tarcia urobek-taśma, dynamicznego kąta naturalnego usypu),
- parametrów konstrukcyjnych przenośnika,
- czynników eksploatacyjnych (temperatury otoczenia, zbiegania bocznego taśmy).

Metoda obliczeń oporów jednostkowych, testowana wielokrotnie zaowocowała opracowaniem zaawansowanego systemu komputerowego QNK-TT wspomagającego obliczenia przenośników taśmowych [96,115]. Zadawalająca zgodność wyników obliczeń z badaniami przemysłowymi na przenośniku taśmowym eksploatowanym w kopalni odkrywkowej węgla brunatnego pozwala uznać opracowany system jako przydatne narzędzie w analizach optymalizacyjnych [49]. Na rys.5.1 porównano teoretyczną zależność oporów głównych przypadających na pojedynczy zestaw krążnikowy z wynikami pomiarów eksperymentalnych na wybranym zestawie krążnikowym.



Rys. 5.1. Porównanie wyników obliczeń oporów ruchu przenośnika nadkładowego z wynikami pomiarów

Poprawność przyjętych algorytmów obliczeniowych wykazał również Kulinowski w pracy [115]. Autor przeprowadził m.in. porównanie przebiegów zmian sumarycznego poboru mocy przez silniki układu napędowego, uzyskanych na podstawie badań przemysłowych i testów symulacyjnych. Wykazał, że model dyskretny może być wykorzystywany do symulacji ciągłej pracy przenośnika taśmowego, przy uwzględnieniu losowo zmiennej strugi transportowanego urobku.

5.3. Badania symulacyjne wielkości rozstawu zestawów krążnikowych

5.3.1. Wyniki badań dla przenośników stosowanych w kopalni odkrywkowej

W polskich kopalniach odkrywkowych węgla brunatnego stosowane są przenośniki taśmowe na dużą skalę, osiągając sumaryczną długość na poziomie kilkuset kilometrów [91, 93]. Przedstawione rozważania dotyczące optymalnego podparcia cięgna górnego dedykowano przenośnikom największym, stosowanym do transportu nadkładu, gdzie szerokość zainstalowanej taśmy wynosi 2,25 m, a w cięgnię górnym stosowane są krążniki o średnicy 194 mm i długości płaszcza 800 mm. Badania przeprowadzono w dwóch etapach. W pierwszym [52], przyjmując parametry techniczne wytypowanego przenośnika doświadczalnego (rozdz. 2.5) wykonano teoretyczną analizę możliwości stosowania kilku wariantów rozstawu krążników górnych, w zakresie od 1,0 do 3,0 m. Uzyskane wyniki stanowiły podstawę do nakreślenia założeń prac eksperymentalnych, weryfikujących wybór rozwiązania optymalnego [51, 57].

W analizach optymalizacyjnych niezbędna jest identyfikacja wydajności eksploatacyjnej w danym systemie transportowym. Stany załadowania przenośnika (poziomy wypełnienia urobkiem cięgna górnego na całej jego długości) zostały przyjęte

arbitralnie, przez analogię do wcześniejszych badań rozkładu strugi urobku (rozdz. 1.2.3). Zmienność strugi urobku symulowano czterema rodzajami operacji tj. stan załadowania bez obciążenia (bieg jałowy) oraz praca w stanie słabego, średniego i nominalnego załadowania (tab. 5.1).

Tab. 5.1. Uśrednione wydajności przenośnika nakładowego w przyjętych rodzajach operacji do wyznaczenia jego średniorocznych parametrów eksploatacyjnych

Rodzaj operacji	Wydajność [Mg/h] (% wydajności maksymalnej)	Wagi dla uśredniania – udział danego rodzaju operacji w rocznym czasie pracy przenośnika [%]
pusty	0	15
słabo obciążony	6.000	20
średnio obciążony	12.000	44
obciążenie nominalne	18.000	21

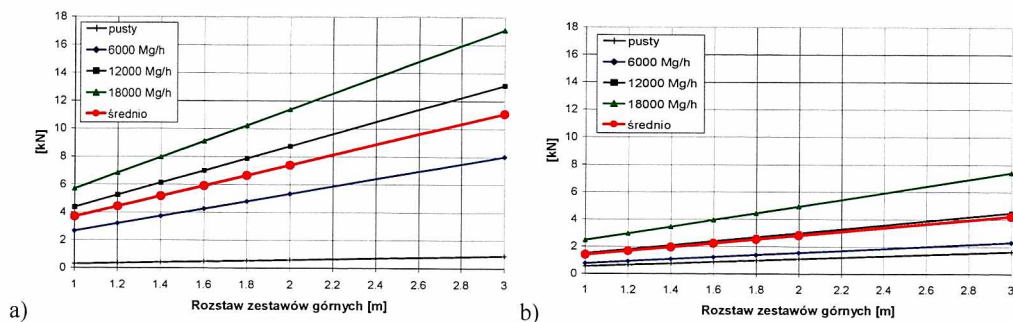
Oprócz losowego charakteru strugi urobku w analizach uwzględniono sezonowy wpływ temperatury otoczenia na opory ruchu przenośnika. Obliczenia wykonano dla trzech wyróżnionych poziomów temperatur sezonowych, uwzględniając średnie miesięczne temperatury dobowe na Niżu Polskim (tab. 5.2). Jako wariantowy parametr wejściowy przyjęto również opór obracania krążnika górnego odpowiadający wartości normowej tj. 6.5N w temperaturze 20 °C. Założono zmiany oporu obracania krążników pod wpływem obciążenia promieniowego i temperatury zgodnie z wcześniejszymi wynikami badań.

Tab. 5.2. Przeciętne sezonowe temperatury pracy przenośnika do wyznaczenia jego średniorocznych parametrów eksploatacyjnych

Okres eksploatacyjny	Przeciętna sezonowa temperatury pracy [°C]	Wagi dla uśredniania – udział danego okresu w rocznym czasie pracy przenośnika [%]
lato	19	30
okres przejściowy	11	25
zima	0	45

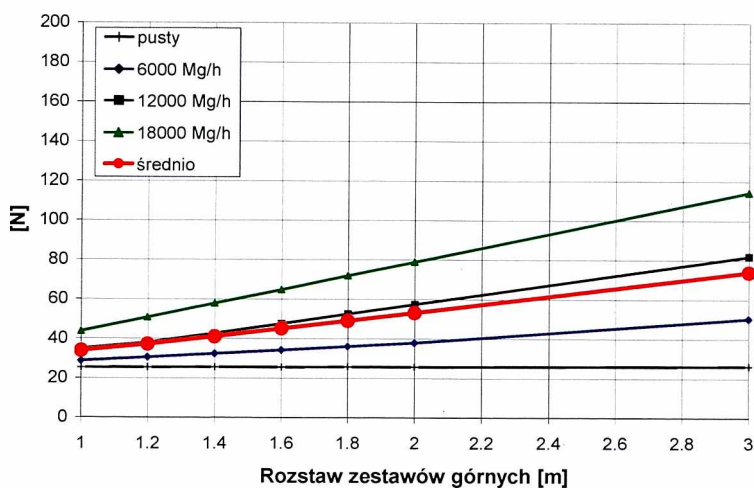
Wyniki obliczeń symulacyjnych dla opcjonalnych wartości rozstawu zestawów krążników górnych, w zmiennych warunków eksploatacyjnych, obejmujące: reakcje promieniowe na krążnikach, opory obracania zestawu oraz sumaryczne opory ruchu (rys. 5.2÷5.4), zostały następnie uśrednione według przyjętych wag, w celu wyznaczenia parametrów średniorocznych.

Krążniki boczne i środkowe charakteryzują się mocno zróżnicowanym poziomem obciążeń, co ma decydujący wpływ na ich przewidywane tempo zużycia.

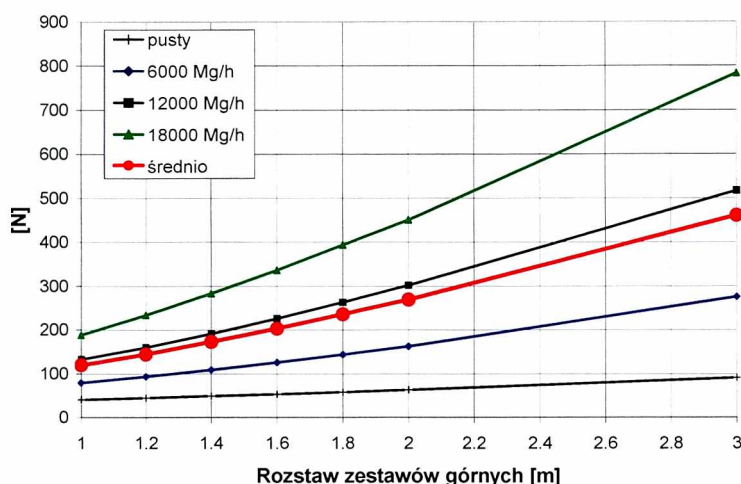


Rys. 5.2. Wyznaczone reakcje promieniowe (dla wybranych poziomów wydajności oraz uśrednione) na krążnikach: a) środkowym, b) bocznych [52]

Opór obracania każdego krążnika obliczano indywidualnie jako funkcja wartości reakcji na krążniku (zależność (2.7)). Natomiast opór obracania zestawu stanowi sumę oporów obracania krążników w zestawie (rys. 5.3).

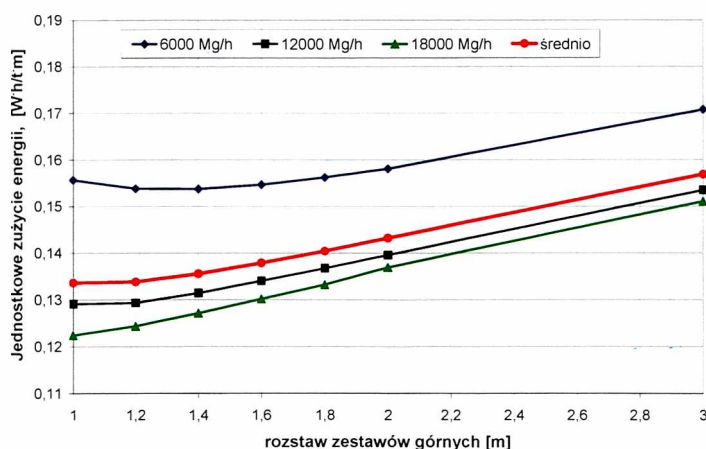


Rys. 5.3. Opór obracania zestawu krążników górnych (dla wybranych poziomów wydajności oraz uśrednione) [52]

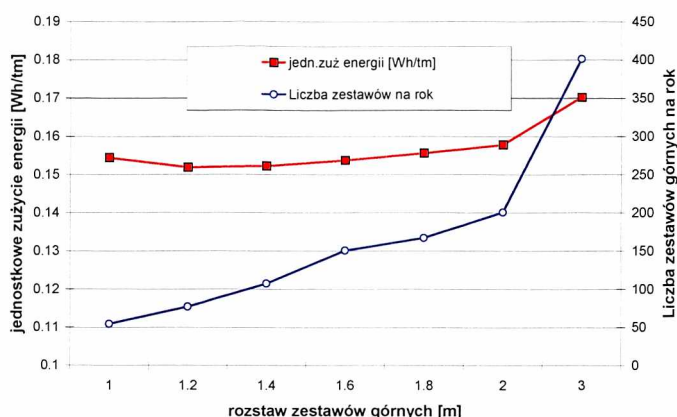


Rys. 5.4. Suma oporów ruchu zestawu krążników górnych (dla wybranych poziomów wydajności oraz uśrednione) [52]

Z wykresów przedstawionych na rysunkach 5.2–5.4 widać wyraźnie, że ze wzrostem rozstawu krążników wzrastają zarówno obciążenia krążników jak i opory ruchu zestawu krążnikowego. Na rys. 5.5 zestawiono wyniki jednostkowego zużycia energii w poszczególnych klasach przyjętego obciążenia, natomiast wartość uśrednioną z uwzględnieniem przyjętych wag wraz z szacowaną liczbą wymian zestawów krążnikowych przedstawiono na rysunku 5.6. Z analizy wyników widać wyraźnie, że minimum jednostkowego zużycia energii lokuje się przy rozstawie wynoszącym ok. 1,2 m. Drastyczny spadek trwałości krążników górnych następuje po przekroczeniu rozstawu powyżej 2,0 m.

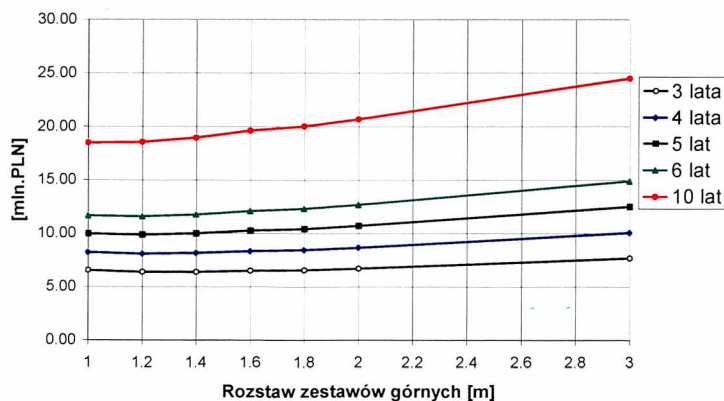


Rys. 5.5. Jednostkowe zużycie energii (dla wybranych poziomów wydajności oraz uśrednione)



Rys. 5.6. Uśrednione jednostkowe zużycie energii oraz przewidywana liczba wymian zestawów krążnikowych na przenośniku nakładowym o szerokości taśmy 2250 mm

Wobec takich wyników obliczeń o wyborze optymalnego rozstawu decydować powinny kryteria ekonomiczne. Analizy ekonomiczne obejmujące szacunkowe obliczenia kosztów eksploatacyjnych przeprowadzono dla przyjętego przenośnika nakładowego. Wyniki obliczeń uwzględniające narastające w czasie koszty zużytej energii elektrycznej na pokonanie oporów ruchu przenośnika oraz koszty wymian zestawów krążnikowych w różnych okresach eksploatacji zestawiono na wykresie zbiorczym (rys. 5.7). Dane wejściowe dla celów oszacowania tj. rynkową cenę energii, koszt jednego zestawu i koszt wymiany zestawów przyjęto na podstawie uzgodnień z użytkownikiem [52]. Z porównania otrzymanych zależności można wnioskować o wyborze optymalnego rozstawu dla przyjętego okresu eksploatacji. Uwzględniając długi okres eksploatacji (ok. 10 lat) nie opłaca się stosować maksymalnych rozstawów krążników górnych dobranych według kryterium trwałości krążników. W długim okresie eksploatacji optymalny ze względu na poniesione koszty jest rozstaw dobrany w oparciu o minimum jednostkowej energii.



Rys. 5.7. Narastające koszty zużytej energii oraz wymian zestawów górnych na 1 km trasy przyjętego do analizy przenośnika nakładowego o szerokości taśmy 2250 mm

Podsumowując wyniki analizy teoretycznej należy stwierdzić, że w krótkich okresach eksploatacji 3÷5 lat optymalny w transporcie nadkładu może być rozstaw z przedziału 1,2÷1,5 m, natomiast w dłuższych okresach eksploatacji do 10 lat optymalny rozstaw zbliża się do wartości 1,2.

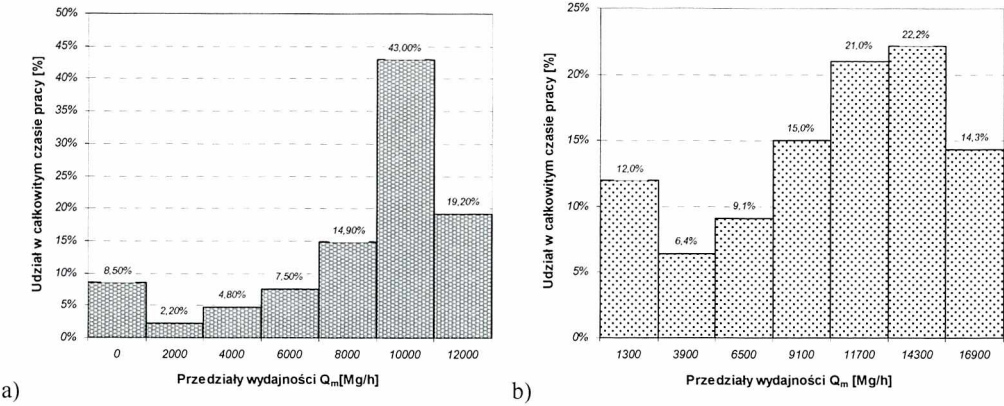
W związku z powyższym, do badań eksperymentalnych wytypowano dwie wielkości rozstawu $l_k = 1,2$ m i 1,45 m. Badania te obejmowały m.in. pomiary oporów ruchu w przypadku zastosowania krążników standardowych oraz nowej konstrukcji krążników zmodernizowanych (o obniżonych oporach obracania). Porównanie wpływu rodzaju krążników (standardowe lub zmodernizowane) w połączeniu z wariantowym rozstawem zestawów górnych na całkowity opór na zestawie krążnikowym przedstawiono na rys. 2.29 (podrozdz. 2.5).

Rozpatrując usytuowanie przenośników w systemie transportowym kopalni należy rozróżnić przenośniki poziomowe, zasilane losową strugą urobku (nadkładu lub węgla), pochodzącą z jednej koparki i przenośniki zbiorcze, które przenoszą urobek podawany równocześnie z kilku koparek. Należy tu mieć na uwadze, że zbiorcza struga nie jest sumą niezależnych losowych strug z pojedynczych koparek, gdyż ich chwilowe wydajności są kontrolowane i stabilizowane przez dyspozytora sterującego pracą koparek. Zarówno średnie obciążenie jak i rozkład wydajności w obydwu przypadkach jest mocno zróżnicowany, toteż warto traktować je oddzielnie. W związku z potrzebą wyznaczenia obciążenia zestawu krążnikowego, trwałości krążników oraz poboru mocy przenośnika wykorzystano wariantowe strugi urobku zarejestrowane na przenośniku. Wartości statystyk opisujących szeregi zestawiono w tabeli 5.3.

Tabela 5.3. Statystyki opisowe szeregów wydajności chwilowych Q [Mg/h]

Statystyka	Nadkład K37	Nadkład (przenośnik zbiorczy)
Średnia	7505,3	10406
Błąd standardowy	117,8	45,2
Mediana	8625,4	10700
Odchylenie standardowe	3188,3	4074,8
Wariancja	10165288,2	16604204,7
Minimum	0	0
Maksimum	11427,2	18383,4

Wyznaczone szeregi wydajności chwilowych (rys. 5.8) podzielono na siedem klas (dla szeregów pochodzących z koparki K37 uwzględniono klasę zerową).



Rys. 5.8. Histogramy zarejestrowanych wydajności chwilowych strugi nadkładu:
a) pojedyncza koparka, b) zbiorcza struga

Poszczególne udziały procentowe wartości z danych klas w całej strudze oraz granice przedziałów histogramów przedstawiono w tabeli 5.4.

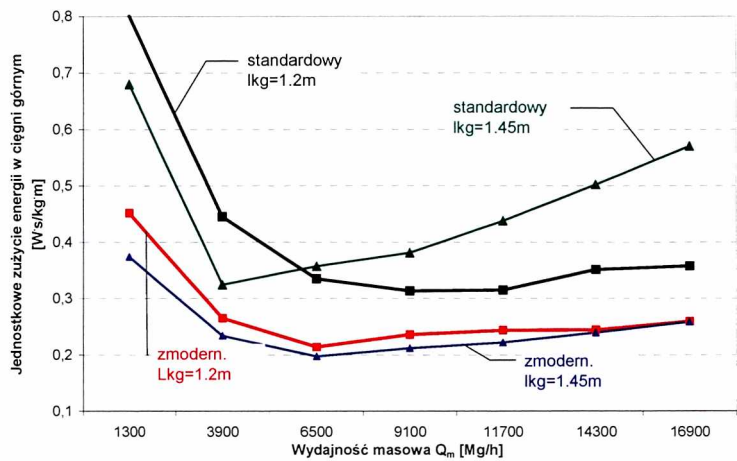
Tabela 5.4. Parametry modelowych strug urobku Q [Mg/h]

	Nr klasy	Lewy koniec przedziału	Prawy koniec przedziału	Udział
Nadkład K37	0	0	0	8,5%
	1	0	2000	2,2%
	2	2000	4000	4,8%
	3	4000	6000	7,5%
	4	6000	8000	14,9%
	5	8000	10000	43,0%
	7	10000	Więcej	19,2%
Nadkład (przebieg zbiorczy)	1	0	2600	12,0%
	2	2600	5200	6,4%
	3	5200	7800	9,1%
	4	7800	10400	15,0%
	5	10400	13000	21,0%
	6	13000	15600	22,2%
	7	15600	Więcej	14,3%

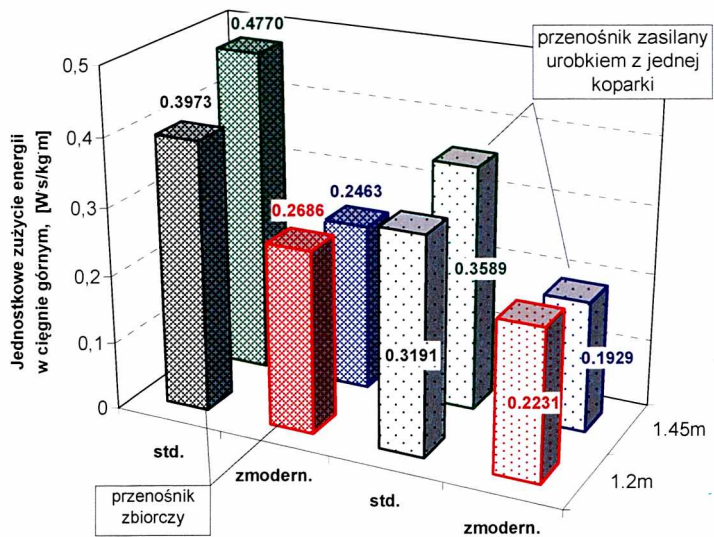
Wyniki pomiarów zostały zatem zgrupowane w wyróżnionych klasach wydajności, a szukane wartości oporów ruchu reprezentujące klasę zostały wyznaczone z obliczonych wartości średnich z pomiarów i skorygowane do średniej wydajności w klasie, za pomocą różniczki z pochodnej równania trendu. Dalej, korzystając z systemu

QNK-TT oszacowano trwałości zestawów krążnikowych, przyjmując że przenośnik pracuje w ciągu roku średnio 4000h [48].

Wyznaczone parametry eksploatacyjne użyte jako kryteria wyboru optymalnego rozstawu krążników, dla przyjętych wariantów rozstawu zestawiono na rysunkach 5.9 i 5.10.

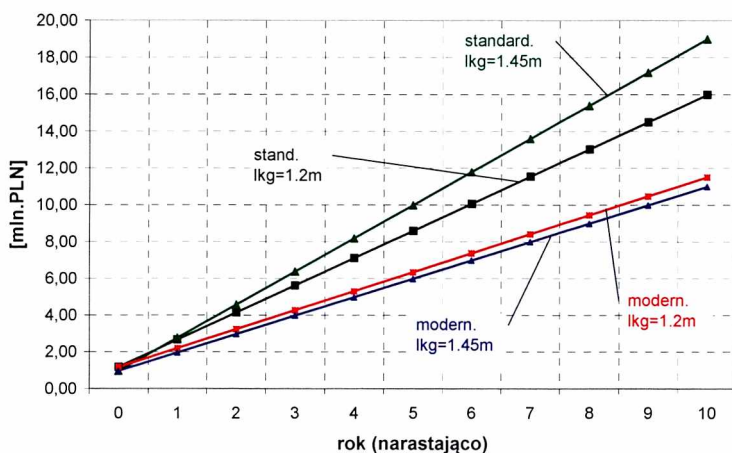


Rys.5.9 Jednostkowe zużycie energii w ciągnię górnym dla krążników standardowych i zmodernizowanych z wariantowymi rozstawami górnymi [48]

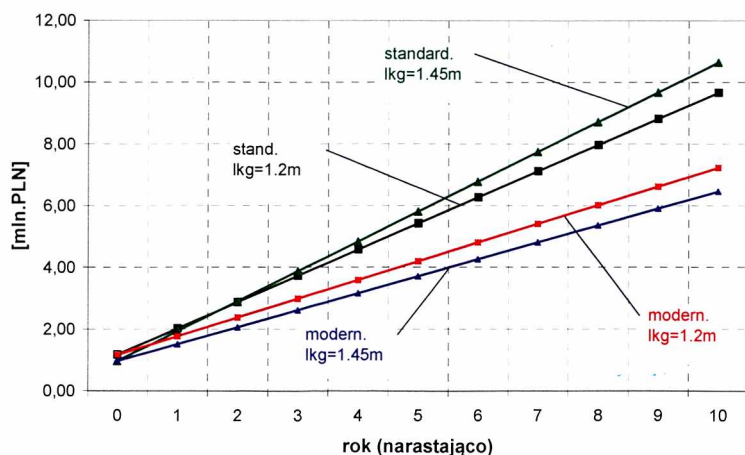


Rys. 5.10. Jednostkowe zużycie energii w ciągnię górnym na przenośniku zbiorczym (słupki z lewej) oraz na przenośniku zasilanym przez jedną koparkę (słupki po prawej) [48]

Rysunki 5.9 i 5.10 pokazują, że o ile dla krążników standardowych dotychczasowy rozstaw zestawów górnych ($l_{kg}=1.2$ m) jest rozwiązaniem bardziej energooszczędnym, to wprowadzenie krążników zmodernizowanych uzasadnia zwiększenie rozstawu zestawów górnych ($l_{kg}=1.45$ m), gdyż przyniesie to prawdopodobnie oszczędności w zużyciu energii w ciągnie górnym rzędu 8% na przenośniku zbiorczym oraz ok. 13,5% na przenośniku odbierającym nadkład z jednej koparki. Należy pamiętać, że procentowe oszczędności w całkowitym zużyciu energii będą mniejsze i zależne od długości przenośnika (czyli od udziału oporów skupionych) i oporów w ciągnie dolnym.



Rys. 5.11. Narastające koszty instalacji i eksploatacji zestawów górnych przeliczone na 1 km poziomej trasy przenośnika nadkładowego ze zbiorczą strugą urobku [48]



Rys. 5.12. Narastające koszty instalacji i eksploatacji zestawów górnych przeliczone na 1 km poziomej trasy przenośnika nadkładowego odbierającego nadkład z jednej koparki [48]

Analogicznie do przyjętych procedur w badaniach teoretycznych przeprowadzono analizę ekonomiczną, porównując koszty zabudowy i eksploatacji alternatywnych górnych zestawów krążnikowych, zachowując przy tym ustalone z użytkownikiem zakresy kosztowe.

Rok zerowy należy traktować jako etap instalacji przenośnika, natomiast wartości w kolejnych latach stanowią doliczoną wartość kosztów zużycia energii w ciągnie górnym oraz koszty związane z koniecznością prowadzenia wymian zestawów krążników. Pamiętając o poczynionych przybliżeniach można uznać, że jakościowy charakter zależności jest właściwy. Zwiększony rozstaw zestawów górnych przynosi obniżenie kosztów eksploatacji w wypadku zastosowania krążników zmodernizowanych, szczególnie dla mniej obciążonych przenośników odbierających urobek z jednej kopalni.

5.3.2. Wyniki badań dla przenośników stosowanych w kopalni podziemnej

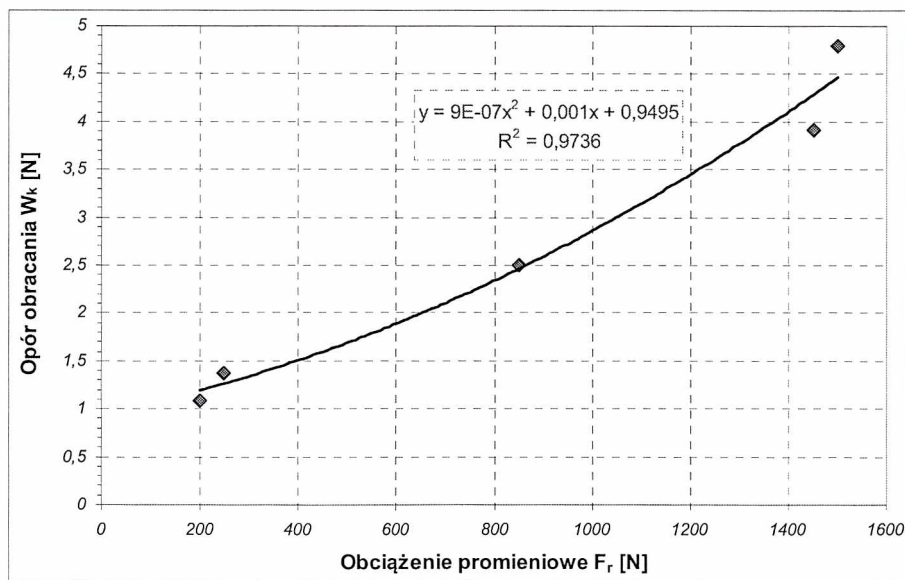
Konieczność obniżania kosztów eksploatacji, rosnące długości dróg podziemnej odstawy urobku w kopalniach rud miedzi oraz coraz częstsze stosowanie długich przenośników taśmowych do głównej odstawy węgla w kopalniach węgla kamiennego w połączeniu z obserwowanym wzrostem kultury technicznej obsługi przenośników wskazują na celowość zbadania możliwości optymalizacji rozstawu zestawów górnych również w tych przenośnikach. Należy pamiętać, że przenośniki w kopalniach podziemnych cechują zwykle większe rezerwy konstrukcyjne, których stosowanie ma zapobiegać awariom spowodowanym obiektywnymi trudnościami eksploatacyjnymi w ciasnych wyrobiskach.

Systemy eksploatacji stosowane w krajowych kopalniach podziemnych rud miedzi i węgla narzucają konieczność indywidualnego rozpatrzenia możliwości optymalizacji rozstawu krążników górnych współpracujących przenośników taśmowych.

Jak wykazały długotrwałe pomiary wydajności chwilowej, wykonane w podziemnej kopalni rud miedzi [105], przenośniki oddziałowe i główne cechują różne charakterystyki strumienia transportowanego urobku (rys. 1.24 i 1.25). Stosowanie zbiorników oddziałowych umożliwia również zróżnicowanie czasu pracy przenośników oddziałowych i głównych. Szacuje się, że przenośniki w odstawie głównej pracują ok. 6 tys. godzin rocznie, podczas gdy oddziałowe – ok. 4 tys. godzin. Podobną do kopalń należących do KGHM Polska Miedź S.A. skalę transportu przenośnikowego mają w Polsce tylko największe kopalnie węgla kamiennego (np. „Bogdanka”). Jednak odmienne warunki eksploatacyjne, stosowany system eksploatacji ścianowej sprzyjający stabilizacji strumienia transportowanego urobku wskazują na celowość odrębnego studium poświęconego optymalizacji rozstawów krążników górnych w podziemnych przenośnikach węglowych.

Opublikowane wyniki szczegółowych badań oporów obracania zmodernizowanych krążników górnych przenośników dedykowanych do zastosowania w kopalniach podziemnych [34] w połączeniu z analizami zmiennych strumieni urobku w tych kopalniach [105] umożliwiają wykonanie studium optymalnego doboru rozstawu zestawów

krążników górnych dla podziemnej odstawy rudy miedzi. Autorzy w pracy [34] opisać badania oporu obracania zmodernizowanego krążnika dla zestawu górnego stosowanego w przenośnikach o szerokości taśmy 1200 mm w zależności od prędkości taśmy, temperatury otoczenia oraz obciążenia promieniowego (przeliczanego na chwilową wydajność). W przypadku kopalni rud miedzi istotna jest charakterystyka oporu zidentyfikowana w temperaturze otoczenia ok. 20°C i prędkości typowej dla przenośników podziemnych (ok. 2,9m/s). Szersze spektrum podjętych badań uzasadnione jest możliwością stosowania tego typu krążników również w odstawie urobku na powierzchni, zaś niskie opory obracania sugerują celowość wykorzystania na długich trasach. Wyniki badań potwierdziły zależność wartości oporu obracania krążnika od siły promieniowej. Przyjęto charakterystykę w postaci funkcji kwadratowej (rys. 5.13), która została wprowadzona do modułu obliczeń oporów ruchu przenośnika metodą oporów jednostkowych w programie QNK-TT. W tej metodzie opór obracania każdego krążnika jest obliczany indywidualnie i jest zróżnicowany stosownie do aktualnego obciążenia promieniowego, będącego – oprócz obciążeń stałych, pochodzących od samego zestawu, funkcją chwilowej postaci przekroju poprzecznego taśmy i strugi urobku na taśmie (także z uwzględnieniem ewentualnego nieosiowego jej biegu).



Rys. 5.13. Przebieg zmian oporu obracania krążnika $\varnothing 133 \times 465$ mm w funkcji obciążenia promieniowego F_r , w temperaturze 20 °C [34]

Do analiz przyjęto wariantowo wielkości rozstawu zestawów krążników górnych z przedziału od 0,83 do 2,5 m. Przyjęto również, że pozostałe parametry przenośnika są standardowe ale wprowadzono zróżnicowanie typu taśmy i długości trasy, stosownie

dla przeznaczenia przenośnika (oddziałowy, główny). Rozpatrywano typowy przenośnik Legmet o podstawowych parametrach tj.:

- taśma tkaninowa wieloprzekładowa; wytrzymałość taśmy w zakresie 1600–2500 kN/m;
- szerokość taśmy: 1,2 m,
- zestawy krążników górnych o kącie niecki: 33° i wariantowym rozstawie zestawów: 0,83; 1,25; 1,66 oraz 2,5 m,
- prędkość taśmy: 2,5 m/s,
- wariantowe zespoły napędowe (75–160 kW), sterowane falownikami lub sprzęgłami hydrokinetycznym,
- temperatura otoczenia 25 °C, małe zbieganie taśmy, trudne warunki eksploatacji taśmy (typowe dla kopalni podziemnej),
- transportowany urobek – ruda miedzi o gęstości 1700 kg/m³; wydajność maksymalna: 1700 t/h.

Dla przenośnika oddziałowego przyjęto długość poziomej trasy równą 750 m zaś dla przenośnika odstawy głównej – 1500 m. Zróżnicowanie długości przenośników ma znaczenie dla wyznaczenia poziomu skupionych oporów ruchu oraz poziomu sił w taśmie. Dla przenośnika w odstawie głównej przyjęto taśmę z linkami stalowymi St2000, natomiast dla oddziałowego – tkaninową EP1600. Następnie dla przyjętego modelu przenośnika odstawy oddziałowej i głównej, wraz z indywidualną charakterystyką oporu obracania krążników (rys.5.13) wykonano serię obliczeń oporów ruchu dla odpowiednich poziomów obciążenia strugą urobku (por. rys. 1.25 i 1.26 oraz tab. 5.5) dla rozpatrywanych wariantów rozstawu zestawów krążników górnych. Otrzyma-
ne wyniki posłużyły do wyznaczenia uśrednionych charakterystyk przenośników.

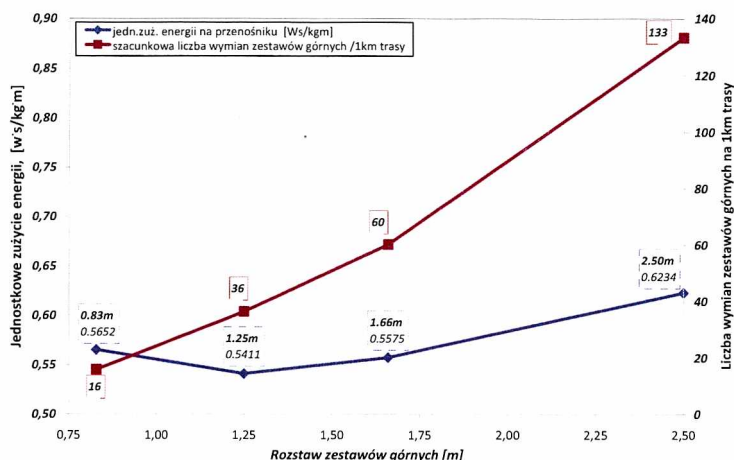
Tabela 5.5. Zastępcze strugi urobku dla obliczeń oporów ruchu przenośnika

Odstawa główna		Odstawa oddziałowa	
Udział [%]	Wydajność [Mg/h]	Udział [%]	Wydajność [Mg/h]
0.27	200	0.51	200
0.13	1000	0.31	500
0.53	1200	0.15	800
0.07	1400	0.03	1400

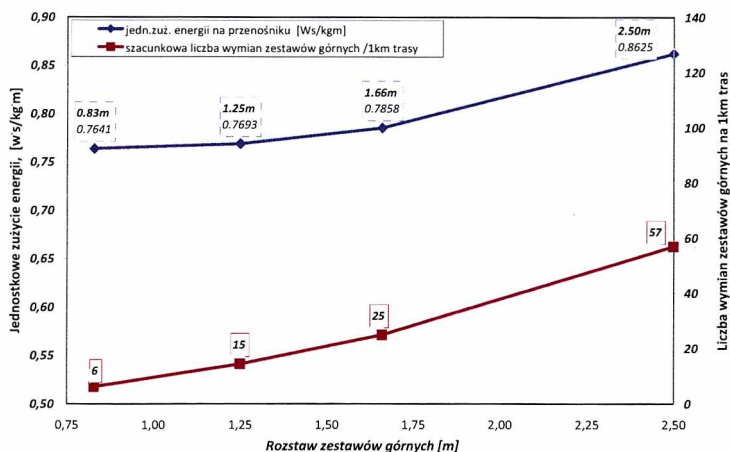
Jako kryterium porównawcze wariantów rozstawu, podobnie jak w przypadku analiz przedstawionych dla przenośników stosowanych w kopalniach odkrywkowych, przyjęto jednostkowe zużycie energii na trasie przenośnika (wyrażone w ilości energii potrzebnej na przetransportowanie 1 kg rudy na odległość 1 m, [W·s/(kg·m)]) oraz oszacowaną na podstawie przewidywanej trwałości liczbę zestawów krążnikowych wymienianych w ciągu roku na 1 km trasy przenośnika. Obydwa parametry wyznaczono jako średnie ważone (z wagami obliczonymi z histogramów strugi urobku na

przenośnikach odstawy oddziałowej i głównej) z wartości uzyskanych dla wybranych obciążeń reprezentatywnych (tab.5.5).

Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach (rys. 5.14 i 5.15).



Rys. 5.14. Porównanie uśrednionego jednostkowego zużycia energii oraz szacunkowej rocznej liczby wymian krążników na 1 km trasy przenośnika dla przenośnika transportującego rudę miedzi w odstawie głównej



Rys. 5.15. Porównanie uśrednionego jednostkowego zużycia energii oraz szacunkowej rocznej liczby wymian krążników na 1 km trasy przenośnika dla przenośnika transportującego rudę miedzi w odstawie oddziałowej

Dla obydwu typów odstawy uzyskane wyniki sugerują możliwość doboru rozstawu zestawów górnych optymalnego ze względu na jednostkowe zużycie energii lub liczbę instalowanych i wymienianych zestawów. Jednostkowe zużycie energii w odstawie

głównej osiąga minimum dla rozstawu 1,25 m i nieznacznie rośnie dla rozstawu 1,66 m oraz standardowego 0,83 m. W przypadku przenośnika odstawy oddziałowej, jednostkowe zużycie energii – dość niespodziewanie – okazało się najniższe dla najmniejszego (standardowego) rozstawu 0,83 m ale warto zauważyć, że dla rozstawów 1,25 m oraz 1,66 m jest bardzo nieznacznie wyższe.

Większe zróżnicowanie wykazuje szacowana liczba zestawów wymienianych co roku na 1 km trasy przenośnika. Ten wzrost w liczbach bezwzględnych jest znacznie wyższy dla przenośników w odstawie głównej, podczas gdy dla przenośnika w odstawie oddziałowej poziom spodziewanych wymian zestawów krążnikowych aż do rozstawu 1,66 m pozostaje na niskim poziomie, porównywalnym z liczbą wymian dla przenośników odstawy głównej przy najmniejszym rozstawie (0,83 m).

Oczywiście łączna optymalizacja tych dwóch kryteriów wymaga wspólnego mianownika – kosztu, na który można przeliczyć zarówno zużyta energię jak i łączną liczbę instalowanych i wymienianych krążników.

W przypadku analiz przenośnika nadkładowego wykorzystano przybliżone dane kosztów energii oraz instalacji i wymian krążników w górnictwie odkrywkowym. Szacunki kosztów eksploatacyjnych (poza kosztem energii) dla kopalń podziemnych są inne, zależne od wielu czynników organizacji pracy pod ziemią i autor nie dysponował takimi danymi. W kopalniach KGHM Polska Miedź S.A. wdrożono jednak system SAP, pozwalający na śledzenie kosztów eksploatacyjnych, toteż uzupełnienie niniejszego studium o wiarygodne parametry ekonomiczne będzie możliwe.

6. Projektowanie krążników z uwzględnieniem obciążeń roboczych

6.1. Wprowadzenie

Budowane w ostatnich latach krajowe systemy transportu taśmowego (szczególnie w górnictwie węgla kamiennego) charakteryzują się konserwatywnym podejściem do zagadnień związanych z układami podparcia taśmy zestawami krążnikowymi. Pilotowe instalacje przenośników dalekiego zasięgu zbudowane świeżo w ostatnich latach przeczą niektórym przyjętym i powszechnie stosowanym rozwiązaniom konstrukcyjnym [95]. Swoisty konserwatyzm w tym zakresie wynika niekiedy z bezkrytycznego stosowania norm, które określają zakresy bezpieczne, często z nadmiernym zapasem bezpieczeństwa i przez to nie zawsze optymalne. Zwiększenie średnicy krążnika środkowego, zmniejszenie kąta niecki, zwiększenie rozstawu krążników może przynieść wymierne efekty ekonomiczne w postaci zmniejszenia oporów głównych przenośnika taśmowego. Efekty te są możliwe do osiągnięcia pod warunkiem, że krążniki charakteryzować się będą małymi oporami obracania w pełnym zakresie obciążeń. Dobór tych parametrów wymaga złożonych procedur optymalizacyjnych. Skuteczność działań optymalizacyjnych w tym zakresie zależy od rozpoznania obciążeń eksploatacyjnych, generowanych oporów ruchu oraz charakterystyk krążników. Pojawia się zatem problem, jak dobrać wstępnie parametry geometryczne już na etapie projektowania krążnika. W zasadzie pole manewru projektanta ogranicza się do założenia średnicy krążnika i długości płaszcza. Unifikacja wymusza stosowanie zestawów trójkrażnikowych o jednakowych długościach krążników środkowych i bocznych, aczkolwiek można poszukiwać rozwiązań z krótszym krążnikiem środkowym [56]. Zaleca się taki dobór średnicy krążnika, aby jego obroty nie przekraczały wielkości 800 min^{-1} , bo wówczas można oczekiwać wysokiej trwałości łożysk i uszczelnień. Skutkuje to przyjmowaniem normowych średnic z górnych zakresów, co ma pozytywny wpływ w postaci obniżenia oporów toczenia taśmy po krążnikach [41].

Przy doborze łożyska jego wielkość zdeterminowana jest oczekiwaną trwałością krążnika, a zatem parametrem decydującym o doborze łożyska jest nośność dynamiczna. Ze względu na wymagane parametry użytkowe łożyska stosowane w budowie krążników muszą mieć odpowiednio duży luz promieniowy. Zaleca się klasę C3 lub C4. Przy osadzeniu łożyska należy uwzględnić możliwość przemieszczeń wzdłuż osi krążnika, co wynika z potrzeby kompensacji odkształceń wywołanych ciepłem generowanym podczas pracy krążnika. Mocowanie pierścieni zewnętrznych łożysk w piaście przy użyciu pierścieni osadczych z jednoczesnym mocowaniem na osi krążnika pierścieni wewnętrznych eliminuje możliwość kompensacji tych odkształceń.

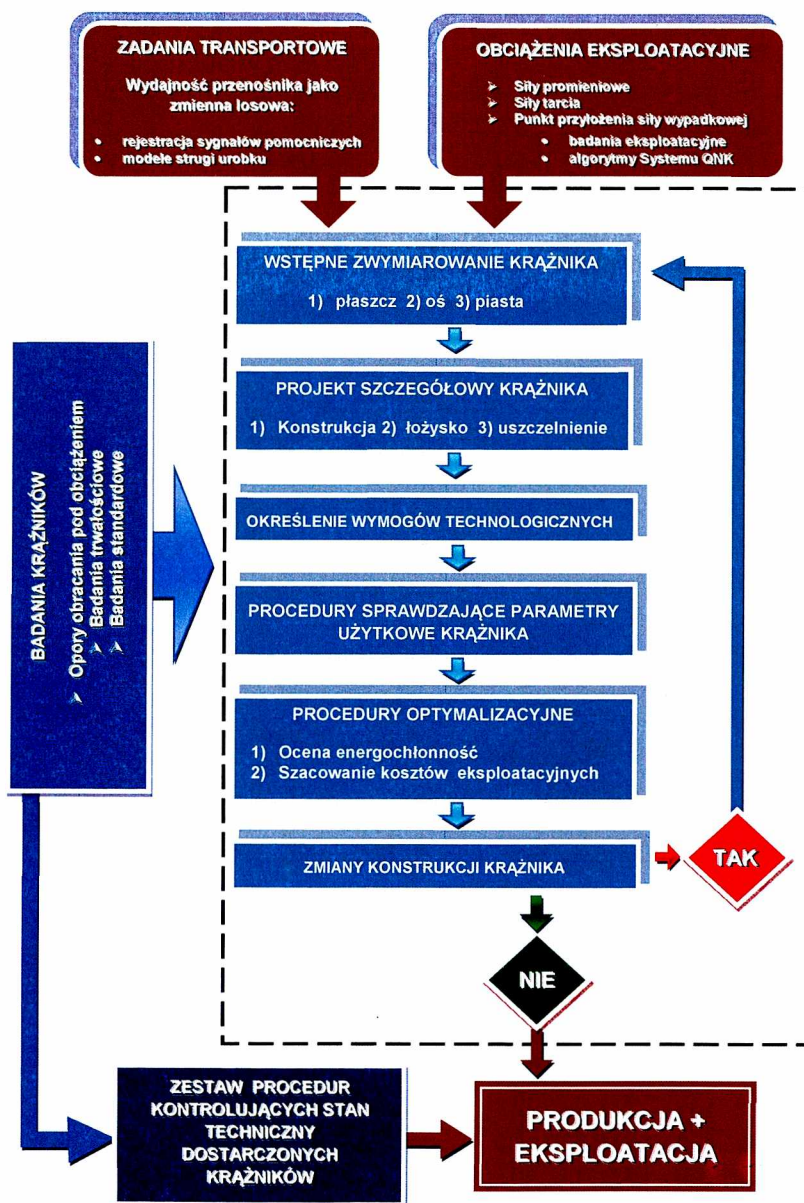
Niemniej ważnym zagadnieniem jest rodzaj i ilość smaru. Szacuje się, że około 43–54% wszystkich awarii łożysk wynika właśnie z niewłaściwego ich smarowania. Nawet niewielkie ilości zanieczyszczenia mogą powodować szybką utratę własności użytkowych łożysk. Badania wykazały, że tylko 0,5% wody w środku smarnym powoduje obniżenie trwałości łożyska o 64% [1].

O trwałości łożysk, a tym samym też o trwałości krążnika, decyduje w dużym stopniu uszczelnienie. Rozbudowane uszczelnienia składające się z wielu elementów to częsty błąd konstrukcyjny. Ze względu na opory obracania lepszym rozwiązaniem jest jednostopniowe, ale skuteczne uszczelnienie. W uzasadnionych przypadkach (ciężkie warunki pracy w zapyłonej i wilgotnej atmosferze) dopuszcza się uszczelnienia dwustopniowe. Regułą jest, że podstawowym stopniem jest uszczelnienie labiryntowe. Ważnym parametrem tego typu uszczelnienia jest grubość szczeliny pomiędzy obrotowym i nieobrotowym pierścieniem. Na etapie projektowania należy sprawdzić, czy nie dochodzi do kontaktu i tarcia elementów uszczelnienia przy maksymalnym ugięciu osi krążnika względem płaszcza. Częstym rozwiązaniem jest drugi stopień uszczelniania w wersji stykowej. Należy wówczas unikać pary trącej guma–tworzywo sztuczne (np. poliuretan) i dążyć do rozwiązań, gdzie wargę uszczelniającą przylega obrotowo do powierzchni metalowej. W przypadku uszczelnień wykonanych z tworzyw sztucznych należy sprawdzić geometrię uszczelnienia przy dużych różnicach temperatur, co wynika z różnic w rozszerzalności cieplnej tworzywa i metalu.

Posługując się przedstawioną wiedzą na temat projektowania krążników przyjmuje się wstępne założenia dla zadań transportowych przENOŚNIKA, a następnie uruchamia zestaw kolejno przeprowadzanych procedur optymalizacyjnych. Do tego celu można wykorzystać gotowe systemy obiektowe uwzględniające zjawiska zachodzące podczas eksploatacji przENOŚNIKA taśmowego lub też bogatą bazę wyników pomiarów eksploatacyjnych [16, 52, 53]. Wówczas, w oparciu o maksymalne siły występujące na krążnikach przeprowadza się analizy wytrzymałościowe poszczególnych elementów krążnika w celu określenia poprawności doboru geometrycznych i materiałowych cech konstrukcyjnych.

Cały proces tworzenia konstrukcji krążnika obejmujący etapy postępowania schematycznie przedstawiono na rysunku 6.1. Można zauważyć, że uzyskanie optymalnego pod względem generowanych oporów ruchu krążnika nośnego wymaga zastosowa-

nia wielu specjalistycznych procedur i zaawansowanych obliczeń. Do każdego niezbędna jest wiedza dotycząca zmienności strugi urobku i efektów tej zmienności w postaci widma obciążeń krążnika.



Rys. 6.1. Schemat procedur postępowania w procesie optymalizacji krążnika

6.2. Optymalizacja parametrów geometrycznych i materiałowych krążnika

Skala zastosowań transportu taśmowego w różnych gałęziach przemysłu, a zwłaszcza w górnictwie, pokazuje istotny problem jakości krążników. Oferowane przez licznych producentów krążniki nie zawsze spełniają wymagania eksploatacyjne, bo zostały zaprojektowane bez uwzględnienia wielu ważnych czynników. Niejednokrotnie przyczyną kosztownych wymian jest przedwczesne zużycie elementów składowych (np. płaszcza lub łożyska) przy zachowaniu cech użytkowych pozostałych elementów. Świadczyć to może o braku dostatecznego rozeznania problemu na etapie projektowania i niewłaściwym doborze krążników do konkretnych warunków eksploatacyjnych.

Optymalnie dobrany krążnik powinien spełniać przede wszystkim kryteria wytrzymałościowe i trwałościowe. Przy niedostatecznym rozeznaniu obciążeń eksploatacyjnych i wpływu otoczenia na pracę krążnika spełnienie tych kryteriów sprowadza się najczęściej do przewymiarowania elementów składowych, co skutkuje nie tylko zawyżonymi kosztami materiałowymi ale również kosztowną technologią wytwarzania. Źle zaprojektowany węzeł łożyskowy bez uwzględnienia wpływu obciążeń i bez odprowadzania ciepła na odkształcenia elementów krążnika (łożysk) powoduje spadek trwałości nawet w przypadku dużego zapasu wytrzymałości. Zbytńo rozbudowane i źle dobrane uszczelnienie bez analizy możliwych odkształceń montażowych i eksploatacyjnych może być przyczyną nadmiernych oporów ruchu, co przy wzmożonej emisji ciepła prowadzi także do spadku trwałości. Kompleksowe uwzględnienie wszystkich tych zagadnień wymaga prowadzenia analiz wielowariantowych. Dysponując rozpoznany widmem (rozkładem) obciążenia (podrozdz. 2.3) można przystąpić do projektowania krążnika. Proces projektowania sprowadza się w pierwszej kolejności do zwymiarowania płaszcza, osi krążnika i piasty. Największe możliwości wariantowych analiz wytrzymałościowych dostarcza metoda elementów skończonych MES [75, 77, 78, 113, 121]. Wytyczenie zastosowanych materiałów można wyznaczyć w oparciu o kryterium maksymalnego naprężenia zredukowanego według Misesa, znanego również jako teoria energii ścinania lub teoria maksymalnego odkształcenia. Wówczas na podstawie naprężeń głównych σ_1 , σ_2 oraz σ_3 , naprężenie zredukowane według Misesa wyrażane jest jako:

$$\sigma_{\text{vonMises}} = \{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]/2\}^{(1/2)}, \quad (6.1)$$

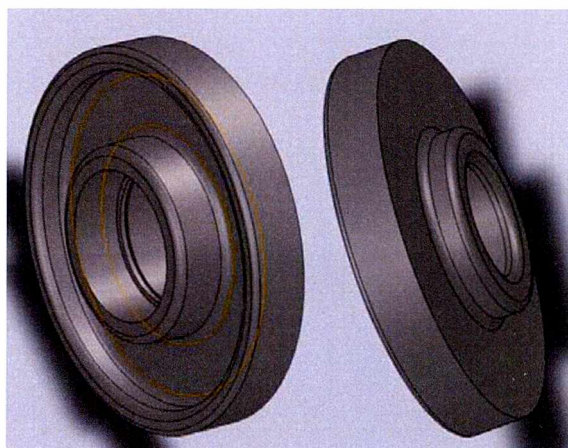
zaś warunek związany z naprężeniem zredukowanym przedstawia się następująco:

$$\sigma_{\text{vonMises}} \leq R_e \quad (6.2)$$

gdzie: R_e – granica plastyczności materiału.

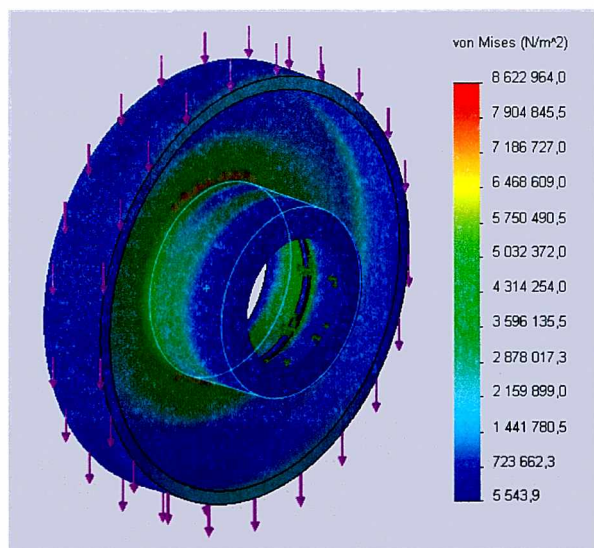
6.2.1. Analiza kształtu piasty

Kryteria wytrzymałościowe decydują przede wszystkim podczas wymiarowania piast krążnika, gdzie wymagana jest z jednej strony odpowiednia sztywność, a z drugiej strony poszukuje się rozwiązań oszczędzających materiał. Dobrym pod tym względem rozwiązaniem jest piasta odlewana uźebrowana od wewnątrz, co zapewnia dobre odprowadzanie ciepła generowanego przez węzły łożyskowe do wnętrza krążnika. Taka konstrukcja została wypracowana w procesie optymalizacji standardowego rozwiązania piasty żeliwnej o grubości ścianek 8 mm (rys. 6.2), stosowanej w typowym krążniku nośnym $\varnothing 133 \times 465$ mm, eksploatowanym na przenośniku taśmowych o szerokości taśmy 1200 mm w podziemnych zakładach górniczych. Widmo (rozkład) obciążeń krążnika uzyskano w oparciu o przeprowadzone symulacje w systemie QNK-TT, do którego zaimplementowano zarejestrowane wydajności chwilowe rzeczywistego przenośnika [105].



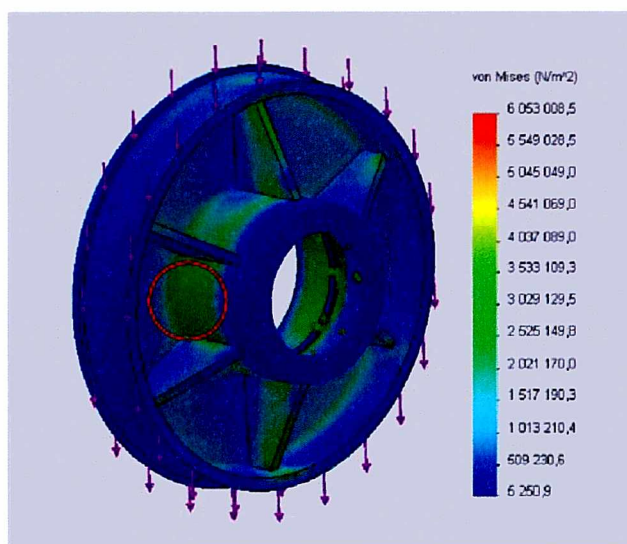
Rys. 6.2. Widok przyjętej do analizy piasty żeliwnej

W pierwszym etapie wprowadzono modyfikację polegającą na zmniejszeniu grubości ścianek do wartości 3 mm (wariant 1). Uzyskany rozkład naprężeń przedstawiono na rysunku 6.3. Zmiana ta poskutkowała kilkukrotnym zwiększeniem wartości naprężeń do poziomu 8,6 MPa, ale jednak bez przekroczenia granicy plastyczności dla przyjętego materiału tj. żeliwa szarego. Zaobserwowano ponadto występowanie miejscowych koncentracji naprężeń.



Rys. 6.3. Rozkład naprężeń w piaście o minimalnej grubości ścian 3 mm

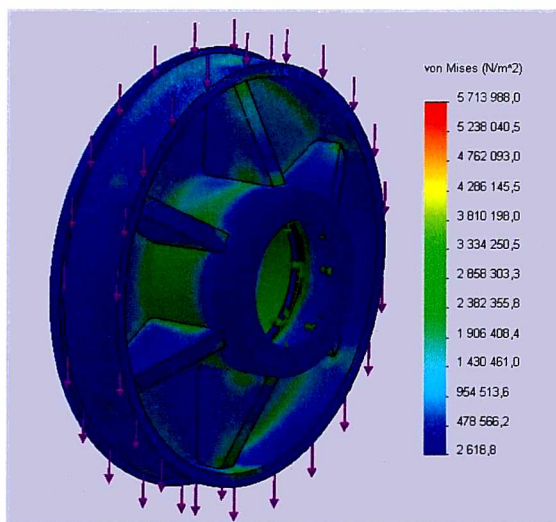
Dążąc do ograniczenia do minimum naprężeń wypadkowych wprowadzono kolejną modyfikację w postaci wewnętrznych żeber usztywniających piastę. Takie rozwiązanie dodatkowo wspomaga proces odprowadzania ciepła generowanego podczas pracy krążnika, co ma istotny wpływ na rozszerzalności elementów węzła łożyskowego, a w dalszej konsekwencji na opory ruchu i trwałość krążnika. Wprowadzono 6 żeber usztywniających o grubości 3 mm każde. Znaczny spadek naprężeń w piaście



Rys. 6.4. Rozkład naprężeń w piaście wzmocnionej sześcioma żebrami grubości 3 mm

wynikający z wprowadzonej modyfikacji można zaobserwować na rysunku 6.4 (wariant 2). Ponadto zaobserwowano korzystniejszy, równomierny rozkład naprężeń. Zastosowanie łagodnych przejść pomiędzy powierzchniami poziomymi i pionowymi ograniczyło występowanie zjawisk karbu, co może mieć pozytywny wpływ na wytrzymałość zmęczeniową.

W kolejnym etapie optymalizacji podjęto próby sprawdzenia wpływu zwiększenia grubości żeber do 6 mm na poziom występujących naprężeń w piaście (wariant 3). Rezultat tej modyfikacji przedstawiono na rysunku 6.5.

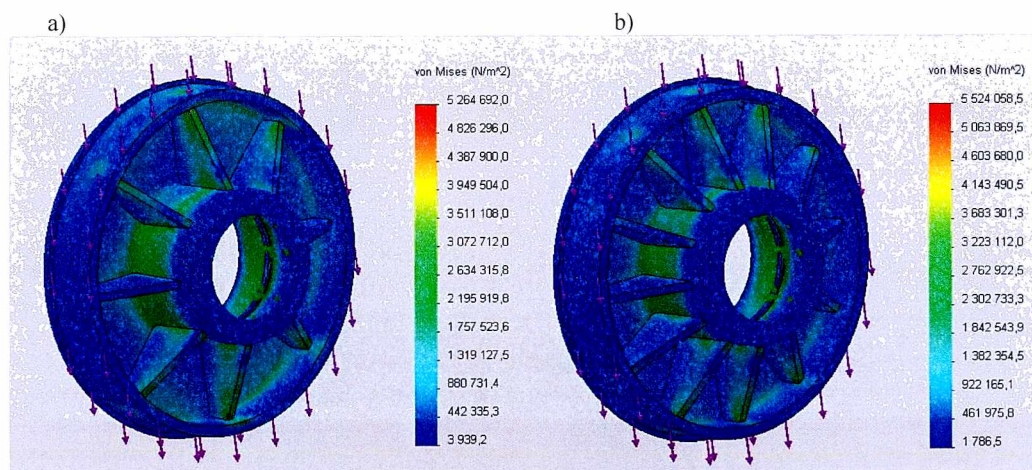


Rys. 6.5. Rozkład naprężeń w piaście wzmocnionej sześcioma żebrami grubości 6 mm

Okazało się, że zwiększenie grubości żeber o 100% nie przynosi istotnej zmiany stanu naprężeń, dlatego do dalszych analizy pozostawiono wariant z 3 mm grubością żeber. Następne poszukiwania możliwości ograniczeń wielkości naprężeń sprowadzały się do zwiększenia liczby zastosowanych w piaście żeber, kolejno do 8 (wariant 4) i 12 (wariant 5) (rys. 6.6). Ta modyfikacja również nie przyniosła zamierzonych efektów. Zwiększenie liczby żeber nie wpłynęło znacząco na ograniczenie stanu naprężeń piasty.

Przeprowadzona optymalizacja uwzględniała również kryterium ilościowe. Poza technologią wykonania, istotnym parametrem z punktu widzenia kosztów produkcji jest masa materiału użytego na wykonanie piasty. Zestawienie masy piast wykonanych w poszczególnych wariantach przedstawiono w tabeli 6.1.

Po wykonaniu wielu obliczeń dla różnych wariantów geometrii piasty, za optymalne pod względem wytrzymałościowym i z uwagi na ilość zużytego materiału należy uznać rozwiązanie, w którym ścianki piasty wynoszą 3 mm, sztywność piasty zwiększono poprzez zastosowanie żeber w liczbie 6 szt. o grubości 3 mm każde.



Rys. 6.6. Rozkład naprężeń w płaszczyźnie wzmocnionej ośmioma (a) i dwunastoma żebrami (b), każde o grubości 3 mm

Tab. 6.1. Zestawienie mas piasty dla poszczególnych wariantów wykonania

	Rozwiązania konstrukcyjne piasty					
	standard	Wariant 1	Wariant 2	Wariant 3	Wariant 4	Wariant 5
Liczba żeber	—	—	6	6	8	12
Grubość żeber [mm]	—	—	3	6	3	3
Grubość ścianki [mm]	8	3	3	3	3	3
Masa [kg]	1,25	0,88	1,01	1,08	1,04	1,09

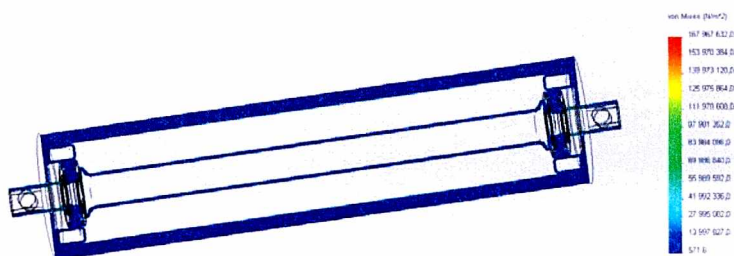
6.2.2. Ocena własności wytrzymałościowych i sztywności krążnika w zależności od zmian grubości płaszczu

O grubości płaszczu krążnika decyduje w zasadzie odporność na ścieranie, a o wymiarach osi krążnika jej sztywność zginania. Wobec dużych dysproporcji sztywności zginania płaszczu i osi istotnym zagadnieniem w projektowaniu krążnika jest sprawdzenie kątów ugięcia w miejscu łożyskowania, bo to decyduje o ukosowaniu łożyska i pracy uszczelnienia labiryntowego. Przyjmuje się, że dla łożysk kulkowych dopuszczalne zukosowanie wynosi $10 \div 12'$. Jest to jednak wartość przybliżona, gdyż kąt ten zależy od takich czynników, jak geometria łożyska i jego luz. Przy mniejszych luzach (dla łożyska 6308 około $10 \mu\text{m}$) dopuszczalne zukosowanie wynosi tylko $5'$ [38]. Oznacza to, że kąt ugięcia płaszczu względem osi krążnika (bieżni zewnętrznej względem bieżni wewnętrznej) nie może przekraczać wartości dopuszczalnej, bo w przeciwnym razie dojdzie do szybkiego i przedwczesnego zużycia łożyska. Kąt ten jest także niezwykle ważny dla uszczelnienia, bo przy dużych różnicach ugięć płaszczu i osi może dochodzić do styku części obrotowej z częścią nieobrotową uszczelnienia.

nia labiryntowego co skutkować może nadmierną emisją ciepła do wnętrza krążnika, w dalszej konsekwencji wzrostem oporów ruchu, utratą szczelności i spadkiem trwałości. Spełnienie tych warunków wymusza na etapie projektowania dokonanie prawidłowego doboru sztywności zginania płaszcza do sztywności zginania osi krążnika. Zagadnienie to jest szczególnie ważne w przypadku zastosowania na płaszcz krążnika okładziny wykonanej z tworzywa sztucznego. Materiał taki, choć gwarantując obniżenie masy własnej, ułatwia montaż i ogranicza poziom emisji drgań i hałasu [122], to jednak charakteryzuje się mniejszą wartością modułu sprężystości E , co skutkuje obniżeniem sztywności na zginanie płaszcza, ale także zwiększeniem oporów toczenia taśmy (podrozdz. 2.4.) Działania optymalizacyjne w takim przypadku sprowadzają się zazwyczaj do konieczności zastosowania rury tworzącej oś krążnika o mniejszej średnicy [44, 71]. Dla przykładu, przedstawiono ocenę własności wytrzymałościowych i sztywności krążnika, dla którego na zewnętrzną okładzinę płaszcza wytypowano elastomer poliuretanowy o podwyższonych parametrach użytkowych [76]. Przedstawione wyniki uzyskano w ramach projektu badawczo-rozwojowego, realizowanego z firmą Gasket Sp. z o.o., którego głównym celem było opracowanie i jednocześnie wprowadzenie do produkcji nowej konstrukcji krążnika z płaszczem wykonanym z tworzywa sztucznego.

Niezbędne było zidentyfikowanie rzeczywistych zakresów obciążeń promieniowych, którym poddawany jest krążnik w trakcie eksploatacji. Wykorzystano przy tym wyniki badań eksperymentalnych przedstawione w rozdziale 2.3, które prowadzono na przenośniku taśmowym eksploatowanym w odkrywkowej kopalni węgla brunatnego. W oparciu o maksymalne siły występujące na krążnikach przeprowadzono wiele analiz wytrzymałościowych, optymalizując parametry geometryczne i materiałowe poszczególnych jego podzespołów. Redukując grubość części stalowej płaszcza z 3,0 mm do 1,5 mm podjęto próbę prześledzenia zmiany maksymalnych naprężeń zastępczych w krążniku jak również zachowanie kąta obrotu zainstalowanego łożyska. Projektowany krążnik docelowo miał płaszcz warstwowy, wykonany z dwu warstw: zewnętrznej poliuretanowej oraz wewnętrznej stalowej. Część wewnętrzną wykonano ze stali S235 o granicy plastyczności 235 MPa, natomiast granica plastyczności poliuretanu wynosi 35 MPa. Całkowita grubość płaszcza wyniosła 20,0 mm, a część poliuretanową zwiększano wraz ze spadkiem grubości części stalowej. Zaproponowano również zastosowanie nowatorskiego rozwiązania osi krążnika, wykonanej z jednego elementu rurowego, spęcnego w wyniku przeprowadzonej obróbki plastycznej. Takie rozwiązanie pozwala na zmniejszenie ilości użytej stali przy nieznacznym spadku sztywności osi. Zapewnia także przeniesienia wymaganych obciążeń promieniowych działających na krążnik środkowy oraz poosiowych (rozciągających), które występują w krążniku bocznym. Niewątpliwą zaletą takiego rozwiązania jest także możliwość odprowadzenia ciepła generowanego w węzłach łożyskowych, co nie pozostaje bez znaczenia w przypadku eksploatacji krążników poliuretanowych, gdzie materiał z którego wykonany jest płaszcz stanowi typowy przykład izolatora termicznego [76].

Wykonane obliczenia pozwoliły określić rozkład naprężeń (rys. 6.7), jak również przemieszczenia pionowe (rys. 6.8).

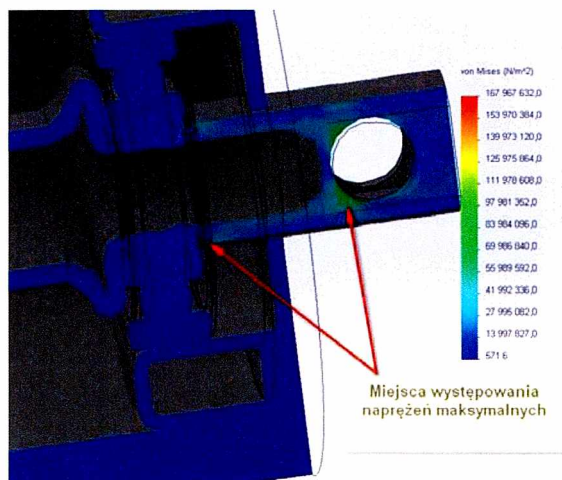


Rys. 6.7. Rozkład naprężeń w przekroju krążnika środkowego – płaszcz stalowy grubości 2,0 mm



Rys. 6.8. Wykres przemieszczeń pionowych (skala zdeformowana) – płaszcz stalowy grubości 2,0 mm

Stwierdzono, że największe naprężenia występują w miejscu podparcia krążnika sworzniem jak również w okolicach pogrubienia przekroju osi krążnika (rys. 6.9)

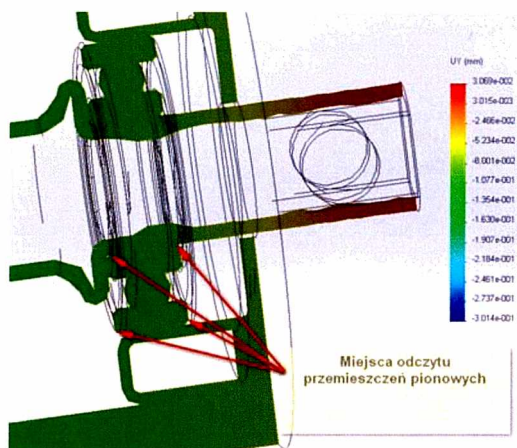


Rys. 6.9. Miejsca koncentracji naprężeń – płaszcz stalowy grubości 2,0 mm

Obliczenia wykonywane metodą elementów skończonych wymagały podziału badanej struktury na czworościenne elementy, których węzły (znajdujące się w narożach czworościanów) mają po trzy stopnie swobody (translacje). Z tego też względu nie jest możliwe bezpośrednie odczytanie kątów obrotu dla danego elementu. Obliczenia wykonywano korzystając z odczytanych wartości przemieszczenia pionowego dla łożyska, które następnie przy wykorzystaniu równania:

$$\varphi = \arctg \frac{b}{a} \quad (6.3)$$

przeliczano na kąt zukosowania φ (rys. 6.10). W równaniu tym przyjęto oznaczenia: a – pozioma długość badanego odcinka, b – różnica przemieszczeń pionowych na początku i końcu odcinka a .



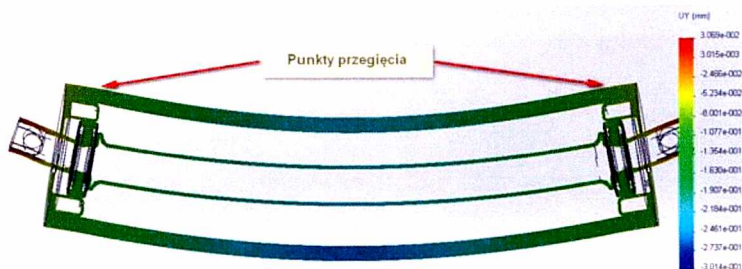
Rys. 6.10. Odczyt przemieszczeń pionowych na krawędziach łożyska – płaszcz stalowy grubości 2,0 mm

Po wykonaniu obliczeń dla pięciu różnych grubości płaszcza stalowego, odczytano maksymalne naprężenia jak również obliczono kąty zukosowania łożyska, co przedstawiono w tabeli 6.2.

Tabela 6.2. Naprężenia maksymalne i kąty obrotu łożyska w zależności od grubości części stalowej płaszcza

Grubość płaszcza stalowego, mm	Naprężenia zastępcze, MPa	Kąt obrotu łożyska, ' (minuty)
3,0	87,9	0,0235
2,5	88,3	0,257
2,0	88,4	1,16
1,5	89,9	2,26

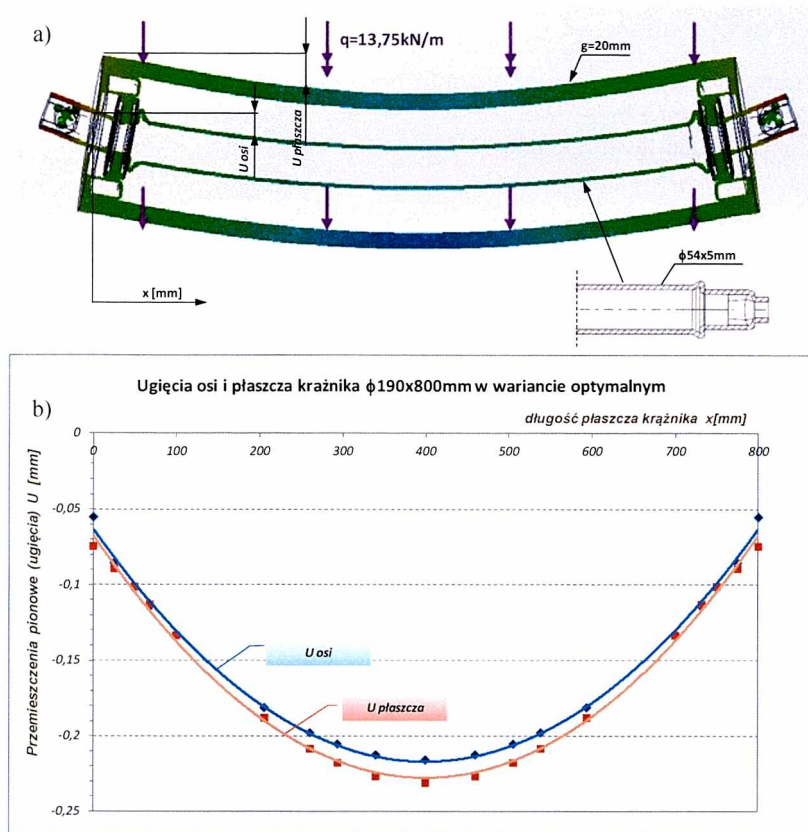
Przedstawione w tabeli 6.2 rezultaty pokazują, że największe naprężenia występujące w stalowej części krążnika osiągają poziom 89,9 MPa i są bardzo dalekie od granicy plastyczności wynoszącej 235 MPa. Również kąty zukosowania łożyska, nawet przyjmując bardzo konserwatywne podejście z granicą $3'$ jako dopuszczalne, są dalekie od niebezpiecznych. Uzyskane wyniki wskazują na bardzo duże możliwości zastępowania stali poliuretanem. Niestety, wraz ze spadkiem grubości płaszcza stalowego, linia ugięcia całego płaszcza zaczyna odbiegać od kształtu paraboli (rys.6.11) i dochodzi wówczas do powstania na jej końcach, w miejscu mocowania piasty tzw. punktów przegięcia, co w konsekwencji może doprowadzić do uszkodzenia w wyniku zmęczenia materiału [69].



Rys. 6.11. Punkty przegięcia płaszcza

Na podstawie uzyskanych wyników zaobserwowano, że spadek grubości części stalowej płaszcza powoduje wzrost naprężeń zastępczych w krążniku od 88 do 90 MPa.

Ponieważ zastosowanie rozwiązania płaszcza w krążniku $\varnothing 190 \times 800$ mm wykonanego z użyciem poliuretanu wymaga zmniejszenia sztywności osi krążnika w projektowanym krążniku zaproponowano wykonanie osi wykonanej z rury konstrukcyjnej $\varnothing 54 \times 5$ mm (wg PN-84/H-74220). W efekcie, dla tak dobranych elementów konstrukcyjnych krążnika uzyskano zbliżone wartości kątów ugięcia, gwarantujące poprawną i dostosowaną do zadanych warunków eksploatacyjnych pracę krążnika nośnego $\varnothing 190 \times 800$ mm (rys.6.12). Należy dodać, że maksymalne ugięcie płaszcza nie zależy wyłącznie od zmiany grubości jego części stalowej. Zmiana grubości warstwy poliuretanowej powoduje zmianę sztywności na zginanie płaszcza względem osi krążnika. Biorąc pod uwagę wszystkie powyższe czynniki, uznaje się za celowe przyjęcie jako wersji optymalnej rozwiązania z płaszczem stalowym grubości 2 mm.



Rys. 6.12. Poglądowy schemat obciążeń modelowanego krążnika (a) oraz uzyskane ugięcia osi i płaszcza (b)

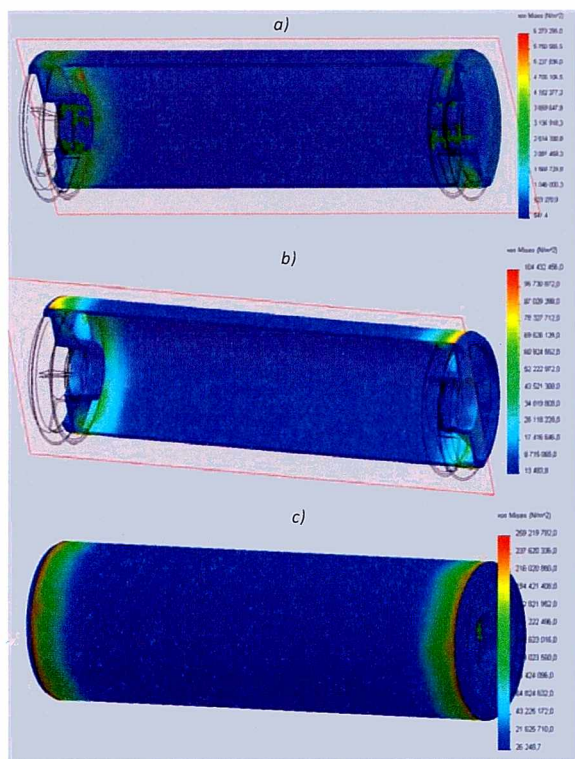
6.3. Określenie wymogów technologicznych

Zwymiarowanie elementów składowych krążnika i dobór właściwych materiałów nie kończy procesu projektowania. Spełnienie postawionych w projektowaniu wymagań zapewnić musi odpowiednia technologia wykonania. Bardzo ważnym zagadnieniem jest sposób połączenia wszystkich elementów w jedną całość. Poprawność doboru przyjętych cech można zweryfikować posługując się metodą elementów skończonych poprzez określenie skutków ewentualnego przekroczenia tolerancji wykonania w postaci naprężeń oraz odkształceń montażowych i na tej podstawie formułować zalecenia technologiczne. Uwzględniając zakres obciążeń roboczych zaleca się wykonanie obliczeń sprawdzających dobór metod łączenia podzespołów:

- piasty we wnętrzu rury tworzącej płaszczy krążnika
- osadzenia łożyska
- ewentualnie elementów tworzących oś krążnika (czop z rurą).

6.3.1. Mocowanie piasty

Piastę można połączyć z płaszczem za pomocą spawania, klejenia lub wciskania. Jeżeli wybiera się spawanie, to należy pamiętać o ewentualnych naprężeniach i odkształceniach spawalniczych. Zalecane jest stosowanie metod redukujących wielkość naprężeń powstałych w trakcie wykonywania tego rodzaju połączeń np. przez wyżarzanie odprężające lub w sposób mechaniczny, polegający na odprężaniu wibracyjnym [77]. Pominięcie tego zagadnienia w późniejszej technologii wykonania może skutkować niską jakością krążnika. Należy również nadmienić, że takie rozwiązanie zwiększa koszty produkcji, co wynika bezpośrednio z konieczności zastosowania dodatkowych materiałów i czasu na przeprowadzenie takiej operacji. Z tego względu jako bardziej korzystne dla trwałości i dla uzyskania odpowiednich parametrów użytkowych zaleca się połączenie wciskowe lub klejone. Naprężenia wywołane wciskiem piasty w płaszcz krążnika należy uwzględnić na etapie analizy wytrzymałościowej piasty. Dobrze wykonane i zaprojektowane połączenie wciskowe oprócz ewidentnych efektów wytrzymałościowych i kosztowych gwarantuje również szczelność krążnika, co szczególnie w warunkach kopalń podziemnych ma ogromne znaczenie. W celu zapewnienia dobrej jakości połączenia, konieczne jest podtoczenie rury płaszcza jak



Rys. 6.13. Rozkład naprężeń połączenia wciskowego przy wcisku o wartości:
a) 10 μm, b) 100 μm, c) 200 μm.

również obróbka powierzchni zewnętrznej piasty, dzięki czemu uzyskuje się właściwy kontakt miejsca podparcia kołnierza piasty o płaszc. Na rysunku 6.13 przedstawiono wyniki obliczeń naprężeń powstających w trakcie procesu łączenia przeprowadzonego wariantowo dla przyjętego umownie wcisku o wartości, kolejno 10, 100 i 200 μm [78]. Samo modelowanie wcisku odbywało się na uproszczonym modelu płaszc-piasta, na łączeniu których to elementów dodatkowo zagęszczono siatkę podziału na elementy skończone, celem zwiększenia dokładności obliczeń.

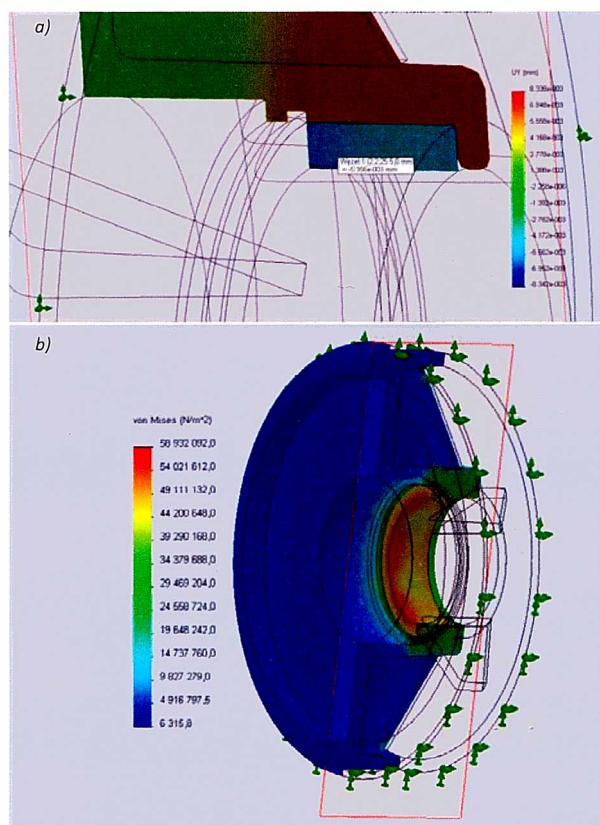
Przyjęty wcisk o wielkości 10 μm powoduje powstanie niewielkich naprężeń, jednak nie daje gwarancji zachowania szczelności układu dla zadanych obciążeń roboczych. Natomiast rozwiązanie z wciskiem o wartości 200 μm charakteryzuje się naprężeniami rzędu 260 MPa, co szczególnie w zmiennych warunkach eksploatacyjnych może doprowadzić do utraty nośności krążnika. Dlatego za optymalny wariant przyjęto rozwiązanie z wciskiem równym 100 μm , dla którego zakres naprężeń występujący w płaszczu krążnika stanowi ok. 50% granicy plastyczności materiału, zaś powstałe wówczas tarcie zapewnia przeniesienie siły równoległej do osi krążnika. Przeprowadzona analiza uwzględniała jedynie statyczną pracę krążnika, dlatego w celu weryfikacji przyjętego rozwiązania optymalnego przeprowadzono cykl badań laboratoryjnych na krążnikach prototypowych. Uzyskane wyniki [107] potwierdziły słuszność przyjętych założeń dotyczących cech geometrycznych dla projektowanego krążnika.

W przypadku połączenia klejonego należy sprawdzić spoinę klejową na ścinanie, gdzie obciążenie wynika z równowagi sił w układzie przegubowym zestawu. W każdym przypadku połączenia piast z płaszcem krążnika należy przeanalizować odpowiednie przygotowanie walcowych powierzchni elementów pod kątem zachowania jednej wspólnej osi obrotu. Z tego względu należy przewidzieć wewnętrzne podtoczenie rury (z odpowiednią dokładnością) przeznaczonej na płaszc krążnika w miejscach osadzenia piast. W jednej z piast tworzących krążnik warto przewidzieć wykonanie otworu o niewielkiej średnicy, który umożliwi wyrównywanie ciśnień powietrza pomiędzy wnętrzem krążnika i komorą łożyskową.

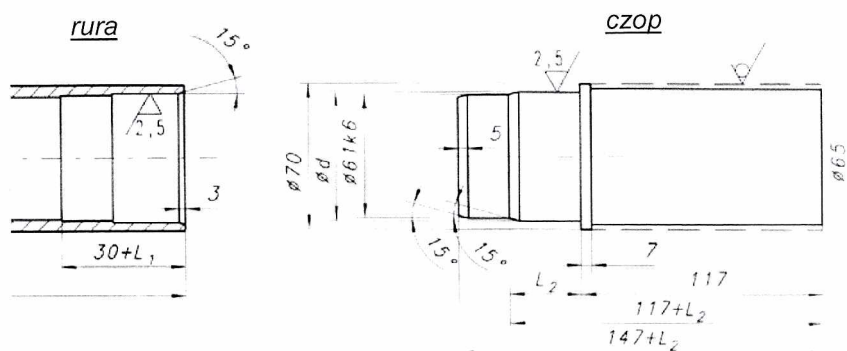
6.3.2. Osadzanie łożysk tocznych

Przy osadzeniu łożysk należy uwzględnić odkształcenia promieniowe pierścienia zewnętrznego i wewnętrznego wynikające z przyjętych pasowań. Wcisk pierścienia zewnętrznego łożyska w połączeniu z nasunięciem pierścienia wewnętrznego na czop osi krążnika powoduje zmniejszenie luzu promieniowego (w najgorszym przypadku jego całkowitą kasację). W obliczeniach sprawdzających należy uwzględnić, że zmniejszony w wyniku pasowania luz promieniowy łożyska ulega dalszemu zmniejszeniu po montażu i w trakcie pracy krążnika, co wynika bezpośrednio ze zjawiska nierównomiernego nagrzewania się pierścienia zewnętrznego i wewnętrznego łożyska. Jeżeli w łożyskach będzie za mało luzu, niemożliwe będzie prawidłowe smarowanie łożyska, tj. utworzenie filmu między kulką a bieżnią. Poza tym na skutek rozszerzania się ciepłego osi może dojść do nadmiernego naprężenia łożysk, co prowadzić będzie

do szybszej awarii. Na przykład dla łożyska kulkowego zwykłego 6204 stosuje się na ogół luz poprzeczny większy od normalnego, tj. C3, o minimalnej wartości luzu $13\text{ }\mu\text{m}$. Rozpatrując możliwość zastosowania tego typu łożysk w krążnikach nośnych [78] przyjęto, że pierścienie zewnętrzne łożysk pasowane są wciskowo w piaście krążnika, co determinuje zastosowanie pasowania pierścieni wewnętrznych z niewielkim wciskiem na czopach osi, tak aby podczas pracy umożliwić odkształcenia węzła łożyskowego wywołane generowanym ciepłem bez nadmiernego wzrostu oporów obracania krążników. W związku z tym zaproponowano pasowanie oprawy i wałka M7/g6, dla którego łożysko z oprawą tworzy pasowanie ciasne o maksymalnej wartości luzu $25\text{ }\mu\text{m}$, a następnie sprawdzono zakres powstałych przy tym naprężeń i przemieszczeń. Wyniki analiz przedstawiono na rys. 6.14. Ponieważ naprężenia wywołane pasowaniem w piaście nie przekraczały 35 MPa , a przemieszczenie górnego pierścienia łożyska w kierunku promieniowym nie były większe od $5,4\text{ }\mu\text{m}$, uznano że nie ma zagrożenia kasowania luzu promieniowego w łożysku, a zaproponowany rodzaj pasowania jest prawidłowy.

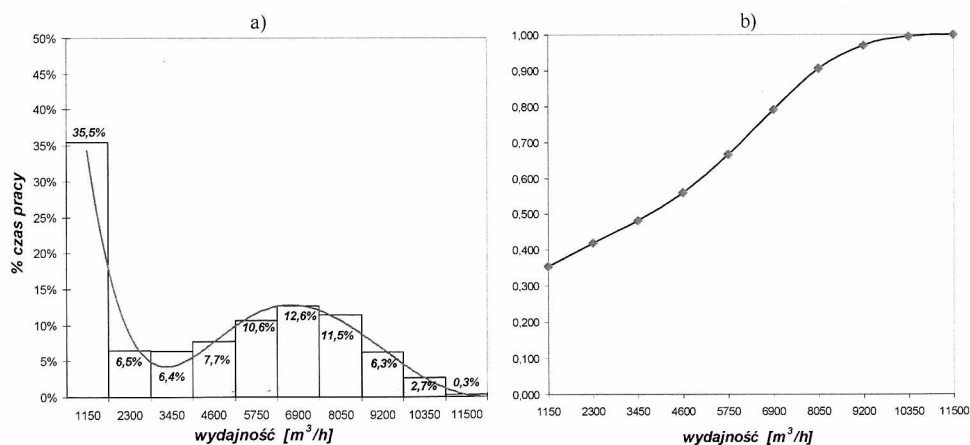


Rys. 6.14. Rozkład przemieszczeń (a) i naprężeń (b), wywołanych pasowaniem ciasnym piast i łożyska.

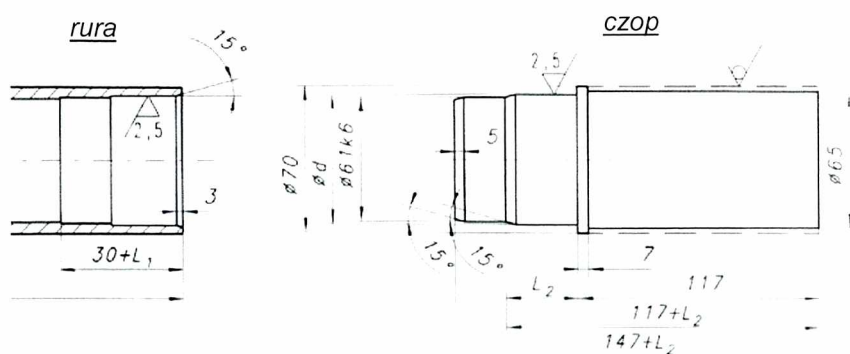


Rys. 6.16. Schemat wymiarowy próbek do badań zmęczeniowych

W pierwszej serii wykonano badania czterech próbek połączeń wciskano-klejonych (próbki nr 1–4), z czego trzy poddano testom zmęczeniowym, a na jednej sprawdzono wytrzymałość doraźną. W drugiej części badania uzupełniono o sprawdzenie wytrzymałości dwu osi (próbki nr 5–6), w których wykonano połączenie czysto klejone. Na jednej wykonano statyczną próbę rozciągającą a drugą z tych osi sprawdzono w warunkach cyklicznych obciążeń zmęczeniowych. Ponieważ analizowana próbka przy zadanych parametrach nie wykazała żadnych oznak uszkodzenia, sprawdzono jej wytrzymałość doraźną. Kluczowym zagadnieniem dla skuteczności prowadzonych prób było odwzorowanie warunków obciążenia w czasie badań osi do istniejących w trakcie ich rzeczywistej pracy. Dlatego zakres sił rozciągających wyznaczono przy wykorzystaniu zidentyfikowanych chwilowych wydajności przenośnika taśmowego (rys. 6.17) [101].

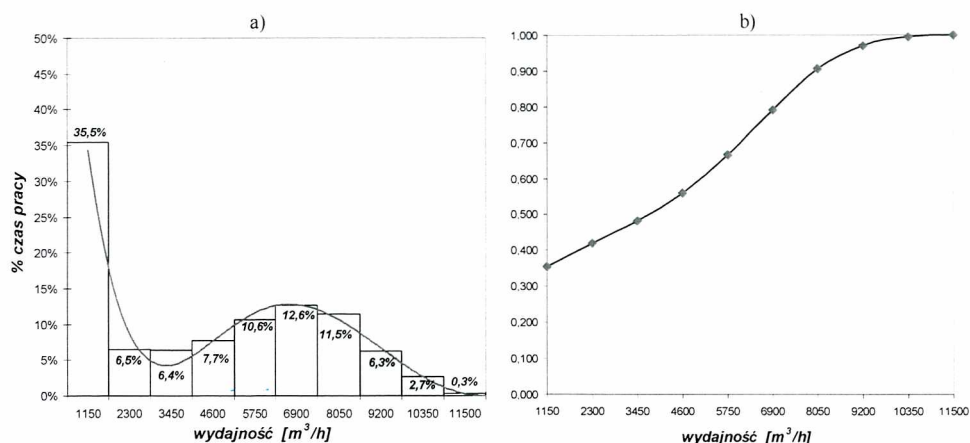


Rys. 6.17. Przedstawienie graficzne analizowanej populacji wydajności chwilowej:
a) histogram szeregu rozdzielczego, b) wykres dystrybucyjny empiryczny



Rys. 6.16. Schemat wymiarowy próbek do badań zmęczeniowych

W pierwszej serii wykonano badania czterech próbek połączeń wciskano-klejonych (próbki nr 1–4), z czego trzy poddano testom zmęczeniowym, a na jednej sprawdzono wytrzymałość doraźną. W drugiej części badania uzupełniono o sprawdzenie wytrzymałości dwu osi (próbki nr 5–6), w których wykonano połączenie czysto klejone. Na jednej wykonano statyczną próbę rozciągającą a drugą z tych osi sprawdzono w warunkach cyklicznych obciążeń zmęczeniowych. Ponieważ analizowana próbka przy zadanych parametrach nie wykazała żadnych oznak uszkodzenia, sprawdzono jej wytrzymałość doraźną. Kluczowym zagadnieniem dla skuteczności prowadzonych prób było odwzorowanie warunków obciążenia w czasie badań osi do istniejących w trakcie ich rzeczywistej pracy. Dlatego zakres sił rozciągających wyznaczono przy wykorzystaniu zidentyfikowanych chwilowych wydajności przenośnika taśmowego (rys. 6.17) [101].



Rys. 6.17. Przedstawienie graficzne analizowanej populacji wydajności chwilowej:
a) histogram szeregu rozdzielczego, b) wykres dystrybucyjny empirycznej

Korzystając z systemu QNK-TT, dla poszczególnych średnich wydajności prze-
działów szeregu rozdzielczego wyznaczono wartości sił promieniowych F_{rm} , które
oddziałują na krążnik środkowy w przegubowym zestawie trójkrażnikowym.
Przyjmując współczynnik tarcia na poziomie $\mu_o = 0,3$ i uwzględniając geometrię ze-
stawu, z zależności (6.4) wyznacza się wartość siły rozciągającej oś krążnika środko-
wego S (rys.6.18):

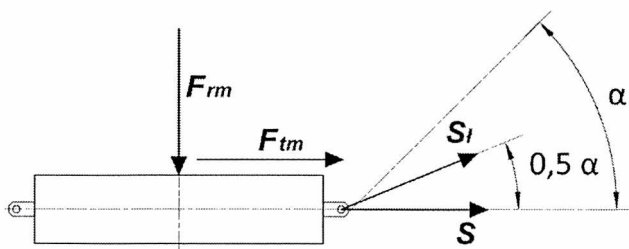
$$S = S_l \cdot \cos 0,5\alpha \quad (6.4)$$

przy czym, siła oddziaływania łącznika S_l zależna jest od siły promieniowej F_{rm} oraz
siły tarcia F_{tm} występującej na krążniku i wynosi:

$$S_l = \frac{F_{rm}}{2 \cdot \sin 0,5\alpha} + F_{tm} \quad (6.5)$$

$$S_l = \frac{F_{rm}}{2 \sin 0,5\alpha} + F_{rm} \mu_o \quad (6.6)$$

gdzie: S_l – siła oddziaływania łącznika, N,
 F_{rm} – siła promieniowa działająca na krążnik, N,
 F_{tm} – siła tarcia na krążniku, N,
 S – siła rozciągająca oś krążnika, N,
 μ_o – współczynnik tarcia, przyjęto $\mu_o = 0,3$,
 α – kąt niecki, $\alpha = 45^\circ$.



6.18. Schemat działania sił na krążnik środkowy zestawu

Na podstawie wyników zestawionych w tabeli 6.3, dla próbki nr 1 przyjęto wyj-
ściowy zakres siły rozciągającej od $F_{min} = 0,5$ kN do $F_{max} = 12$ kN, gdzie wartość mak-
symalna stanowiła ok. 300% uśrednionej siły $\bar{S}$, obliczonej z równania:

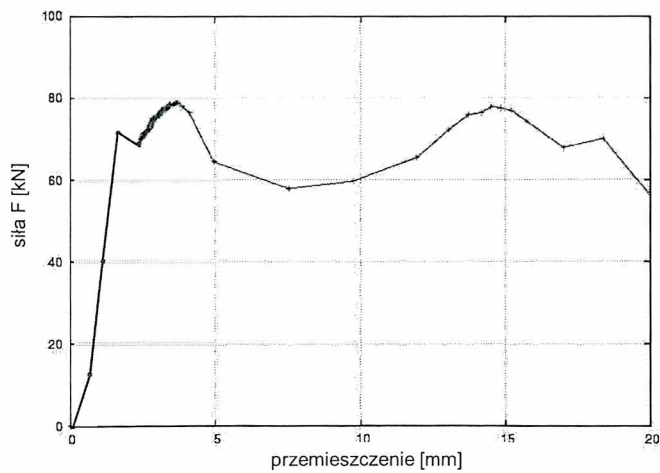
$$\bar{S} = \sum_{i=1}^{i=n} p_i S_i \quad (6.7)$$

gdzie: S_i – siła rozciągająca oś krążnika dla i -tej klasy wydajności chwilowej, w N,
 p_i – prawdopodobieństwo wystąpienia i -tej klasy wydajności chwilowej (rys. 6.17).

Tabela 6.3. Zestawienie wyników obliczeń sił działających na oś krążnika

Klasa wydajności	Wydajność średnia Q_{ms} [m ³ /h]	F_{rm} [N]	S_i [N]	S [N]	$\bar{S}$ [N]
1	547,20	927	1489,3	1375,9	4013,2
2	1738,85	2263	3635,7	3358,9	
3	2901,60	2268	3643,7	3366,3	
4	4042,17	2762	4437,3	4099,5	
5	5214,66	3200	5141,0	4749,7	
6	6325,08	4440	7133,1	6590,1	
7	7430,34	5183	8326,8	7693,0	
8	8551,06	6021	9673,1	8936,8	
9	9673,88	6617	10630,6	9821,4	
10	10727,40	7214	11589,7	10707,5	

Próbka nr 1, obciążana cyklicznie z częstotliwością $f = 20\text{Hz}$, osiągnęła 5.000.000 cykli bez widocznego uszkodzenia. Wobec powyższego wytrzymałość zmęczeniową próbki nr 2 sprawdzono, zwiększając obciążenie maksymalne do 18 kN ($F_{\min} = 0,5\text{ kN}$, $F_{\max} = 18\text{ kN}$). Analizowana próbka nr 2 osiągnęła bez widocznych oznak uszkodzenia 2 000 000 cykli obciążeniowych.



Rys. 6.19. Przebiegi próby rozciągającej połączenia wciskano-wklejanego osi krążnika

Podczas sprawdzenia wytrzymałości doraźnej połączenia mieszanego (próbka nr 3), pierwsza oznaka uszkodzenia analizowanej próbki miała miejsce przy obciążeniu równym 70 kN. Od tego momentu obserwowano skokowe wysuwanie się jednego czopa osi, które w konsekwencji, przy statycznym obciążeniu równym 79 kN spowodowało uszkodzenie połączenia czop-rura (rys. 6.19).

Dowodem na to, że obciążenie było przenoszone częściowo przez powierzchnie klejone, a częściowo przez powierzchnie połączone na wcisk są ślady na współpracujących powierzchniach czopa i rury po rozerwaniu (rys. 6.20).

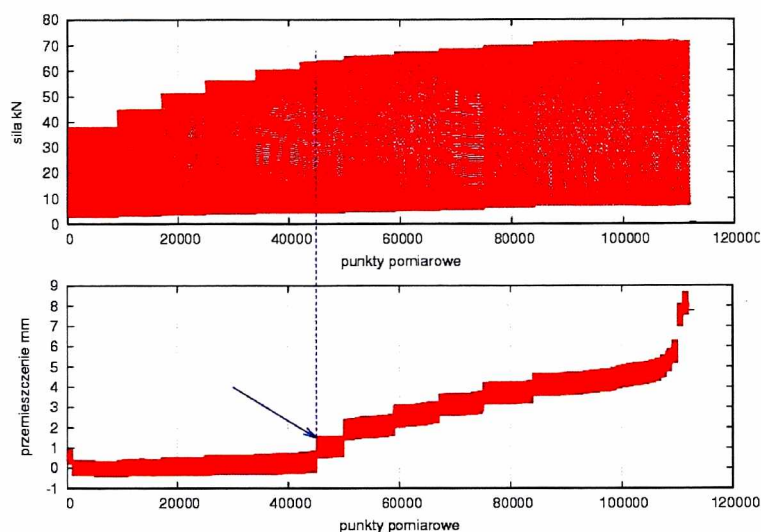


Rys. 6.20. Ślady na współpracujących powierzchniach czopa i rury po rozerwaniu

Wynik statycznej próby rozciągania posłużył do ustalenia zakresu obciążenia osi oznaczonej nr 4. Chcąc otrzymać wartość maksymalnej siły dynamicznej dla takiego rozwiązania konstrukcyjnego osi, próbkę 4 poddano badaniom cyklicznym przy narastającej amplitudzie obciążenia. Badania rozpoczęto przy parametrach: $F_{\min} = 0,5$ kN, $F_{\max} = 40$ kN, częstotliwość $f = 20$ Hz i co 150.000 cykli zwiększano $F_{\max}$ o 5 kN. Ponieważ przy częstotliwości 20 Hz maksymalne zadane obciążenie wynosiło 71,7 kN, to po osiągnięciu tego poziomu badanie kontynuowano ze stałą amplitudą (rys. 6.21).

Z obserwacji w trakcie wykonywanej próby wynika, że wysuwanie się czopów następowało skokowo przeważnie w chwili wzrostu amplitudy obciążania. Pierwsze oznaki uszkodzenia pojawiły się przy obciążeniu rzędu 64 kN, po wykonaniu ok. 800 000 cykli (na rysunku 6.20 zaznaczono strzałką). Badanie przerwano po osiągnięciu 2 015 918 cykli stwierdzając wysunięcie się obydwu czopów na odległość odpowiednio: 6 mm i 1,5 mm.

Analogicznie, przeprowadzono trzy próby oceny wytrzymałości połączeń „czysto” klejonych czopa z rurą. Oś nr 5 poddano próbie statycznego rozciągania aż do jej zniszczenia, próbkę 6 poddano w pierwszej kolejności badaniom cyklicznym przy stałej amplitudzie obciążenia (6a), a następnie sprawdzono również jej wytrzymałość doraźną (6b). Zbiorcze zestawienie wszystkich przyjętych zakresów obciążeń oraz wyniki przeprowadzonych badań przedstawiono w tabeli 6.4.



Rys. 6.21. Narastający charakter zmian obciążeń osi w trakcie próby rozciągającej

Tabela 6.4. Zestawienie wyników badań wytrzymałościowych połączeń czop–rura

Nr próbki	Rodzaj połączenia	Liczba cykli	Częstotliwość f [Hz]	Rodzaj próby wytrzymałościowej	Przyjęty zakres obciążenia	Siła $F_{\max}$ [kN]
1	mieszane	5.000.000	20	zmęczeniowa	0,5÷12 kN	
2	mieszane	2.000.000	20	zmęczeniowa	0,5÷18 kN	
3	mieszane	–	–	statyczna	–	79
4	mieszane	2.015.918	20	zmęczeniowa (narastająca)	0,5÷40 kN	71
5	czyste	–	–	statyczna	–	27,5
6a	czyste	2.000.000	20	zmęczeniowa	0,5÷40 kN	
6b	czyste	–	–	statyczna	–	95

Podsumowując należy stwierdzić, że we wszystkich przypadkach realizowanych prób zmęczeniowych osiągnięto pozytywne rezultaty, co świadczy o dużych możliwościach wytrzymałościowych połączeń realizowanych techniką klejenia. Wszystkie próby wytrzymały wymaganą liczbę obciążeń równą 2 mln cykli. W jednym przypadku oś z połączeniem wciskano-klejonym pozytywnie przeszła test zmęczeniowy obejmujący nawet 5 mln cykli. Podczas prób rozciągania statycznego zaobserwowano również tzw. wrażliwość na precyzję wykonania połączeń „czysto” klejonych. Wobec dużej rozbieżności wyników na próbce obejmującej tylko dwie sztuki (nr 5 i 6) trudno jest formułować jednoznaczne wnioski. Jest natomiast oczywiste, że połączenie czysto klejone wymaga precyzyjnej technologii wykonania (pasowanie oraz geometria połączenia), co pozwoli uzyskać mniejszą zmienność w zakresie uzyskiwanej wytrzymałości.

7. Podsumowanie i kierunki dalszych badań

Zasadniczym celem pracy było opracowanie nowego podejścia w zakresie optymalizacji i modernizacji elementów konstrukcyjnych przenośnika taśmowego zmierzającego do zmniejszenia energochłonności napędów głównych. Zaprezentowano metodykę badań i doboru wybranych podzespołów przenośnika taśmowego, przedstawiono środki techniczne do ich realizacji. Wykazano, że prawidłowa analiza wyników przeprowadzonych eksperymentów zależy od identyfikacji zadań transportowych, które opisuje wielkość transportowanej strugi urobku.

W rozdziale pierwszym zaproponowano metodykę identyfikacji zmiennych w czasie warunków eksploatacyjnych opartą na wykorzystaniu zasad tensometrii oporowej. Przedstawiono ideę działania układów pomiarowych. Metoda została wdrożona na potrzeby rejestracji ciągłej strugi urobku w nadkładowych przenośnikach taśmowych o szerokości taśmy 2250 mm i 1800 mm. Dla każdego z badanych przypadków zbudowano model matematyczny odwzorowujący charakterystykę strumienia transportowanej masy. Stwierdzono, że wydajność chwilowa przenośnika taśmowego powinna być opisana dobranymi modelami różnych rozkładów np. wykładniczym, Johnsona, Weibulla. Ponadto, w tej części pracy zidentyfikowano zmienność warunków eksploatacyjnych panujących w podziemnej kopalni rud miedzi. Badaniom rozkładów zmienności strugi urobku poddano po dwa przenośniki należące do odstawy głównej i odstawy oddziałowej. Wykazano, że przenośniki odstawy głównej charakteryzuje większa stabilizacja strumienia urobku, na co wpływ ma zastosowanie zbiorników retencyjnych. W obydwu podsystemach zaobserwowano występowanie rozkładu dwumodalnego, przy czym w przypadku przenośników oddziałowych występuje mniej wyraźny podział na dwie klasy wydajności i znacznie większa nierównomierność natężenia transportowanego urobku. Stwierdzono również, że odmiennosc zadań transportowych stwarza konkretne przesłanki dla celowości różnicowania konstrukcyjnego przenośników taśmowych.

Rozdział drugi poświęcono tematyce związanej z identyfikacją oporów ruchu przenośnika taśmowego. Uściślono wiedzę na tematy oporów obracania kół

oraz wpływu obciążeń eksploatacyjnych na opory ruchu przenośnika taśmowego. Przedstawione wyniki badań laboratoryjnych, dowiodły istotny wpływ siły promieniowej na opór obracania krążnika. Stwierdzono, że parametrami różnicującymi poszczególne typy krążników jest lokalizacja „punktu granicznego” czyli wartości siły promieniowej, powyżej której następuje wzrost oporu obracania oraz nachylenie wzrastającej części wyznaczonej charakterystyki $W_k(F_r)$ dla krążnika. Ważnym zadaniem badawczym były pomiary oporów ruchu na pojedynczym zestawie krążnikowym w warunkach eksploatacyjnych. Do tego celu zaprojektowano i wykonano specjalny człon pomiarowy, który został zamontowany na trasie przenośnika eksploatowanego w odkrywkowej kopalni węgla brunatnego. Człon ten stanowi unikatowe w skali światowej stanowisko badawcze i umożliwia prowadzenie wielowariantowych badań przemysłowych z możliwością uwzględnienia zmian parametrów konstrukcyjnych przenośnika. Zastosowana aparatura rejestrująco-pomiarowa z odpowiednimi procedurami obróbki wykazała pełną przydatność w czasie prowadzonych badań eksperymentalnych. Umożliwiła rejestrację dużych zbiorów danych, a także ich kompleksowe przetwarzanie, dla tworzenia charakterystyk w dowolnym układzie współrzędnych. Dzięki temu przeprowadzono liczne zaplanowane analizy porównawcze sumarycznych oporów ruchu przy zmiennym rozstawie krążnikowym, dokonano oceny wpływu krążników na opory ruchu przenośnika jak również oceny energochłonności taśm przenośnikowych, w całym zakresie losowo zmiennej strugi urobku. Dodatkowo, w celu odseparowania wyników pomiarów oporów ruchu prowadzonych dla różnych typów taśm, skutecznie zaimplementowano system magnetycznej identyfikacji złącz (rozdz. 2.5.3).

Przedstawiona w rozdziale 2.2 nowa technika pomiarowa z wykorzystaniem specjalnie przygotowanych sworzni pomiarowych, którą zastosowano w badaniach laboratoryjnych, sprawdziła się również podczas prac przemysłowych na rzeczywistych obiektach. Nowa technika umożliwiła:

- wyznaczenie obciążeń łożysk poszczególnych krążników zestawu,
- wyznaczenie wypadkowych sił promieniowych i punktów przyłożenia tych sił dla krążnika środkowego i krążników bocznych zestawu,
- wyznaczenie wypadkowych sił ścinających sworznie pomiarowe,
- szacowanie trwałości krążników w oparciu o zmierzone obciążenia eksploatacyjne.

W rozdziale 3 przedstawiono metodę wnioskowania o wpływie rodzaju taśmy na energooszczędność napędu głównego przenośnika taśmowego. Zaproponowano kryteria (miary) oceny porównawczej, pozwalające na ilościową ocenę efektu zastąpienia taśmy standardowej taśmą energooszczędną, tj.: jednostkowy opór falowania, uśredniony jednostkowy opór ruchu oraz jednostkowe zużycie energii. Wyznaczenie jednostkowego oporu falowania możliwe było dzięki rozpoznanej zależności sumarycznego oporu obracania badanego zestaw krążnikowego w funkcji wydajności chwilowej przenośnika taśmowego, który następnie odejmowano od zmierzonych oporów ruchu pojedynczego zestawu. Uzyskano w ten sposób sumę składowych zależnych wyłącznie od właściwości taśmy, obejmującą opory: toczenia taśmy po krążnikach,

opory przeginania taśmy między zestawami krążnikowymi, opory deformacji strugi urobku i opory ślizgania taśmy po krążnikach. Wyznaczenie kolejnych dwóch kryteriów wymagało uwzględnienia rozpoznanych rozkładów zmiennej losowo wydajności chwilowej przenośnika taśmowego. Uzyskane wyniki badań są zbieżne z pomiarami jednostkowych oporów ruchu, które przeprowadzono na specjalnym stanowisku z równią pochyłą (podrozdz. 2.4). Wskazują jednoznacznie, że wytypowane do zastosowania w taśmach energooszczędnych mieszanki gumowe charakteryzujące się najniższymi współczynnikami dynamicznymi, zarówno w testach na równi pochyłej jak i w pomiarach przemysłowych mają zdecydowanie niższe opory niż dotychczas stosowane mieszanki standardowe. Wykazano, że w odniesieniu do standardowej taśmy zastosowanie taśm energooszczędnych pozwoli obniżyć opory ruchu w całym zakresie możliwych zmian wydajności przenośnika nawet o 20%. Dla przenośników taśmowych dużej wydajności może to oznaczać oszczędności mocy napędu na poziomie ok. 300 kW (na 1 km trasy). Oprócz korzyści finansowych z obniżenia energochłonności należy również w tym przypadku oczekiwać korzyści dla środowiska w postaci redukcji emisji, np. CO₂. Dodatkowo, przedstawiony w tej części pracy ranking przebadanych taśm wskazuje jednoznacznie, że wszystkie typy taśm regenerowanych charakteryzują się większymi oporami ruchu ciężna górnego w stosunku do przyjętej taśmy standardowej. Należy odnotować przy tym, że stosowanie regenerowanej taśmy wzmocnionej zwiększa dodatkowo opór ruchu o kolejne 8–10%.

Na podstawie zidentyfikowanych rozkładów transportowanej strugi urobku na wybranych przenośnikach taśmowych (z uwzględnieniem wydajności zerowej), w rozdziale 4 przeprowadzono ocenę trwałości krążników nośnych. Wykazano, że największą dokładność szacowania trwałości krążników uzyskuje się dla modelu strugi urobku opisanego histogramem wydajności chwilowej podzielonym na więcej niż 8 klas. Prowadzone badania z wykorzystaniem metody analitycznej wykorzystującej algorytmy obliczeniowe Geesmanna (rozdz. 4.1) dowiodły, że najniższą trwałość wykazuje krążnik środkowy zestawu górnego, który poddawany jest największym obciążeniom. Wykazano również, że o trwałości eksploatacyjnej krążnika decydują czynniki konstrukcyjne związane z przyjętym rozwiązaniem technologicznym, parametry zabudowy zestawów krążnikowych (wielkość rozstawu, kąt jego zukosowania) oraz warunki eksploatacyjne mające wpływ na nieregularność transportowanej strugi urobku. Przedstawiono metodę laboratoryjną oceny efektywnego czasu pracy krążników prowadzoną na stanowisku do przyspieszonych badań trwałościowych. Zestawiono zastępcze obciążenia promieniowe dla typoszeregu krążników nośnych stosowanych w górnictwie, które określono na podstawie losowych przebiegów wydajności. Zaprezentowane przykłady badań trwałości potwierdziły przydatność tej metody do celów porównawczych różnych rozwiązań konstrukcyjnych krążników.

W poszukiwaniu energooszczędnych rozwiązań napędów przenośników taśmowych należy również uwzględniać wpływ wielkości rozstawu krążników górnych na opory ruchu. W związku z tym rozdział 5 poświęcono poszukiwaniom wielkości rozstawów optymalnych. Przedstawiono procedury i wyniki wielowariantowych analiz, w

których uwzględniono zarówno wyniki badań losowej zmienności strugi urobku na przenośniku, jak i doświadczalne charakterystyki oporów obracania krążników (w funkcji wydajności chwilowej). Jako kryteria wyboru optymalnego rozstawu krążników w ciągnie górnym przyjęto jednostkowe zużycie energii (energia przeliczona na jednostkę długości i jednostkę masy) oraz prognozowaną roczną liczbę wymian zestawów krążnikowych (wyznaczoną na podstawie obliczeń szacunkowych trwałości krążników).

Dla przenośnika o szerokości taśmy 2250 mm wykonano w pierwszej kolejności analizę teoretyczną, na podstawie której wskazano założenia do przeprowadzenia badań eksperymentalnych. Badania te obejmowały pomiary oporów ruchu dla dwu wielkości rozstawu tj. 1,2 m i 1,45 m w przypadku zastosowania krążników standardowych oraz nowej konstrukcji krążników zmodernizowanych (o obniżonych oporach obracania). Porównanie wpływu rodzaju krążników (standardowe lub zmodernizowane) w połączeniu z wariantowym rozstawem zestawów górnych na całkowity opór na zestawie krążnikowym przedstawiono w rozdz.2.5. Po przeprowadzeniu wariantowych obliczeń symulacyjnych w środowisku QNK-TT, uwzględniających temperatury średnie w skali roku i warunki eksploatacji oraz po uwzględnieniu opłacalności, zaleca się stosowanie następujących wielkości rozstawu krążnikowego:

- 1,2 m dla przenośników nadkładowych (zbiorczych) pracujących z dużą wydajnością zarówno dla krążników standardowych jak i dla krążników zmodernizowanych,
- 1,45 m dla przenośników nadkładowych pracujących z małą i średnią wydajnością (współpracujących tylko z jedną koparką), ale tylko w przypadku zainstalowania krążników zmodernizowanych,
- 1,45 m dla przenośników węglowych.

Zaprezentowano również studialne wyniki badań rozstawu zestawów górnych w przenośnikach podziemnych do transportu rud miedzi, które przeprowadzono pod kątem zmniejszenia energochłonności transportu wraz z kontrolą trwałości krążników. W obliczeniach wykorzystano metodę oporów jednostkowych (QNK-TT), uzyskaną doświadczalnie charakterystykę oporu obracania krążników pod obciążeniem (rys. 5.13) oraz wyniki pomiarów strugi urobku na przenośnikach transportujących rudę miedzi (rozdz. 1.5). Stwierdzono różnice w wyborze rozstawu krążników dla bardziej obciążonych przenośników odstawy głównej i pracujących rzadziej, z mniejszym średnim obciążeniem, przenośników oddziałowych.

Dla celów optymalizacji podparcia ciągu górnego zestawami krążnikowymi niezbędne jest wprowadzenie jednolitego kryterium ekonomicznego – kosztów budowy przenośnika i jego eksploatacji, uwzględniających zużycie energii na pokonanie oporów ruchu oraz wymian krążników. Zaproponowana procedura analizy wpływu wielkości rozstawu krążników może być wykorzystana do uzasadnionego kryteriami ekonomicznymi jego zróżnicowania w zależności od warunków eksploatacji przenośnika, co umożliwi obniżenie kosztów eksploatacji przenośników w kopalniach rud. Analizę

taką wykonano i przedstawiono dla przypadku przenośnika nadkładowego eksploatowanego w odkrywkowej kopalni „Bełchatów”.

Rozdział 6 zawiera wybrane etapy postępowania w procesie tworzenia konstrukcji krążnika, wskazując konieczność uwzględnienia obciążeń roboczych. Zaprezentowany w tej części pracy cykl badań i analiz krążników pokazał przede wszystkim złożoność zagadnień, które dotychczas z uwagi na brak rozeznania rzeczywistych zakresów obciążeń nie były należycie traktowane zarówno na etapie projektowania jak i eksploatacji krążników. Całość prac w zakresie krążników można ująć w spójny cykl obejmujący:

- rozpoznanie losowej zmienności strugi urobku i rozkładu obciążeń eksploatacyjnych na poszczególne krążniki w zestawie,
- określenie maksymalnych chwilowych obciążeń krążników będących podstawą do założeń projektowych,
- wykorzystanie metody elementów skończonych do zaprojektowania krążnika w oparciu o zidentyfikowane (a nie szacowane) losowe obciążenia zmienne,
- przeprowadzenie optymalizacji zużycia materiałów na etapie projektowania,
- uwzględnienie wielu istotnych zagadnień technologicznych w projektowaniu krążnika (pasowania, luzy poosiowe łożysk, ugięcia osi, sposób łączenia piasty z płaszczem itp.),
- przeprowadzenie badań laboratoryjnych w celu określenia parametrów użytkowych krążnika.

Przedstawionym w pracy badaniom laboratoryjnym towarzyszyły badania modelowe (eksperymenty numeryczne) wykorzystujące autorską metodę jednostkowych oporów ruchu, bazującą na zależnościach fizycznych. Sterując wybranymi parametrami analizowanych obiektów (taśma przenośnikowa, krążnik) uzyskiwano odpowiedzi modelu numerycznego (energochłonność, zużycie energii).

Wyniki prowadzonych analiz przyczyniły się do powstania innowacyjnych rozwiązań konstrukcyjnych wybranych podzespołów przenośnika taśmowego, jak również innowacji projektowych w postaci tzw. projektowania specjalizowanego, wykorzystującego informacje o konkretnych zadaniach transportowych przenośnika taśmowego, reprezentowanych przez wariantowe modele strugi urobku.

Kierunki dalszych prac i badań naukowych w omawianym w niniejszej pracy obszarze transportu taśmowego powinny według autora dotyczyć:

- Uściślenia charakterystyk oporu ruchu w ciągnie górnym przenośnika uwzględniając wpływ temperatury otoczenia (pomiarzy w warunkach zimowych przy ujemnych temperaturach).
- Wykazania w obszarze górnictwa podziemnego korzyści wynikających z zastosowania tkaninowych taśm energooszczędnych w połączeniu z krążnikami o obniżonych oporach ruchu. Zebrane doświadczenia w ramach prowadzonych prac badawczych w zakresie poszukiwania rozwiązań optymalnych nie można bezpośrednio przenieść na dużo mniejsze przenośniki podziemne przede wszystkim z uwagi na inne rodzaje stosowanych taśm, inną – bardziej zwartą – konstrukcję przenośników

i trudniejsze warunki zabudowy i eksploatacji. Należy przy tym odnotować, że polskie kopalnie węgla kamiennego cechuje ogromna skala zastosowań. Eksploatowanych jest tam obecnie setki km tras przenośnikowych, co skutkuje rosnącym zapotrzebowaniem mocy. Zatem należy oczekiwać, że również w górnictwie podziemnym korzyści wynikające ze zmniejszenia mocy napędów głównych, poprzez wprowadzenie udoskonaleń podzespołów przenośnika taśmowego, mogą być znaczące.

- Przeprowadzenie prac eksperymentalnych obejmujących zagadnienia związane z identyfikacją wybranych składowych skupionych oporów ruchu przenośnika taśmowego. W szczególności należy oczekiwać znaczących oszczędności energii dzięki zastosowaniu taśm generujących mniejsze opory przeginania na licznie występujących bębnach. W dotychczasowych badaniach taśm energooszczędnych problem zmniejszenia oporów przeginania taśmy na bębnach był pomijany. Ma to częściowe uzasadnienie w wypadku przenośników dla kopalń odkrywkowych, natomiast dla przenośników w kopalniach podziemnych typowe są konstrukcje zespołów napędowych, napinających i magazynujących taśmę składające się z wielu bębnow.
- Doskonalenia modeli obliczeniowych napędów przenośników taśmowych ze szczególnym uwzględnieniem nowych konstrukcji o podwyższonej sprawności i korzystniejszej charakterystyce momentu napędowego w szerokim zakresie losowo zmiennej strugi urobku (od biegu jałowego bez urobku do maksymalnych wypełnień taśmy transportowanym materiałem). Zagadnienie to jest niezwykle ważne w projektowaniu przenośników opadających lub przenośników o zmiennym profilu trasy (trasy złożonej naprzemiennie z odcinków wznoszących i opadających).

Bibliografia

- [1] Advanced Concepts of Bearing Technology, *Rolling Bearing Analysis*, Fifth Edition (Rolling Bearing Analysis, Fifth Edition) by Tedric A. Harris.
- [2] Antoniak J., *Energooszczędne górnicze przenośniki taśmowe*. Materiały Szkoły Eksploatacji Podziemnej 2010, Kraków, 22–26 lutego 2010. Red. J. Kicki i in. Instytut Gospodarki Surowcami Mineralnymi i Energią Polskiej Akademii Nauk, Akademia Górniczo-Hutnicza. Katedra Górnictwa Podziemnego. Kraków, Wydaw. IGSMiE PAN, 2010.
- [3] Antoniak J., *Przedsięwzięcia techniczne zmniejszające energochłonność górniczych przenośników taśmowych*, Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa. 2010, R. 48 nr 3.
- [4] Antoniak J., *Przenośniki taśmowe w górnictwie podziemnym i odkrywkowym*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2007.
- [5] Arts K., *Case study: aramid reinforced conveyor belt in Maritsa Istok power plant*, Proceedings of the Belcon 15 conference, Johannesburg, Republic of South Africa, September 2–3, 2009.
- [6] Bajda M., *Wpływ okładki bieżnej na opory toczenia taśmy po krążnikach*. Praca doktorska. Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009 (niepublikowana).
- [7] Bajda M., Gładysiewicz L., Hardygóra M., *Badania taśm energooszczędnych. Ewolucja transportu taśmowego w okresie 105 lat działalności FTT Wolbrom: XXI Międzynarodowe sympozjum, Zakopane, 9–10 maja 2013*.
- [8] Bajda M., Hardygóra M., *Szacowanie energooszczędności transportu przenośnikowego na podstawie badań parametrów dynamicznych okładki bieżnej taśmy przenośnikowej*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 4/2011, 12–15.
- [9] Bajda M., Hardygóra M., Gładysiewicz L.: *Wpływ parametrów mieszanek gumowych na energochłonność transportu przenośnikowego*. Transport Przemysłowy. No 3/2007.
- [10] Bartelmus W., Król R., Zimroz R., *Identyfikacja warunków eksploatacyjnych na potrzeby oceny stanu przekładni zębatych pracujących w warunkach kopalni podziemnej rud miedzi*. Cuprum 1/2010, 33–43.

- [11] Bartoszewicz J. i in., *Poradnik niezawodności. Podstawy matematyczne*. Wydawnictwo przemysłu maszynowego „Wema”, Warszawa 1982.
- [12] Bęben A., *Maszyny i urządzenia w górnictwie odkrywkowym*, PWN Warszawa, Kraków, 1971.
- [13] Bednarczyk J., *Sterowanie i automatyzacja w kopalniach odkrywkowych*, Wydawnictwo „Ślask”, Katowice, 1976.
- [14] Bethea R. M., Duran S.B., Boullion T. L., *Statistical methods for engineers and scientists*, Marcel Dekker Inc., New York 1985.
- [15] Bukowski J., *Wpływ obciążeń eksploatacyjnych na opór obracania krążników*. Praca doktorska, Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012 (niepublikowana).
- [16] Bukowski J., Gładysiewicz L., Kisielewski W., Król R., *Eksploatacyjne badania obciążeń krążników nośnych*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 3/2011, 46–50.
- [17] Bukowski J., Gładysiewicz L., Kisielewski W., *Zur Radialbelastung von Tragrollen, Anlagen – Bauteile – Computersimulationen*: 16. Fachtagung Schüttgutförderertechnik 2011, am 14. und 15. September 2011 in Magdeburg, Magdeburg 2011, 139–152.
- [18] Bukowski J., Gładysiewicz L., *Neue Erkenntnisse zu Tragrollen-Bewegungswiderstand, Innovationen gegen die Krise*: 14. Fachtagung Schüttgutförderertechnik 2009, am 23. und 24. September 2009 in Magdeburg, Magdeburg 2011, 111–127.
- [19] Bukowski J., Gładysiewicz L., Król R., *Tests of belt conveyor resistance to motion*, Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability, nr 3, 2011, 17–25.
- [20] Bukowski J., Gładysiewicz L., *Metoda badań oporów obracania krążników pod obciążeniem*, Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, nr 1, Wrocław 2010, 6–9.
- [21] Czabanowski R., *Sensory i systemy pomiarowe*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2010.
- [22] Czaplicki J. M., Lutyński A., *Transport poziomy. Zagadnienia niezawodności*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1987.
- [23] Czaplicki J. M., *Uwagi krytyczne o modelowaniu analitycznym strumienia nosiwa na przenośniku*, X Szkoła Jesienna – Podstawowe Problemy Transportu Kopalnianego. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej Nr 75, Konferencje Nr 17, Wrocław 1994.
- [24] Dilefeld M., *Henderson 2000 -Einziehen des 34 km langen Fördergurtes*, Fachtagung 2002.
- [25] Dudziński P., *Niekonwencjonalny przetwornik do pomiaru sił i momentów w parach obrotowych maszyn*, II Konferencja Naukowa „Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn”. Wrocław–Szklarska Poręba 1995.
- [26] Dworczyńska M., *Modelowanie zmienności strugi urobku w systemach KTZ*, Praca doktorska, Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012 (niepublikowana).
- [27] Dworczyńska M., *Porównanie metod obliczania obciążeń krążników w przenośnikach stosowanych w kopalniach węgla brunatnego*, Krakowska Konferencja Młodych Uczonych 2009, Fundacja ACADEMICA Grupa Naukowa Pro Futuro, Kraków 2009.

- [28] Dworczyńska M., *Przegląd metod modelowania strugi urobku podawanej na przenośnik taśmowy przez koparkę kołową w kopalniach węgla brunatnego*, Zagadnienia interdyscyplinarne w górnictwie i geologii: IX Konferencja Naukowa Doktorantów, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
- [29] Dworczyńska M., Gładysiewicz L., Król R., *Model transportowanego urobku dla szacowania trwałości krążników*, Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 1(19)/2013.
- [30] Dworczyńska M., Kawalec W., Gładysiewicz L., *Model strugi urobku dla potrzeb projektowania przenośników zbiorczych*, Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, nr 1/2012, Wrocław 2012.
- [31] Dworczyńska M., *Mathematical model of stream for the determination the conveyor's drive power*, Zagadnienia interdyscyplinarne w górnictwie i geologii: XII Konferencja Naukowa Doktorantów, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012.
- [32] FAG-Wälzlagerschäden – Schadenserkenkung und Begutachtung gelaufener Wälzlager. Schweinfurt: FAG, 2000. Publ.-Nr. WL 82 102/2 DA.
- [33] FAG-Technical Information No. W1 80-45, *Fitting Rlling Bearings with Aid of Modern Adhesives*.
- [34] Furmanik K., Kasza P., *Mobilne stanowisko do badania oporów obracania krążników niekonwencjonalnej konstrukcji*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 1(19)/2013, 17-20.
- [35] Gawliński M., Ryś G., Blachura J., Podkomorzy K., Król R.: *Uszczelnienie z cieczą magnetyczną w krążnikach*. Transport przemysłowy nr 3(13)/2003.
- [36] Gawliński M., Ryś G., Podkomorzy K., Król R., Blachura J., Rogula J., *Badanie uszczelnień z cieczą magnetyczną do krążników nośnych*. Raporty Inst. Tech. Ciepl. PW. 2003 Ser. SPR nr 16 (niepublikowana)
- [37] Geesmann F.O., *Experimentale und Theoretische Untersuchungen der Bewegungswiderstände von Gurtfördenanlage*. Praca doktorska, Universität Hannover 2001 (niepublikowana).
- [38] Gładysiewicz A., *Optymalna konstrukcja krążnika ze względu na parametry przenośnika taśmowego*. Transport przemysłowy i maszyny robocze, 3(13)/2011.
- [39] Gładysiewicz A., Helten S.: *Lebensdauerbetrachtung von Tragrollen* Schüttgut News Ausgabe 2/2011.
- [40] Gładysiewicz L., *Metoda wyznaczania oporów głównych przenośnika taśmowego ze szczególnym uwzględnieniem własności taśmy*, Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1990.
- [41] Gładysiewicz L., *Przenośniki taśmowe Teoria i obliczenia*, Oficyna Wyd. Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [42] Gładysiewicz L., Bukowski J., Błażej R., Gurga G., *Sprawdzenie parametrów użytkowych dwóch typów krążnika*, raport z badań dla Artur Küpper GmbH & KG, Raport Instytutu Górn. PWroc., Wrocław 2010 (niepublikowany).

- [43] Gładysiewicz L., Bukowski J., Król R., Wajda A.: *Untersuchungen von Tragrollenlaufwiderstände*, Raport Instytutu Gór. P.Wr., Wrocław 2010, (niepublikowany)
- [44] Gładysiewicz L., Gładysiewicz A., *Wybrane aspekty doboru cech konstrukcyjnych płaszczy krążników z tworzyw sztucznych*. Transport Przemysłowy 1 (27) 2007.
- [45] Gładysiewicz L., Gollasch J.: *Verfahren zum Ermitteln der Anteile des Walkwiderstandes eines Gurtförderers*. Hebezeuge und Fördermittel, 32 (1992), Berlin.
- [46] Gładysiewicz L., Gollasch J.: *Verfahren zum Ermitteln der Reibungswiderstände an Gurtförderern*. Hebezeuge und Fördermittel, 31 (1991), Berlin.
- [47] Gładysiewicz L., Hardygóra M., Kawalec W., *Determining belt resistance*. Bulk Handling Today, 2009, No. 5.
- [48] Gładysiewicz L. i. in., *Optymalizacja rozwiązań technicznych przenośników taśmowych w PGE Bełchatów S.A. Podzadanie nr 1.1.2. Badanie wpływu zmiany rozstawu zestawów krążnikowych na obciążenie taśmy i opory ruchu przenośnika-badania eksploatacyjne*, raport Instytut Górnictwa PWroc., Wrocław 2011 (niepublikowany).
- [49] Gładysiewicz L. i. in., *Badania oporów ruchu pojedynczego zestawu krążnikowego na członie pomiarowym przenośnika Z12.*, Raporty Inst. Gór. PWroc. 2009, Ser. SPR (niepublikowany).
- [50] Gładysiewicz L. i. in., *Optymalizacja rozwiązań technicznych przenośników taśmowych w PGE Bełchatów S.A. Podzadanie nr 1.2 Badanie energochłonności taśm przenośnikowych*, Raport Instytut Górnictwa PWroc, Wrocław 2011 (niepublikowany).
- [51] Gładysiewicz L. i. in., *Optymalizacja rozwiązań technicznych przenośników taśmowych w PGE Bełchatów S.A. Podzadanie nr 1.1.2. Badanie wpływu zmiany rozstawu zestawów krążnikowych na obciążenie taśmy i opory ruchu przenośnika*, raport Instytut Górnictwa PWroc., Wrocław 2011, (niepublikowany).
- [52] Gładysiewicz L. i. in., *Optymalizacja rozwiązań technicznych przenośników taśmowych w PGE Bełchatów S.A. Podzadanie nr 1.1.1. Badanie wpływu zmiany rozstawu zestawów krążnikowych na obciążenie taśmy i opory ruchu przenośnika – analiza teoretyczna*. raport Instytut Górnictwa P.Wr., Wrocław 2010, (niepublikowany).
- [53] Gładysiewicz, L. i. in., *Badania oporów ruchu i sił w taśmie przenośnika taśmowego w kopalni węgla brunatnego "Bełchatów"*, Raporty Inst. Gór. PWr., Wrocław 2010 (niepublikowany).
- [54] Gładysiewicz L., Jurdziak L., Sawicki W., Wajda A., *Optymalizacja przenośnika taśmowego*, Raport Instytut Górnictwa PWroc., Wrocław 2007 (niepublikowany).
- [55] Gładysiewicz L., Kawalec W., *The possibilities of decreasing the belt conveyors main drive power demand*, Proceedings of the Conference Bulk Europe 2008, Prague 2008.
- [56] Gładysiewicz L., Kawalec W., *Carrying idler spacing with regard to the distribution of conveyed stream*. Bulk Solids Europe 2010: International Conference on Storing, Handling and Transporting Bulk, Glasgow, Scotland, September 9–10, 2010 / Vogel Business Media, Institution of Mechanical Engineers.
- [57] Gładysiewicz L., Kawalec W., *Dobór rozstawów krążników górnych nowej generacji w przenośnikach nakładowych dużej wydajności*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze. No.3/2011 ISSN 1899-5489

- [58] Gładysiewicz L., Kawalec W., *Modern computation methods for energy-saving belt conveyors in the mining industry*. W: Aktualia i perspektywy górnictwa. Scientific Papers of the Institute of Mining of the Wrocław University of Technology No. 105/2003, Conferences No. 38, 29–43.
- [59] Gładysiewicz L., Kawalec W., *Możliwości zmniejszania mocy napędu przenośników taśmowych w kopalni węgla brunatnego*, III Międzynarodowy Kongres Górnictwo Węgla Brunatnego, Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej Nr 98, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Konferencje Nr 34, Wrocław 2002.
- [60] Gładysiewicz L., Kawalec W., *Możliwości zmniejszenia mocy napędu głównego przenośnika taśmowego*. Transport przemysłowy, 1(7)/2002.
- [61] Gładysiewicz L., Kawalec W., *Optimised selection of a belt conveyor loaded by a BWE*. W: Continuous surface mining. 8th International symposium. ISCSM 2006. Proceedings, Aachen, September 24th–27th 2006. Aachen, Mainz 2006.
- [62] Gładysiewicz L., Kawalec W., *Optymalizacja parametrów konstrukcyjnych przenośnika taśmowego dla zadanej wydajności*, XII Szkoła Jesienna - Podstawowe Problemy Transportu Kopalnianego. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej Nr 83, Konferencje Nr 22, Wrocław 1998.
- [63] Gładysiewicz L., Kawalec W., *Optymalizacja rozstawu krążników górnych*, Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze Nr 3/2010, Wrocław 2010.
- [64] Gładysiewicz L., Kawalec W., *The possibilities of decreasing the belt conveyors main drive power demand*, Proceedings of the Conference Bulk Europe 2008, Prague 2008.
- [65] Gładysiewicz L., Kawalec W., *Wymiarowanie napędu głównego przenośnika taśmowego współpracującego z koparką kołową*, Transport Przemysłowy Nr 3/2005, Wrocław 2005.
- [66] Gładysiewicz L., Kawalec W., *Selection of distance belt conveyors for underground copper mine*. W: Mine planning and equipment selection 2006. MPES. Proceedings of the Fifteenth International Symposium on Mine Planning and Equipment Selection, Torino, Italy, 20-22 September 2006. [Vol. 1 / Ed. by M. Cardu i in., Galliate, (NO): FIORDO, 2006]. 101–106.
- [67] Gładysiewicz L., Król R., *Kompleksowa ocena jakości krążników poliuretanowych stosowanych w górnictwie odkrywkowym*. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały, 36/2009.
- [68] Gładysiewicz L., Król R., *Analiza porównawcza jakości krążników stosowanych w kopalniach podziemnych*. Transport przemysłowy nr 1(23)/2006.
- [69] Gładysiewicz L., Król R., *Badania trwałość krążników poliuretanowych*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, nr 1/2012, 6–12.
- [70] Gładysiewicz L., Król R., *Diagnostyka krążników przenośników taśmowych*, I Szkoła Mechanizacji Górnictwa, Szczyrk 2002.
- [71] Gładysiewicz L., Król R., Gładysiewicz A., *Wyznaczenie optymalnej struktury płaszcza poliuretanowego krążnika nośnego dla potrzeb kopalń odkrywkowych węgla brunatnego*, Raporty Inst. Gór. PWr. 2006, Ser. SPR, nr 30.
- [72] Gładysiewicz L., Król R., Kisielewski W., *Experimental studiem on the resistance to motion an overbunden belt conveyors system*, World of Mining 6/2012.

- [73] Gładysiewicz L., Król R., *Modernisierung der Tragrollen zur Verringerung des Tragrollenlaufwiderstands. Modernizacja krążników nośnych w celu uzyskania poprawy ich oporów obracania*. W: Neue Trends in der Anlagenentwicklung, 10. Fachtagung Schuettgutfoerdertechnik 2005.
- [74] Gładysiewicz L., Król R., Wajda A., *Laboruntersuchungen von Tragrollen 30.21312.007/Ob*. Raport Instytutu Gór. PWr. (niepublikowany), Wrocław 2006.
- [75] Gładysiewicz L., Król R., Zombroń M., Gawliński M.: *Opracowanie analizy dokumentacji technicznej krążników nośnych stosowanych w przenośnikach taśmowych typu B1600, B1800, B2000*, Raporty Inst. Gór. PWroc. 2010, Ser. SPR, nr 31 (niepublikowany).
- [76] Gładysiewicz L., Król R., Zombroń M., Gawliński M.: *Prace badawczo – rozwojowe źródłem innowacji międzynarodowej w spółce GASKET. Zadanie 4 - Wykonanie analiz dotyczących konstrukcji i mechaniki krążnika z tworzywa sztucznego*. Raporty Inst. Gór. PWr. 2013 (niepublikowany).
- [77] Gładysiewicz L., Król R., Zombroń M., *Ocena możliwości zastosowania dwóch rozwiązań konstrukcyjnych piast spawanych w krążnikach nośnych stosowanych w odkrywkowej kopalni węgla brunatnego*. Raporty Inst. Gór. PWr. 2010, Ser. SPR, nr 20 (niepublikowany).
- [78] Gładysiewicz L., Król R., Zombroń M.: *Optimalizacja krążnika na etapie projektowania*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 3/2010, 37–42.
- [79] Gładysiewicz L., Król R.: *Kompleksowa ocena jakości krążników poliuretanowych stosowanych w górnictwie odkrywkowym*. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały, 36/2009.
- [80] Gładysz S., *Analiza statystyczna nieregularności rozkładu mas na taśmociągach i zwalówkach obsługujących układ koparek i taśmociągów*, Prace Naukowe Instytutu Matematyki politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1964 (niepublikowana).
- [81] Greune A., *Energiesparende Auslegung von Gurtförderanlage*, Praca doktorska, Universität Hannover 1989 (niepublikowana).
- [82] Hager M., Hintz A., *The energy-saving design of belts for long conveyor systems*. Bulk Solids Handling, Vol. 13, No. 4 (1993), 749.
- [83] Hardygóra M., Komander H., Bajda M., *Energoozczędne taśmy przenośnikowe dla kopalń węgla brunatnego*. Górnictwo i Geoinżynieria, 35/2011.
- [84] Hardygóra M., Żur T., *Przenośniki taśmowe w górnictwie*, Wydawnictwo „Śląsk” Sp. z o. o., Katowice 1996.
- [85] Hawrylak H., Pieczonka K., Żur T., *Poradnik Górnika, Tom IV*, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1982.
- [86] Hoffmann K., *An Introduction to Measurements using Strain Gages*, Publisher: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt 1989.
- [87] Jurdziak L., *Methodology of BWE efficiency analysis for power reduction of conveyor drives*, 8th International Symposium Continuous Surface Mining, Aachen 2006.

- [88] Jurdziak L., *Metoda szacowania kosztów inwestycyjnych oraz eksploatacyjnych przenośników*. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały Nr 34/2008.
- [89] Jurdziak L., *Reaktywacja modelu rozkładu urobku na taśmie przenośnika*, Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej nr 113, Oficyna Wydaw. Politechnika Wrocławska 2005.
- [90] Jurdziak L., *Wykorzystanie teorii wartości ekstremalnych do wymiarowania przenośników współpracujących z koparkami kołowymi*, Transport przemysłowy nr 3(25)/2006, Wrocław 2006.
- [91] Jurdziak L., Szlichciński Ł., *Analiza polskiego rynku taśm przenośnikowych*. Transport przemysłowy 3/2002.
- [92] Jurdziak L., Wajda A., *Próba oceny trwałości krążników nośnych w kopalniach węgla brunatnego*, Transport Przemysłowy 1(3), 2001, Wrocław 2001.
- [93] Jurdziak L., Wajda A., *Rynek krążników w polskim górnictwie*. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały Nr 29/2002.
- [94] Kasztelewicz Z., *Węgiel brunatny, optymalna oferta energetyczna dla Polski*, Wrocław 2007.
- [95] Kawalec W., *Przenośniki taśmowe dalekiego zasięgu*, Transport Przemysłowy, 1(11), 2003.
- [96] Kawalec W., Kulinowski P., *Obliczenia przenośników taśmowych*, Transport Przemysłowy 1(27), 2007.
- [97] Kawalec W., Kulinowski P., *Obliczenia przenośników taśmowych metodą podstawową oraz oporów jednostkowych w zintegrowanym środowisku programowym*. Transport Przemysłowy 1(27), 2007.
- [98] Kołkiewicz W., *Zastosowanie maszyn podstawowych w górnictwie odkrywkowym*, Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1974.
- [99] Kowalski L., *Uwagi o rozkładzie funkcji zmiennej losowej*, 2009 (niepublikowana).
- [100] Krause F., Hettler W., *Die Belastung der Tragrollen von Gurtbandförderern mit dreiteiligen Tragrollenstationen infolge Fördergut unter Beachtung des Fördervorganges und der Schüttguteigenschaften*. Wiss. Zeitschrift der TU Magdeburg 18 (1974), H.6/7.
- [101] Król R., *Wpływ czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na opory obracania krążników stosowanych w górnictwie*. Praca doktorska. Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 2003 (niepublikowana).
- [102] Król R., *Ocena trwałości krążników dla rzeczywistych obciążeń przenośnika taśmowego*. Przegląd Górniczy. 2011, nr 11, 82–90.
- [103] Król R., Gas J., *Ocena przydatności krążników SAG do zastosowań w górnictwie węgla kamiennego*. W: Taśmy energooszczędne: XVII Międzynarodowe sympozjum, Zakopane, 6–8 maja 2009.
- [104] Król R., Gładysiewicz L., Wajda A., *Analiza rozkładu obciążeń krążników nośnych w kopalniach rud miedzi*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 2/2010.str.6-11; ISSN 1899-5489

- [105] Król R., Gładysiewicz L., Wajda A., *Analiza rozkładu obciążeń krążników nośnych przenośnika taśmowego*, Raporty Inst. Gór. PWr., Wrocław 2010 (niepublikowana).
- [106] Król R., Gładysiewicz L., Wajda A., *Przenośnik taśmowy o zwiększonej efektywności ekonomicznej i energetycznej zbudowany i eksploatowany wg zasad zrównowazanego rozwoju. Zadanie 19, Przeprowadzenie badań stanowiskowych prototypowego uszczelnienia oraz krążników*. Raporty Inst. Gór. PWr. 2011, Ser. SPR, nr 11 (niepublikowana).
- [107] Król R., Gładysiewicz L., Wajda A., *Przenośnik taśmowy o zwiększonej efektywności ekonomicznej i energetycznej zbudowany i eksploatowany wg zasad zrównowazanego rozwoju. Zadanie 19, Przeprowadzenie badań stanowiskowych prototypowego uszczelnienia oraz krążników*. Raporty Inst. Gór. PWr. 2011, Ser. SPR, nr 11 (niepublikowana).
- [108] Król R., Gładysiewicz L., *Wpływ parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na trwałość krążników*. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna TEMAG 2004, Ustronie 2004.
- [109] Król R., Kisielewski W., Czarnomski M., *Wpływ zmienności transportowanego urobku na trwałość krążników stosowanych w kopalni podziemnej*. Interdyscyplinarne zagadnienia w górnictwie i geologii, Tom III. Wrocław 2012.
- [110] Król R., Kisielewski W., *Identyfikacja sił tarcia w kontakcie krążników z taśmą w cięgnię górnym przenośnika taśmowego*, Zagadnienia interdyscyplinarne w górnictwie i geologii: XII Konferencja Naukowa Doktorantów, Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2012.
- [111] Król R., Wajda A., Idziak E., *Określenie wytrzymałości zmęczeniowej klejonych połączeń osi krążnika*. Transport przemysłowy nr 3(17)/2004, Wrocław 2004.
- [112] Król R., Zimroz R., Gładysiewicz L., Bartelmus W., *Opracowanie metody zarządzania diagnostycznego parku maszynowego ciągłego systemu transportowego w kopalni O/ZG Polkowice-Sieroszowice – Analiza awaryjności systemu transportowego (etap 1)*, Raport Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Seria SPR nr 07/2010 (niepublikowany).
- [113] Król R., Zombroń M., *Ocena poprawności doboru cech konstrukcyjnych wybranych krążników nośnych z wykorzystaniem MES*. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały. 2012, nr 42, 37–53.
- [114] Kropf-Eiler A., Overmeyer L., Wennkamp T., *Energy-optimized Conveyor Belts*; Bulk Solids Handling. Vol. 29, No.1, 2009.
- [115] Kulinowski P., *Metodyka zintegrowanego projektowania górniczych przenośników taśmowych*. Wydawnictwo AGH, Kraków 2012.
- [116] Kulinowski P., Kasza P., Kozubek A., *Badania przemysłowe obciążenia zestawu krążnikowego w aspekcie weryfikacji metod obliczeniowych*, Przegląd Górniczy, 2011, t. 67 nr 11, 92–97.
- [117] Kulinowski P., Wędrychowicz D., Zarzycki J., *Laboratoryjne badania wpływu geometrii zestawu krążnikowego na statyczne obciążenia krążników*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 2(8)/2010, 12–15.

- [118] Lodewijks, G., *The next generation low loss conveyor belts*. Bulk Solids Handling, 1, 52–56 (2012).
- [119] Lutyński, A., Kozubek A., *Eksploatacja przenośnika wznoszącego upadowej odstawczo-transportowej w KWK "Marcel"*. Maszyny Górnicze nr 2/2010
- [120] Patent. Polska, nr 203409. *Sposób zabezpieczenia krążnika przed przecięciem*. Zgłosz. nr 368782 z 13.12.2004. Opubl. 30.10.2009.
- [121] Rusiński E., *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [122] Sawicki W., Król R., *Ocena skuteczności wytłumienia krążników za pomocą analizy modalnej*. Górnictwo i geologia VIII. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej. Studia i Materiały, 31/2005.
- [123] Scheffzyk P., Jahn W., *Nowoczesna technika napędów przenośników taśmowych*, Transport Przemysłowy 3(17)/2004, Wrocław 2004.
- [124] Sołtysik L., *Wpływ urządzeń łagodnego rozruchu na pracę górniczych przenośników taśmowych*. Praca doktorska, Wydział Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej, Gliwice 1999 (niepublikowana).
- [125] Van den Hondel G., *Aramids for low weight and low rolling resistance of conveyor belts*, Proceedings of the Bulk Solids Europe 2010 conference, Glasgow 2010.
- [126] Żur T., *Modele obliczeniowe przenośników taśmowych uwzględniające losową zmienność obciążenia*, V Międzynarodowe Sympozjum „Nowe kierunki i doświadczenia w zakresie budowy i eksploatacji taśm transporterowych i urządzeń z nimi współpracujących”, FTT Stomil Wolbrom, Ustroń 1979
- [127] Żur T., *Projektowanie długich przenośników taśmowych dla nowych i modernizowanych systemów transportowych uruchamianych z początkiem XXI wieku*, XII Szkoła Jesienna – Podstawowe Problemy Transportu Kopalnianego. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej Nr 83, Konferencje Nr 22, Wrocław, 1998.
- [128] Żur T., *Przenośniki taśmowe w górnictwie*, Wydawnictwo „Śląsk” Sp. z o. o., Katowice 1979.





Politechnika
Wrocławska

Centrum Wiedzy
i Informacji Naukowo-Technicznej

374006 | 5

ISBN 978-83-937788-1-2