



KOMTECH 2017



Instytut Techniki Górniczej

INNOWACYJNE TECHNIKI I TECHNOLOGIE DLA GÓRNICTWA

BEZPIECZEŃSTWO - EFEKTYWNOŚĆ - NIEZAWODNOŚĆ

Gliwice 2017



KOMTECH 2017



INSTYTUT TECHNIKI GÓRNICZEJ

Praca zbiorowa

**INNOWACYJNE TECHNIKI I TECHNOLOGIE
DLA GÓRNICTWA**

BEZPIECZEŃSTWO – EFEKTYWNOŚĆ – NIEZAWODNOŚĆ

Monografia

Redakcja naukowa:

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

Recenzenci:

dr inż. Alfred Carbogno
dr inż. Marek Dudek
prof. dr hab. inż. Adam Klich
prof. dr hab. inż. Zygmunt Paszota
dr inż. Edward Pieczora
dr inż. Marcel Żołnierz

Redaktor techniczny:

Mgr Anna Okulińska
Mgr inż. Bogna Kolasińska

Wydawca: Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice, tel.: 32 2374100, 2374512

ISBN 978-83-65593-05-4
Copyright by Instytut Techniki Górniczej KOMAG

WPROWADZENIE

Prezentujemy Państwu kolejną monografię pt.: „Innowacyjne, Bezpieczne oraz Efektywne Techniki i Technologie dla Górnictwa – Bezpieczeństwo-Efektywność - Niezawodność”.

Zawarto w niej wyniki prac naukowych, badawczych i wdrożeniowych, realizowane przez polskie i zagraniczne jednostki naukowe oraz firmy z zaplecza przemysłu maszyn i urządzeń dla górnictwa. Są one dowodem na ciągłą aktywność ww. jednostek w tworzeniu innowacyjnych rozwiązań technicznych i organizacyjnych w dziedzinie górnictwa, ze szczególnym uwzględnieniem zagadnień bezpieczeństwa pracy i ochrony zdrowia pracowników. Powyższa działalność prowadzona jest w warunkach drastycznego spadku inwestycji w górnictwie i w związku z powyższym, w coraz trudniejszej sytuacji zaplecza tej branży. Dotyczy to zwłaszcza małych i średnich firm, w których zła sytuacja ekonomiczna nie sprzyja podejmowaniu ryzyka w realizacji nowych projektów. Górnictwo zapewnia jednak bezpieczeństwo energetyczne kraju i potencjał produkcyjny powinien być bezwzględnie utrzymany i doskonalony. Zakres tematyczny monografii obejmuje zagadnienia technik i technologii górniczych, układów hydrauliki oraz transportu pionowego. W szczególności przedstawiono rozwiązania techniczne: obudowy skrzyżowania ściana-chodnik, przewozu ludzi przenośnikami taśmowymi, ładowarki kołowej, układów zasilania i napędu hydraulicznego, platformy kontenerowej, zbrojenia szybów, skipów górniczych, wciągarek oraz badań lin stalowych.

Autorzy monografii serdecznie dziękują wszystkim recenzentom za wnikliwą i rzetelną ocenę publikowanych prac oraz wyrażają nadzieję, że przykłady opracowanych innowacyjnych technik i technologii dla górnictwa znajdą praktyczne zastosowanie, przyczyniając się do wzmocnienia potencjału bezpiecznego górnictwa.

prof. dr hab. inż. Adam Klich
dr inż. Antoni Kozieł
Redaktorzy naukowi monografii

Gliwice, wrzesień 2017 r.

SPIS TREŚCI

Rozdział I

TECHNOLOGIE I TECHNIKI GÓRNICZE

1. Koncepcja konstrukcyjna czepaka ładowarki kołowej do pracy w niskich wyrobiskach 6

Rozdział II

TRANSPORT PIONOWY

1. Mobilna platforma kontenerowa – innowacyjne rozwiązanie transportu pionowego23
2. Górniczy wyciąg szybowy szybu 2.1 Zakładu Górniczego LW „Bogdanka” S.A.30
3. Analiza możliwości przebudowy szybu Paderewski w Kopalni Soli „Wieliczka” bez wykorzystania górniczego wyciągu szybowego50
4. Doświadczenia poznawcze wynikające z diagnostycznych badań naprężeń doznawanych przez ciągła nośne skipów górniczych.....58
5. Zagadnienie obliczania zmęczeniowej trwałości projektowej ciągł nośnych skipu górniczego75
6. Analiza stanu naprężenia w urządzeniach załadowniczych komór skipowych96
7. Kontrola stanu technicznego zbrojenia szybowego.....108
8. Nieniszczące badania magnetyczne lin stalowych.....117
9. Charakterystyka prowadzenia linowego w świetle obowiązującego prawa125
10. Kryteria odkładania lin wciągarek głównych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego w świetle ich badań wytrzymałościowych.....135
11. Kontrola obciążeń lin górniczego wyciągu wielolinowego z bębniem odciskowym.....143
12. Badanie obciążeń lin w górniczych wciągach wielolinowych z bębniami odciskowymi157

Rozdział III
PROJEKTOWANIE ORAZ BADANIA
ELEMENTÓW I UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH

1. O strumieniu mocy w silniku lub w układzie napędowym	177
2. Projekt układu hydraulicznego z rekuperacją energii	187
3. Nowa koncepcja zasilacza hydraulicznego z regulacją według zasady stałego ciśnienia	202
4. Ocena konstrukcji i analiza uszkodzeń w prototypowych wysokociśnieniowych pompach zębatych poddanych testom niszczącym	213
5. Badania wytrzymałości węzłów konstrukcyjnych ze stali specjalnych	226
INDEKS AUTORÓW	241

Koncepcja konstrukcyjna czerpaka ładowarki kołowej do pracy w niskich wyrobiskach

Krzysztof Kotwica - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Łukasz Klimas - VIS Sp. z o.o. Bielsko Biała

Streszczenie: W rozdziale zaprezentowano nową koncepcję rozwiązania konstrukcyjnego czerpaka o pojemności do 2 m³ usprawniającego pracę ładowarki kołowej w niskich wyrobiskach. Zaprojektowany został nowy sposób mocowania czerpaka do wysięgnika, który pozwolił na ograniczenie gabarytów wyrobiska (głównie wysokości) do przemieszczania się ładowarki oraz całkowitego wysypania urobku. Konstrukcja została dostosowana do montażu na wysięgnikach ładowarek najczęściej stosowanych obecnie. Opracowany został model 3D czerpaka za pomocą programu Solidworks. Na wykonanym modelu przeprowadzono analizę kinematyczną, porównując możliwości kinematyczne nowego czerpaka z dotychczas stosowanymi konstrukcjami. Przedstawiono także wyniki analizy wytrzymałościowej metodą elementów skończonych w celu weryfikacji poprawności założeń konstrukcyjnych nowego rozwiązania.

Construction concept of a bucket of wheel loader for work in low excavations

Abstract: The paper presents a new concept of construction solution of a bucket with a capacity of up to 2 m³ facilitating the operation of a wheel loader in low excavations. A new way of attaching the bucket to the boom was designed, which allowed to limit the dimension of excavation (mainly height) to move the loader and to completely unloading of the bucket. The construction was adapted for mounting on the booms of the most commonly used loaders. The 3D model of the bucket has been developed with Solidworks. On this model a kinematic analysis was performed, comparing the kinematical possibilities of the new bucket with hitherto used constructions. The results of strength analysis using the finite element method were also presented to verify the correctness of the design assumptions of the new solution.

1. Wprowadzenie

Górnictwo podziemne stawia przed konstruktorami coraz większe wymagania. Kopalnie stają się coraz głębsze a wyrobiska eksploatacyjne mają często coraz mniejsze wymiary. Powoduje to, że dotychczas stosowane konstrukcje maszyn przestają sobie radzić w nowych warunkach pracy. Jednym z przykładów takich maszyn są ładowarki kołowe wysypujące przodem.

Stosowane bardzo często w górnictwie rudnym ładowarki kołowe muszą sprostać warunkom tam panującym. Dążone w tych kopalniach wyrobiska korytarzowe są coraz mniejsze, a ich stropy niższe. Powoduje to pojawianie się problemu przejazdu oraz rozładunku czerpaka ładowarki, który potrzebuje do tego celu odpowiedniej wysokości. Aby mógł zostać przeprowadzony załadunek urobku na wóz odstawczy za pomocą ładowarki kołowej, musi ona wzniesić czepak z urobkiem znacznie ponad wysokość bocznej burty skrzyni załadowniczej.

Obecnie stosowane konstrukcje do pełnego opróżnienia wymagają wysokiego podniesienia wysięgnika ładowarki. Utrudnia to prace w niskich wyrobiskach i może doprowadzić do wstrzymania pracy, gdy wyrobisko będzie zbyt niskie. Opracowywane są nowoczesne konstrukcje mające na celu zapobieganie takim sytuacjom. Większość takich rozwiązań opiera się o dodatkowe elementy wypychające urobek. Przykładem takiego rozwiązania jest montowanie wychylnej płyty w czerpakach firmy KGHM ZANAM. Jest to jednak konstrukcja składająca się z wielu części, co zwiększa koszty takiego czerpaka oraz zwiększa ryzyko jego awarii. Dlatego celowym jest opracowanie nowej konstrukcji czerpaka. Powinien cechować się on prostą konstrukcją oraz rozwiązywać problem pracy w mocno ograniczonych przestrzeniach wyrobisk korytarzowych podziemnych kopalni. Nowa konstrukcja musi być także dostosowana do obecnie eksploatowanych ładowarek, aby była możliwa ich modernizacja przy jak najmniejszych kosztach oraz nakładzie pracy.

2. Ładowarki kołowe czołowo wysypujące

Ładowarki kołowe łyżkowe czołowo wysypujące są najczęściej stosowanymi pojazdami wykorzystywanymi do ładowania i odstawy przodkowej w kopalniach, gdzie wydobyte minerały użytecznego realizowane jest w systemie filarowo-komorowym. Maszyny te pracują jako wozy ładująco-odstawcze, ale głównie spełniają tylko zadania ładowania urobku na wozy odstawcze. Budowa takiego pojazdu jest podobna do innych maszyn stosowanych do pracy w kopalniach rudnych jak np. wozy kotwiące i wierzące na podwoziu kołowym oponowym [1, 9].

Maszyny tego typu są zwrotne i mobilne, co zapewnia przegubowe podwozie z oponowymi kołami. W budowie ładowarki kołowej przegubowej (rys. 1) wyróżniamy dwa główne człony, którymi są ciągnik 1 oraz platforma ładująca 2. Człony te są ze sobą połączone przegubem 3 o pionowej osi obrotu, który jest tocznie ułożyskowany. Zastosowanie przegubu sprawia, że ładowarka jest bardzo zwrotna i pozwala na skręt maszyny w obydwu kierunkach od osi pojazdu o kąt 45° . Takie rozwiązanie świetnie sprawdza się w wąskich wyrobiskach przecinających się wzajemnie pod kątem prostym. Na ciągniku znajduje się silnik wysokoprężny 5 wraz ze zmiennikiem momentu, czterobiegową pełnonawrotną i przełączalną pod obciążeniem skrzynią biegów oraz most napędowy, który jest zamocowany wahliwie. Warunki pracy wymagają, by silniki spalinowe były wyposażone w dodatkowe podzespoły takie jak katalizator, dopalacze spalin i sadzy oraz chłodnicę zapewniające wylot spalin z silnika o dopuszczalnej temperaturze i składzie chemicznym. Ciągnik jest również miejscem, gdzie znajdują się zbiorniki: hydrauliczny, paliwowy oraz elementy układu hydraulicznego, pneumatycznego, hamulcowego. Operator siedzi w kabinie na fotelu zamontowanym poprzecznie do kierunku jazdy, ponieważ takie ustawienie zapewnia dobrą widoczność w dwóch kierunkach jazdy, czyli do przodu i do tyłu, a także jest wygodne dla operatora. Kabina operatora znajduje się po lewej stronie pojazdu. Jedną z cech różniących ładowarki od wozów kotwiących i wierzących na podwoziu kołowym oponowym jest brak bębna z elektrycznym przewodem zasilającym. Silnik spalinowy dostarcza moc do agregatu hydraulicznego [1].

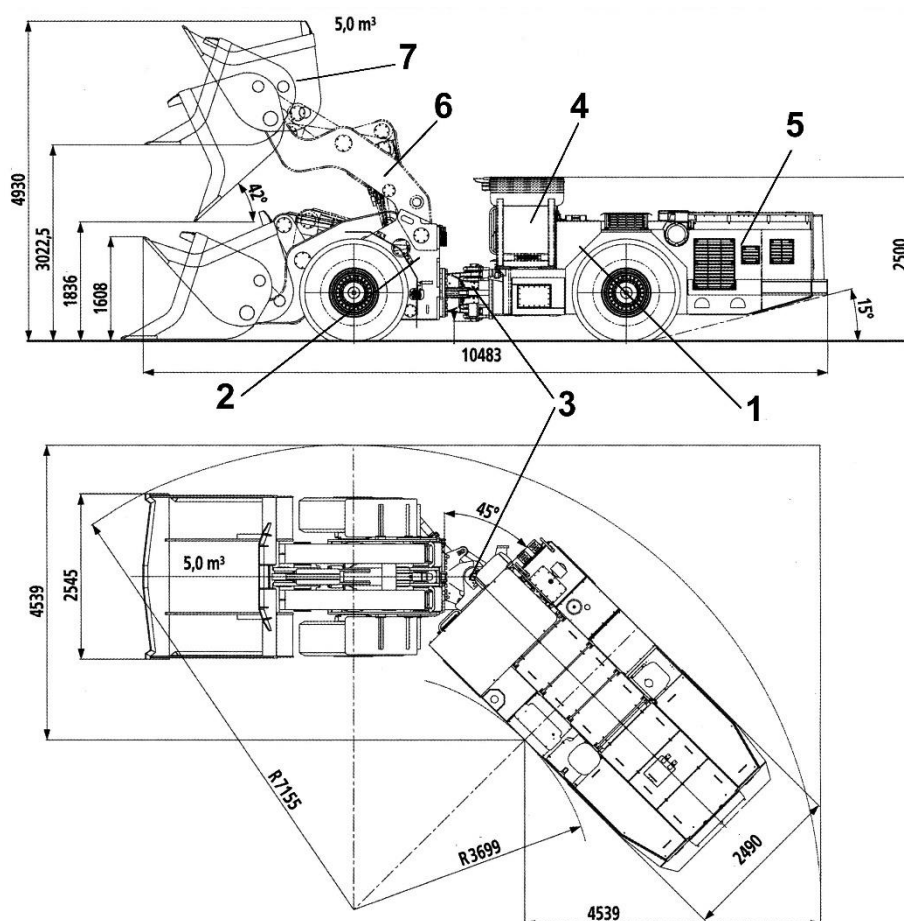
Na platformie ładującej znajduje się układ roboczy służący do ładowania urobku. Składa się on z wysięgnika 6, czerpaka 7, siłowników hydraulicznych oraz cięgien, tworzących prostowody, zapewniających równoległe poruszanie się łyżki przy podnoszeniu. Znajduje się tu również most napędowy [1].

Ładowarki kołowe stosowane w górnictwie podziemnym muszą sprostać różnym wymaganiom, z którymi się spotykają. Każde miejsce pracy ładowarek charakteryzuje się swoimi indywidualnymi warunkami. Z tego powodu maszyny te są budowane w wielu odmianach. Różnią się one między sobą wielkością, ładownością, rodzajem napędu i sposobem jego przekazywania oraz innymi parametrami.

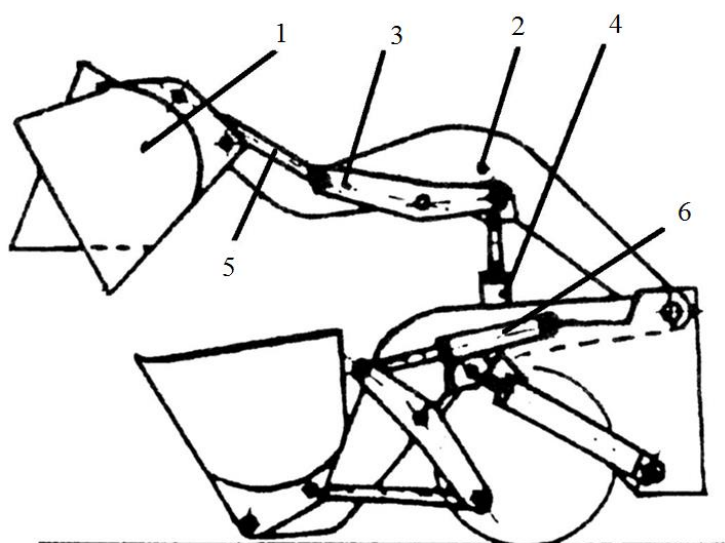
3. Osprzęt roboczy ładowarki

Osprzętem roboczym ładowarki przegubowej kołowej nazywa się układ wysięgnik ramienia z prostowodami i zamontowanym na nich czerpakiem. Jest to najistotniejszy element pojazdu. To dzięki niemu ładowarka może wykonywać swoją pracę.

Rysunek 2 przedstawia budowę układu roboczego ładowarki wysypującej czołowo. Układ prostowodów tworzy wyprofilowane dwudzielne ramię 2, które jest przegubowo zamocowane do ramy platformy ładującej z jednej strony, a z drugiej strony do ramienia przymocowana jest przegubowo łyżka ładowarki 1. Ramię podnoszone jest przez dwa siłowniki hydrauliczne 4, które są przymocowane przegubowo do sworznia.



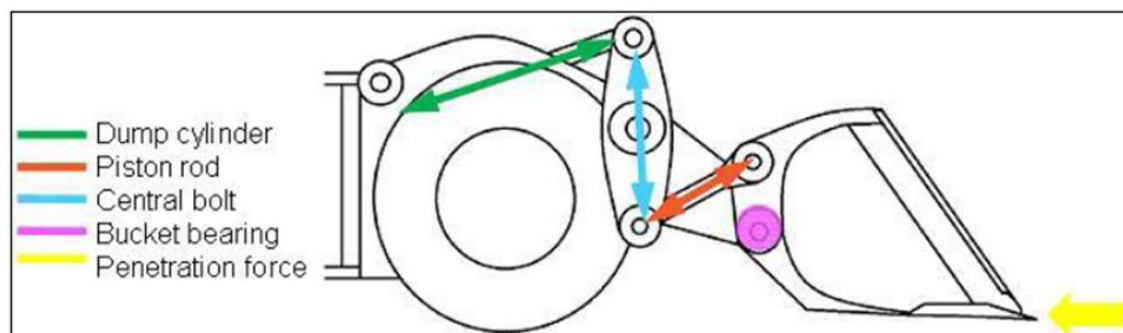
Rys. 1. Budowa ładowarki na podwoziu oponowym, czołowo wysypującej firmy Schopf [1, 9]



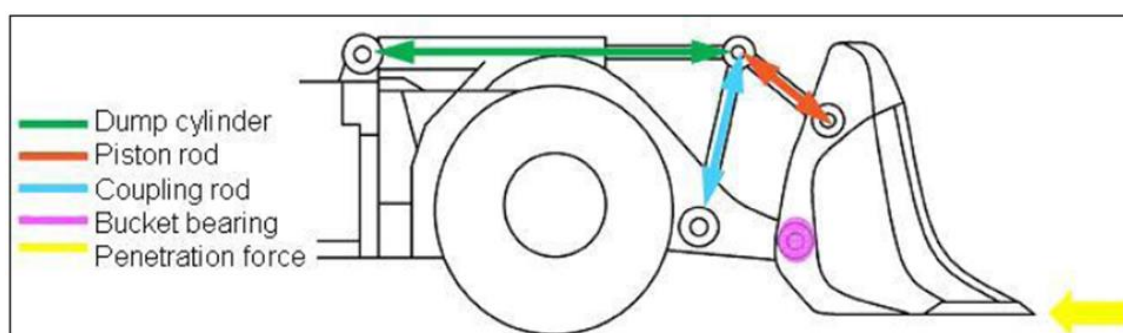
Rys. 2. Schemat układu roboczego prostowodów do manewrowania
łyżką ładowarki wysypującej czołowo [2]

Łączy on dwie części ramienia na pierwszym wygięciu jego profilu. Z drugiej strony siłowniki są przymocowane przegubowo do ramy platformy ładującej od dołu. Również do ramienia 2 w jego środkowej części przymocowane jest przegubowo ramię dźwigni 3, które jednym końcem połączone jest z łyżką ładującą ciągnem 5. Drugim końcem ramię przymocowane jest do tłoczyska siłownika 6, którego cylinder zamocowany jest przegubowo do ramienia wspornika górnego ramy platformy ładującej. Poruszanie siłownikiem 4 pozwala na podnoszenie i opuszczanie ramienia 2 wraz z czerpakiem 1. Siłownik 6 służy do otwierania i zamykania łyżki niezależnie od położenia ramienia. Takie możliwości ruchowe układu prostowodów umożliwiają opuszczenie łyżki ładującej do położenia, w którym następuje zaczerpnięcie urobku do czerpaka przez uruchomienie podwozia i najazd na pryzmę urobku, z jednoczesnym zamknięciem czerpaka ładowarki do takiej pozycji aby płaszczyzna otworu czerpaka znajdowała się w poziomie. Przy takim położeniu podnosi się czerpak do góry. Jest to potrzebne, aby znajdujący się w czerpaku urobek nie wysypał się [2].

Innym istotnym elementem osprzętu roboczego jest ramię wysięgnika. Jest to podzespół, na którym jest montowany czepak ładowarki i służy do jego podnoszenia. Na ramieniu znajdują się układy prostowodów odpowiadające za prowadzenie czepaka z trakcie jego podnoszenia. Wyróżnia się dwa główne rodzaje tych układów typu Z i T. Na rysunku 3Rys. przedstawiony został układ kinematyczny prostowodów typu Z. Prosta budowa takiego układu bardzo często znajduje zastosowanie w maszynach górniczych. Prostowod w układzie typu Z pozwalają na generowanie większych sił przy podnoszeniu czepaka z urobkiem w porównaniu do układu typu T przedstawionego na rysunku 4 o około 3-4 razy. Ponadto w ramieniu z układem prostowodów typu Z montuje się siłownik hydrauliczny o mniejszej długości. Zastosowanie takiego siłownika powoduje, że czepak zostaje szybciej zamykany i otwierany podczas nabierania urobku [1].



Rys. 3. Schemat układu kinematycznego prostowodów typu Z [1]

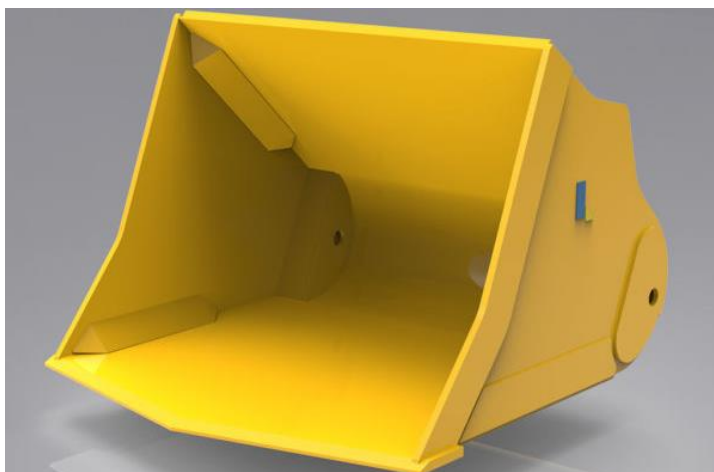


Rys. 4. Schemat układu kinematycznego prostowodów typu T [1]

Oba rozwiązania układów kinematycznych służą do utrzymywania poziomej płaszczyzny otworu czerpaka przy jego podnoszeniu z urobkiem. Układ prostowodów typu T charakteryzuje nieco mniej skomplikowana i prostsza budowa. Ze względu na warunki panujące w górnictwie podziemnym, czyli konieczność radzenia sobie z ekstremalnymi siłami i naprężeniami oraz wydajnej pracy i solidności konstrukcji ramienia ładowarki najczęściej wybiera się rozwiązanie typu Z. Również w ładowarkach stosowanych poza górnictwem podziemnym najczęściej stosowany jest układ typu Z. Świadczy to o jego większej uniwersalności i niezawodności.

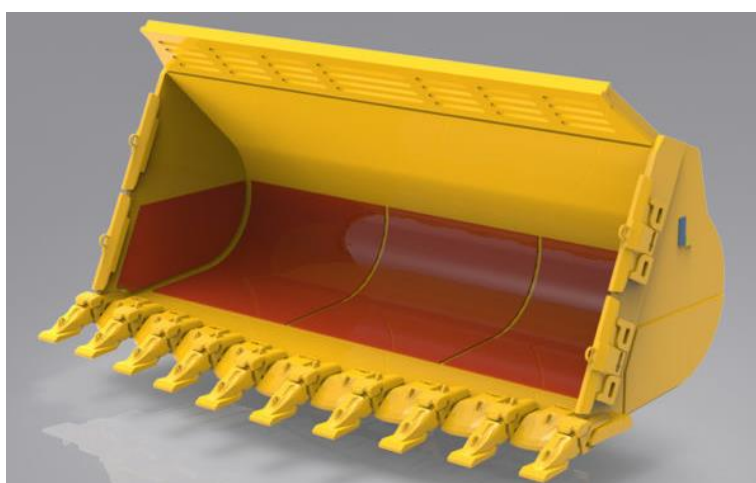
Czerpaki ładowarek czołowo wysypujących są bardzo zróżnicowane w budowie. W dzisiejszym górnictwie podziemnym stosuje się wiele rozwiązań konstrukcyjnych usprawniających pracę ładowarki. Największą grupę czerpaków stanowią proste łyżki z blachami mocującymi przyspawanymi w tylnej części konstrukcji. Nie posiadają one żadnych dodatkowych mechanizmów do opróżniania czerpaka z urobku i następuje to poprzez podniesienie i odpowiednie jego wychylenie.

Bardzo liczną grupę stanowią czerpaki z płaską krawędzią dolną. Znajduje ona zastosowanie w miejscach, gdzie urobek łatwo jest odspoić od podłoża. Jest to konstrukcja prosta i ze względu na brak dodatkowych elementów stosunkowo tania. Rysunek 5 przedstawia czerpak tego typu produkowany przez firmę Lameter [8].



Rys. 5. Czerpak z płaską krawędzią firmy Lameter [8]

W miejscach gdzie urobek jest mocno zbrylony może wystąpić trudność z jego zaczerpnięciem. Aby poradzić sobie z takim problemem należy zwiększyć siłę odspajania. Osiąga się to poprzez uzbrojenie łyżki w zęby montowane do dolnej krawędzi czerpaka. Przez zastosowanie zębów siła odspajania skupia się na ich znacznie mniejszej powierzchni. Generuje to większy nacisk na materiał urobku i dzięki temu ułatwia jego nabranie na łyżkę. Rysunek 6 pokazuje czerpak z zamontowanymi zębami firmy Lameter.



Rys. 6. Czerpak uzbrojony w zęby firmy Lameter [8]

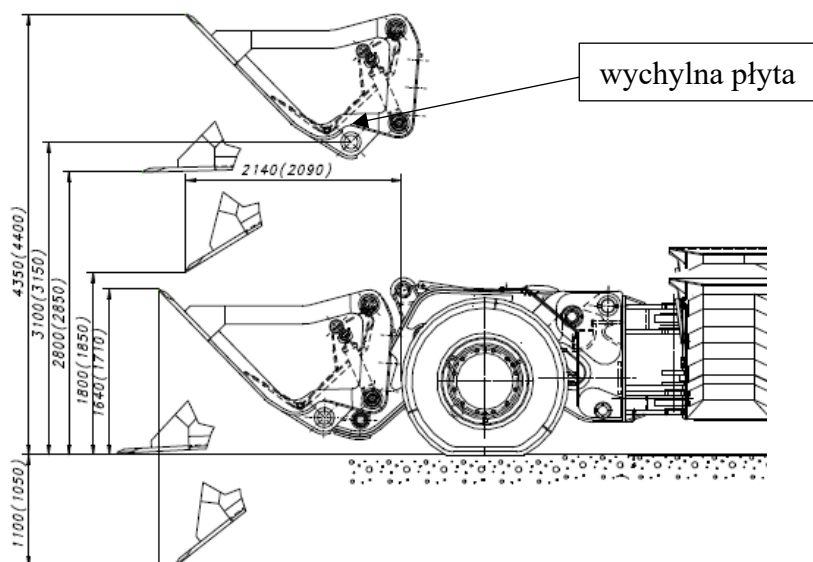
Innym rozwiązaniem konstrukcyjnym łyżki ładowarki jest przemieszczenie miejsca jej mocowania do wewnątrz czerpaka. Taki sposób mocowania znalazł zastosowanie w czerpakach o dużych pojemnościach. Punkt zaczepienia czerpaka do ramienia wysięgnika ładowarki znajduje się w tylnej części łyżki blisko dolnej i tylnej jej płyty. Taka konstrukcja cechuje się ograniczeniem rozmiarów czerpaka, co jest korzystne dla maszyn o dużych wymiarach. Pozwala to na dokładniejsze dopasowanie zarysu łyżki do profilu ramienia wysięgnika ładowarki. Czerpaki tego typu najczęściej stosowane są w ładowarkach dla górnictwa odkrywkowego. Przykład czerpaka ładowarki Caterpillar z wewnętrznym mocowaniem przedstawia rysunek 7 [6].

W warunkach ograniczonej przestrzeni występuje problem z opróżnieniem urobku z czerpaka. Dzieje się tak, gdy strop wyrobiska jest zbyt niski i podniesienie łyżki na wymaganą wysokość staje się niemożliwe. Z tego powodu opracowano metodę wypychania urobku poprzez wychylenie tylnej płyty czerpaka i wyładunek materiału bez konieczności podnoszenia łyżki.



Rys. 7. Czerpak firmy Caterpillar z wewnętrznym mocowaniem [6]

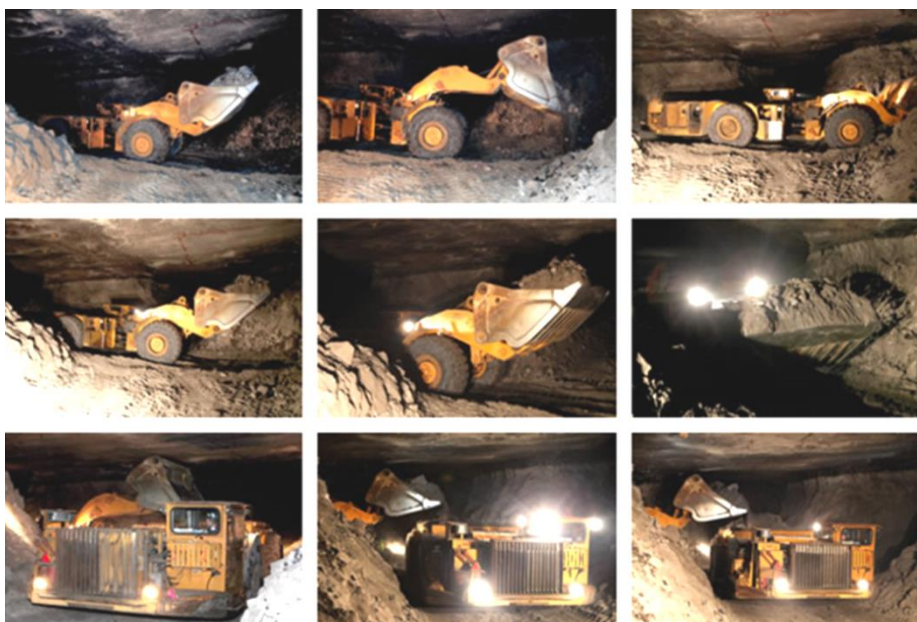
Takie rozwiązanie zostało skonstruowane przez firmę KGHM ZANAM i przedstawione jest na rysunku 8. Niesie to jednak konieczność wyposażenia konstrukcji czerpaka w dodatkowe części, co generuje zwiększone koszty. Stwarza to również niebezpieczeństwo uszkodzenia któregoś z elementów, ponieważ znajdują się one w ciągłym kontakcie z urobkiem [4, 7].



Rys. 8. Ładowarka LKP-0903 z czerpakiem o wychylnej tylnej płycie [4, 7]

4. Zasada pracy ładowarki czołowo wysypującej

Ładowarki łyżkowe wysypujące przodem cechują się charakterystyczną technologią zaczerpywania urobku oraz jego rozładunku. Do wykonania załadunku i rozładunku musi być wykonana dodatkowa wcinka lub muszą zostać wykonane wyrobiska korytarzowe w sieci wyrobisk wzajemnie prostopadłych. Proces ładowania dzieli się na kilka faz. W pierwszej fazie ładowarka zajmuje pozycję w przodku taką, że czerpakiem skierowana jest w kierunku czoła przodka i następuje załadunek urobku poprzez opuszczenie czerpaka i uruchomienie podwozia z prędkością roboczą. Po załadunku urobku na czerpak następuje jego zamknięcie i podniesienie do góry, a następnie ładowarka przejeżdża do wcinki lub wycofuje się za wcinkę. Gdy ładowarka znajduje się już we wcinie, następuje przyjazd wozu odstawczego i jego zatrzymanie prostopadłe do osi ładowarki. Po podjechaniu i podniesieniu czerpaka nad skrzynię załadowczą wozu odstawczego następuje wysypanie urobku poprzez wychylenie czerpaka. Fazy te powtarza się aż do zapełnienia skrzyni załadowczej wozu odstawczego. Na rysunku 9 przedstawiony został proces ładowania i rozładunku z wykorzystaniem ładowarki kołowej i wozu odstawczego [3, 5].



Rys. 9. Kolejność operacji podczas załadunku urobku na wóz odstawczy za pomocą ładowarki oponowej wysypującej czołowo [3, 5]

Wydajność ładowarki w pracy jako pojazdu ładującego-odstawczego zależy od długości drogi odstawy i najbardziej opłacalna jest przy długości trasy odstawy nie większej niż 100 m. Innymi czynnikami wpływającymi na wydajność ładowarki jest pojemność łyżki ładującej pojazdu oraz mobilność podwozia. Im większa pojemność czerpaka ładującego tym wydajniejsza praca na drodze odstawy o tej samej długości. Produkowane w dzisiejszych czasach ładowarki przegubowe kołowe wyposażone są w czerpaki o pojemnościach od 0,5 m³ do nawet 12 m³.

Na rysunku 10 przedstawione zostały ładowarki o różnej pojemności łyżki, stosowane w górnictwie rudy miedzi, firmy KGHM ZANAM typ LKP 0301o pojemności łyżki 1,6 m³ do

pokładów niskich i typ LKP 0903 o pojemności łyżki $4,5 \text{ m}^3$ do pokładów średnich i wysokich. Firma ta produkuje ładowarki o bardzo szerokim zakresie parametrów.



Rys. 10. Widok ładowarek firmy KGHM ZANAM: po lewej typ LKP 0903 o pojemności łyżki $4,5 \text{ m}^3$ i po prawej LKP 0301 o pojemności łyżki $1,6 \text{ m}^3$ [4, 7]

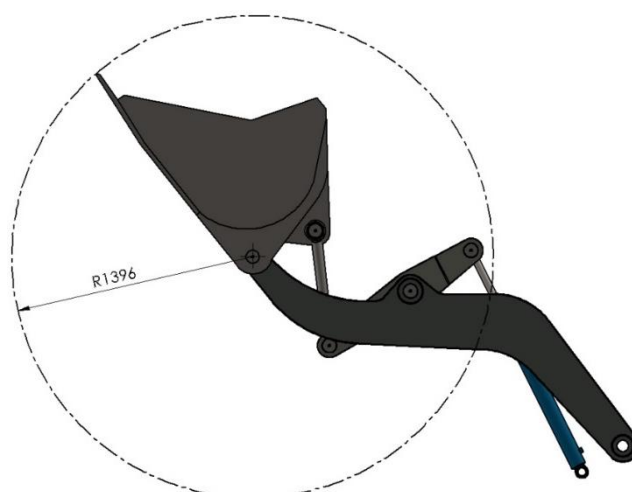
5. Koncepcja czepaka do niskich wyrobisk

W dzisiejszym górnictwie w kopalniach podziemnych coraz większym problemem staje się malejąca przestrzeń w wyrobiskach korytarzowych. Korytarze wyrobisk drążone są na większych głębokościach, gdzie transport urobku odbywa się na coraz większych dystansach. Dlatego drążenie tych wyrobisk generuje coraz większe koszty. Dzięki zmniejszaniu wymiarów wyrobiska, ilość pracy i ilość transportowanego urobku jest mniejsza, a to pozwala na ograniczenie kosztów drążenia. Stawia to przed konstruktorami wymóg projektowania maszyn w taki sposób aby były przystosowane do stale malejącej wysokości stropu.

Pojazdy górnicze mimo, że są ciągle unowocześniane i projektowane tak, aby mogły sprostać wymaganiom zmniejszającej się przestrzeni wyrobisk nie mogą być zbyt małe dla operatora siedzącego w ich wnętrzu. Z tej przyczyny wymyśla się i udoskonala sposób pracy maszyn i pojazdów kopalnianych tak, aby nie potrzebowały dużo miejsca. Jednym z pojazdów, dla którego wysokość wyrobiska korytarzowego jest znacznym ograniczeniem jest ładowarka łyżkowa wysypująca urobek przodem.

Czynność sprawiająca problem przy niskim stropie to wyładunek. Należy wtedy unieść czepak do góry i go obrócić. Jego konstrukcja wymusza w takim przypadku odpowiednią wysokość do wysypania urobku. Dlatego rozwiązanie tego problemu można osiągnąć poprzez zmianę budowy łyżki.

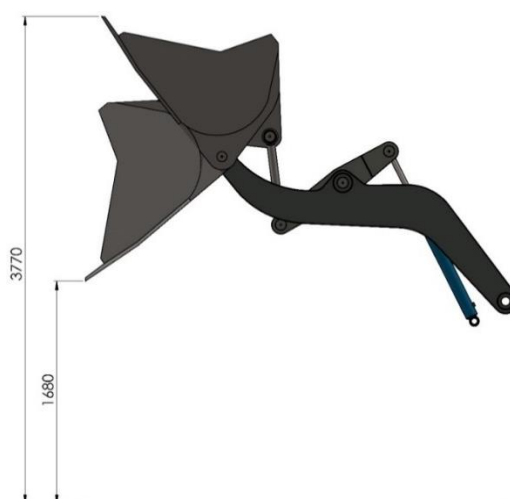
Klasyczny czepak składa się z kadłuba wykonanego z blach spawanych, w którym możemy wyróżnić ściany boczne, dno, zęby lub płaską krawędź i wzmocnienia. Taki czepak jest mocowany do wysięgnika za pomocą blach przyspawanych w tylnej części kadłuba. Wystają one znacznie poza obrys zewnętrzny konstrukcji czepaka. Taki sposób mocowania powoduje, że oś obrotu znajduje się poza krawędzią obrysu bocznego całej konstrukcji. Zwiększa to promień, po którym porusza się czepak w czasie jego otwierania i zamykania. Pokazane jest to na rysunku 11.



Rys. 11. Wielkość promienia okręgu obrotu na przykładzie czerpaka ładowarki LK-1M firmy KGHM ZANAM o pojemności 1,5 m³

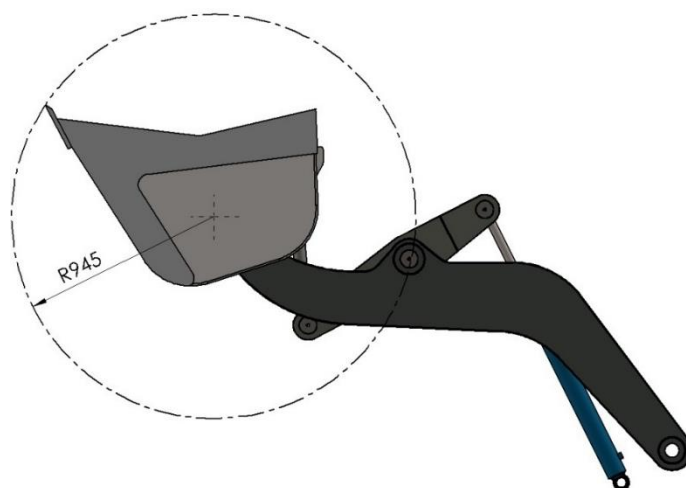
Przewożenie urobku w czerpaku nie wymaga podnoszenia wysięgnika wysoko do góry, ale aby wysypać go do wozu odstawczego należy podnieść czerpak znacznie ponad krawędź burty skrzyni załadowniczej. W takim położeniu górna krawędź czerpaka znajduje się tuż przy stropie wyrobisk korytarzowych. Może to spowodować, że zbyt niskie wyrobisko mocno utrudni lub nawet uniemożliwi rozładunek. Po otwarciu cały urobek powinien swobodnie wysypać się na wóz odstawczy. Rysunek 12 przedstawia podniesiony wysięgnik w czasie wysypu urobku do wozu odstawczego.

Dlatego opracowano koncepcję czerpaka, który będzie umożliwiać efektywną pracę ładowarki w wyrobiskach o mniejszych wysokościach, niż dla czerpaka o klasycznej konstrukcji. Nie zostanie zmieniona objętość robocza czerpaka i będzie on przystosowany do montażu na ładowarkach obecnie używanych bez konieczności ich modyfikacji. Proponowana konstrukcja czerpaka została zaprojektowana dla ładowarek o maksymalnej pojemności 2 m³ oraz przystosowana do wysięgnika ładowarki LKP- 0406 firmy KGHM ZANAM.



Rys. 12. Podniesiony wysięgnik ładowarki w trakcie podjazdu i rozładunku nad wozem odstawczym

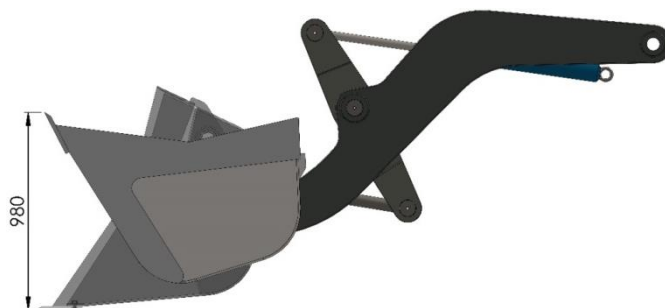
W opracowanej koncepcji zaproponowano aby czerpak był zamocowany do elementu nośnego wysięgnika oraz układu obrotu bez konieczności ich zmiany, co w dużym stopniu ułatwiłoby montaż oraz ograniczyło koszty wyposażenia ładowarek w nowy rodzaj czerpaka. Koncepcja nowego czerpaka opiera się na zmianie konstrukcji miejsca jego zamocowania do wysięgnika ładowarki. Środek obrotu został umieszczony jak najbliżej środka ciężkości przekroju poprzecznego łyżki. Dzięki takiej zmianie konstrukcji znacząco zmniejszony został promień obrotu czerpaka, co pokazuje rysunek 13.



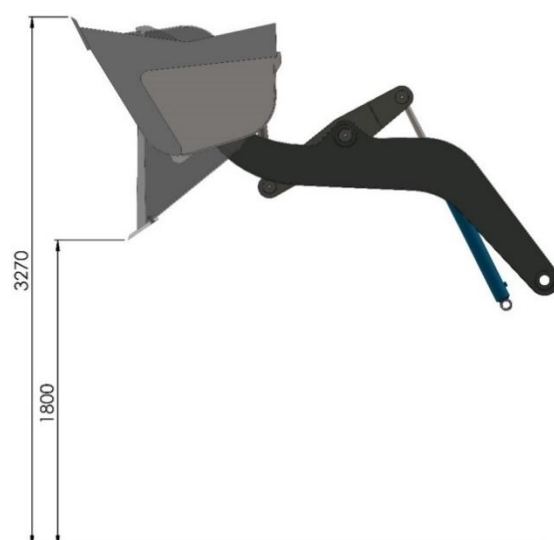
Rys. 13. Promień okręgu obrotu nowego czerpaka

Dzięki tak umieszczonej osi obrotu czerpaka jego opróżnienie staje się dużo łatwiejsze w niskich wyrobiskach. W tym przypadku nie jest konieczne tak wysokie unoszenie łyżki jak w przypadku klasycznej konstrukcji. Rysunki 14 i 15 przedstawiają wysięgnik z nową konstrukcją czerpaka w pozycji nabierania i wysypywania urobku.

W trakcie transportu urobku przez wyrobisko korytarzowe wysięgnik pozostaje w pozycji opuszczonej z zamkniętą łyżką. W pozycji z zamkniętym czerpakiem jego górna krawędź znajduje się ok. 860 mm ponad podłożem wyrobiska. Pozwala to na zmniejszenie wysokości potrzebnych do transportu i rozładowania urobku. Zaproponowane rozwiązanie w porównaniu do klasycznej konstrukcji czerpaka znacznie poprawia parametry pracy ładowarki.

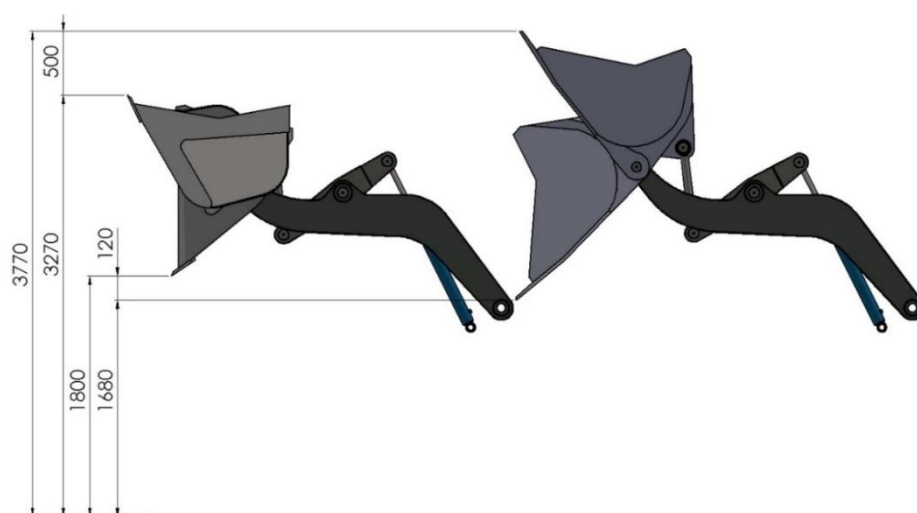


Rys. 14. Schemat opuszczonego wysięgnika z nowym czerpakiem w trakcie nabierania i transportu urobku



Rys. 15. Schemat wysięgnika podniesionego do rozładowania czerpaka

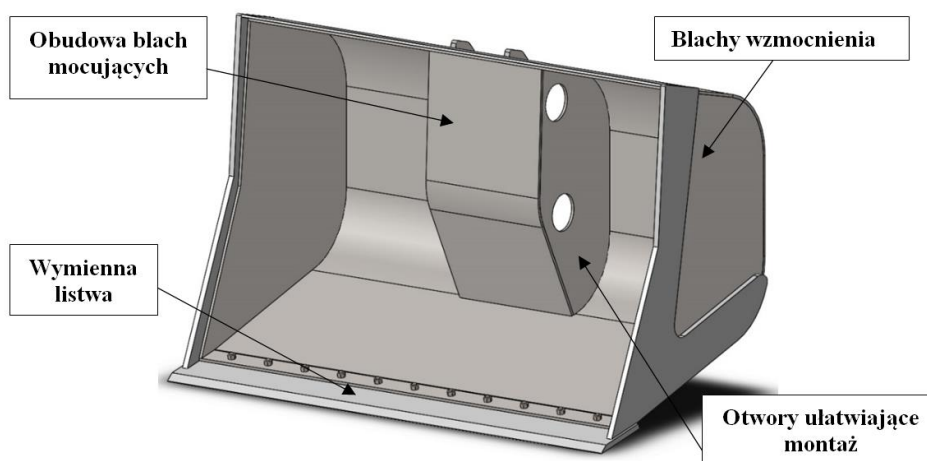
W przypadku czerpaka z urobkiem, zamkniętego do pozycji transportowej taka konstrukcja umożliwia zredukowanie maksymalnej wysokości górnej krawędzi łyżki o 500 mm, pokazano to na schemacie na rysunku 16. Pozwala to również na wyładunek z pełnym opróżnieniem czerpaka na wysokości o 120 mm wyższej. Biorąc pod uwagę poszczególne etapy wyładunku dla obydwu wersji czerpaka można stwierdzić, że uzyskano wyraźne obniżenie maksymalnej wysokości górnej krawędzi czerpaka. Daje to możliwość wysypu urobku z czerpaka na wóz odstawczy w wyrobisku, którego strop znajduje się niżej niż w sytuacji gdy używana jest klasyczna konstrukcja. Inną możliwością jest użycie wozu odstawczego o większej ładowności.



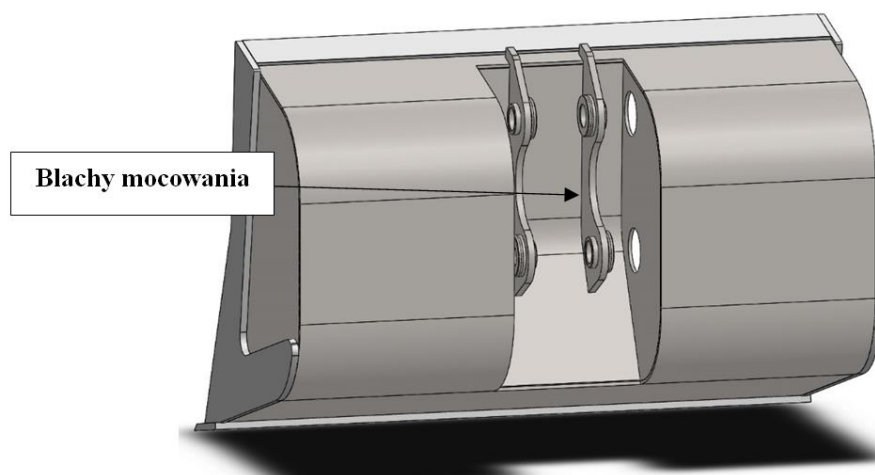
Rys. 16. Różnica wysokości przy wyładunku w porównaniu nowej wersji czerpaka (po lewej) i klasycznej konstrukcji (po prawej)

6. Konstrukcja czepaka

Nowa konstrukcja czepaka ładowarki odróżnia się przede wszystkim miejscem mocowania do wysięgnika ładowarki. Został on przeniesiony do wewnątrz czepaka. Ta zmiana wymagała wstawienia dodatkowych blach w środku kadłuba osłaniających mocowanie konstrukcji. To z kolei spowodowało odjęcie użytecznej objętości czepaka. W celu zrekompensowania tego ubytku objętości tylna część kadłuba została poszerzona a jego kształt zmieniony z okrągłego na prostokątny z zaokrąglonymi krawędziami. Dzięki temu mimo występującemu wewnątrz mocowania, objętość robocza czepaka nie uległa zmniejszeniu. Na rysunkach 17 i 18 pokazano widoki modelu nowego rozwiązania czepaka z przodu i tyłu.



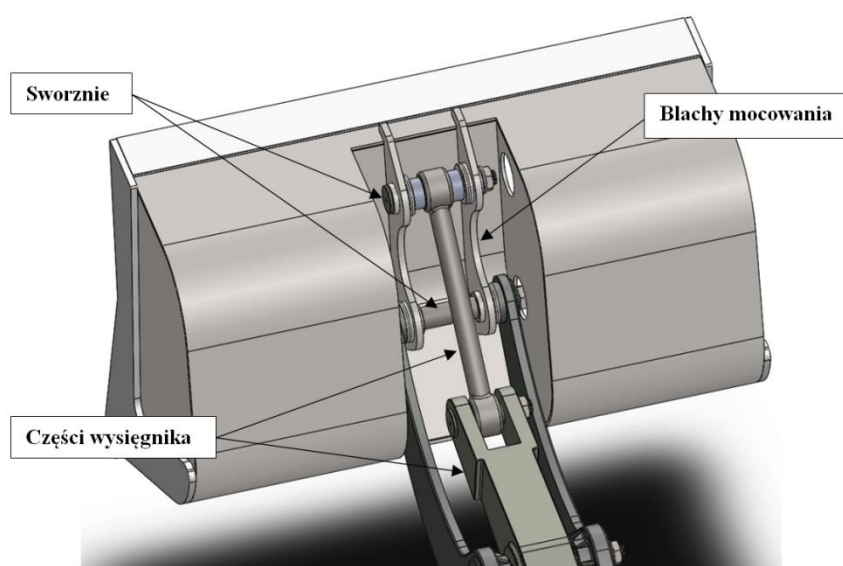
Rys. 17. Widok z przodu modelu koncepcji czepaka



Rys. 18. Widok z tyłu modelu koncepcji czepaka

Umieszczenie blach mocowania wewnątrz konstrukcji czepaka ma na celu zmianę położenia jego osi obrotu. Oś ta została przesunięta jak najbliżej środka ciężkości przekroju poprzecznego. Dzięki przesunięciu jej właśnie w takie położenie, czepak może obracać się po mniejszym promieniu niż w przypadku klasycznego rozwiązania. Ponadto wymiary gabarytowe czepaka są znacznie mniejsze przy zachowaniu niezmięnionej pojemności roboczej. Zmniejszone gabaryty wynikają z braku elementów mocowania znajdujących się poza zarysem zewnętrznym przekroju poprzecznego nowej konstrukcji łyżki. To pozwoliło na ograniczenie wysokości podniesionego zespołu wysięgnika ładowarki z zamontowaną na nim łyżką o ponad 500 mm.

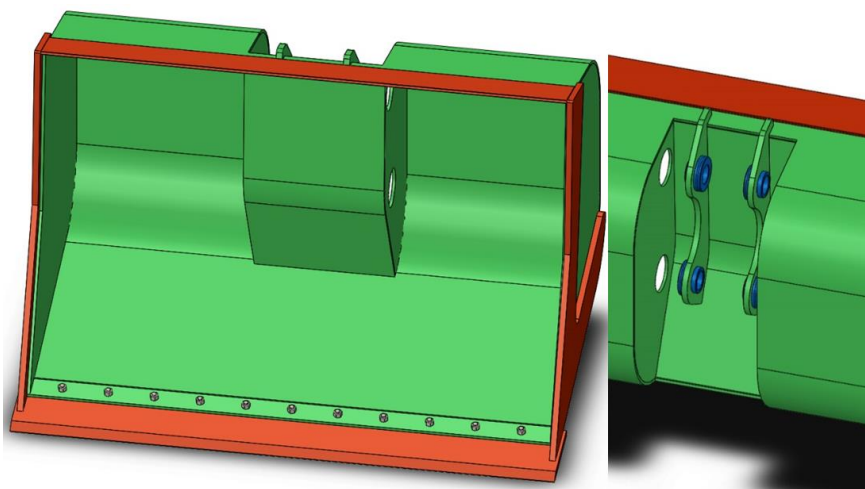
Blachy mocujące są elementami, na których utrzymuje się cała konstrukcja czepaka wraz z urobkiem. Umieszczone są one w tylnej części kadłuba w jego wnętrzu. Muszą być one odpowiednio wytrzymałe, żeby nie wystąpiły żadne uszkodzenia podczas eksploatacji czepaka ładowarki. Blachy mocowania nowego czepaka mają otwory, w których umieszczone są tuleje, z którymi współpracują sworznie łączące czepak z wysięgnikiem ładowarki oraz układem obrotu pozwalającym na jego otwieranie i zamykanie. Pokazano to na rysunku 19.



Rys. 19. Blachy mocowania ze współpracującymi elementami

Elementami narażonymi na zwiększone zużycie są wymienna listwa i ściany boczne czepaka oraz jego górna krawędź. Aby zapobiec ich uszkodzeniu zastosowane są w tych miejscach blachy wzmacniające. Są one wykonane w taki sposób aby zapewnić wzmocnienie narażonych krawędzi, a nie zwiększyć przy tym znacznie masy konstrukcji. Blachy te tak jak wymienna listwa wykonane są z materiału o większej wytrzymałości. Poszczególne elementy czepaka wykonane są z trzech rodzajów stali różniących się od siebie właściwościami. Elementy poddane dużemu ścieraniu wykonane są z trudnościeralnej stali Hardox 500. Główne części konstrukcji czepaka zrobione z blach ze stali 18G2A, która jest powszechnie wykorzystywana w podobnych konstrukcjach. Tuleje współpracujące ze sworzniami wykonane

są ze stali jakościowej 40H, która może być ulepszana cieplnie. Rysunek 20 przedstawia materiały z jakich jest wykonany czerpak, oznaczone kolorami.



Rys. 20. Materiały użyte w konstrukcji nowego czerpaka zaznaczone kolorami
(Hardox 500- czerwony, 18G2A- zielony, 40H- niebieski)

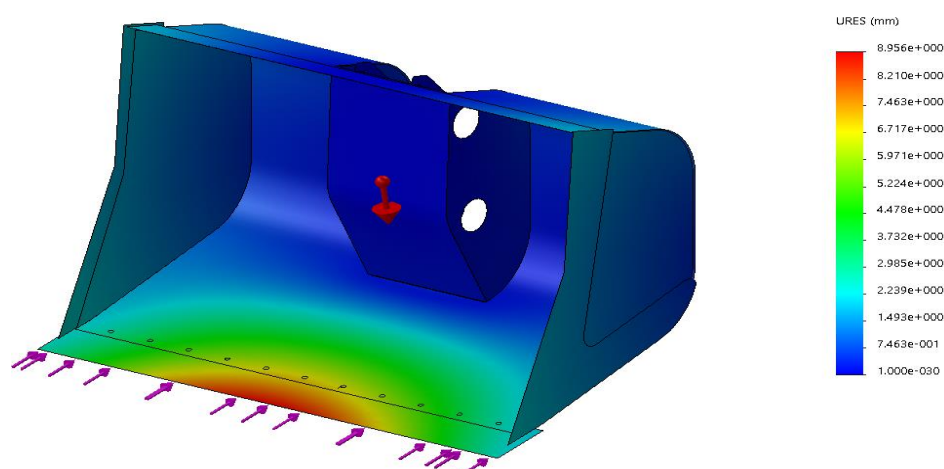
7. Analiza wytrzymałościowa czerpaka

W celu sprawdzenia konstrukcji koncepcji czerpaka przeprowadzono analizę wytrzymałościową metodą elementów skończonych (MES) w programie Solidworks 2017. Analiza wskazała miejsca konstrukcji czerpaka, w których występują największe naprężenia podczas pracy ładowarki. W celu identyfikacji obciążeń działających na czerpak ładowarki wysypującej przodem przeprowadzono analizę cyklu ładowania.

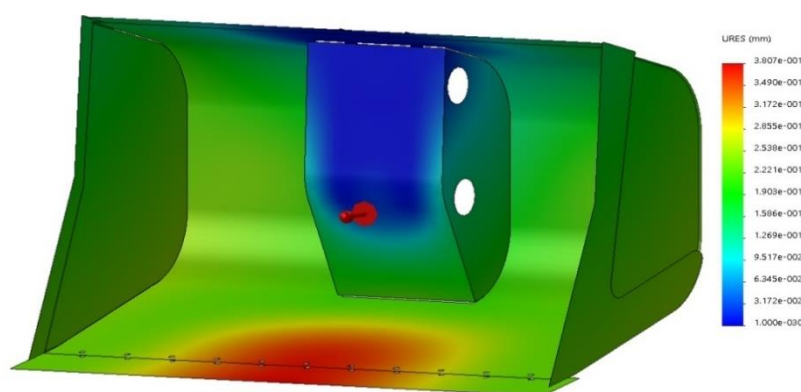
Do przeprowadzenia analizy wytrzymałościowej wyznaczono dwa położenia czerpaka występujące w procesie ładowania. Pierwszy przypadek występujący podczas fazy nagarniania materiału do czerpaka poprzez jego wbijanie w urobek [4,10].

Drugi przypadek to transport załadowanej do pełna łyżki z urobkiem. Siły działające na czerpak w pierwszym przypadku założono na podstawie danych z katalogu producenta ładowarki LKP- 0406. Siłę Q pochodzącą od masy urobku w czerpaku oszacowano dla napełnienia czerpaka rudą miedzi w 130% i na tej podstawie założono wartości obciążeń w analizie MES.

Przeprowadzona analiza wytrzymałościowa nowej koncepcji czerpaka ładowarki wysypującej przodem pozwoliła na uzyskanie informacji o stanie naprężeń i przemieszczeń jakie w nim występują podczas obciążeń powstających w czasie eksploatacji. Przykładowe wyniki uzyskane dla dwóch powyżej opisanych przypadków obciążeń przedstawiono na rysunkach 21 i 22.



Rys. 21. Mapa odkształceń dla I przypadku obciążenia



Rys.22. Mapa odkształceń dla II przypadku obciążenia

Zaprezentowane wyniki wskazują miejsca, w których występuje koncentracja naprężeń. Dzięki przeprowadzonej analizie stwierdzono, że dla obydwu przypadków obliczeniowych maksymalne naprężenia zredukowane występują przede wszystkim w środkowej części czerpaka, gdzie znajdują się mocowania czerpaka z wysięgnikiem ładowarki.

Natomiast maksymalne przemieszczenia zlokalizowane są na krawędzi czerpaka w okolicach listy wymiennej. W tych miejscach może wystąpić zwiększone zużycie elementów. Wyniki wystąpiły zgodnie z przewidywaniami konstrukcyjnymi. Analiza wykazała, że naprężenia występujące w konstrukcji znajdują się w zakresie naprężeń sprężystych. Potwierdza to poprawność przyjętych założeń konstrukcyjnych.

8. Podsumowanie

W dzisiejszych czasach górnictwo podziemne stawia konstruktorów w coraz trudniejszych sytuacjach. Wymagania dotyczące maszyn pracujących w wyrobiskach podziemnych są znacznie bardziej restrykcyjne. Ciągłe zmniejszające się wymiary wyrobisk wymagają, aby maszyny tam pracujące były jak najlepiej dostosowane do trudnych warunków. Maszyny muszą cechować się prostą, i jak najbardziej niezawodną konstrukcją, która pozwoli przeprowadzać pracę w sposób efektywny.

W rozdziale przedstawiono koncepcję konstrukcyjną czerpaka ładowarki kołowej wysypującej przodem, przeznaczonej do pracy w niskich wyrobiskach. Zaproponowana została koncepcja czerpaka, w której miejsce mocowania do wysięgnika ładowarki zostało zaprojektowane w taki sposób, aby pozwoliło to na zmniejszenie wymiarów gabarytowych konstrukcji, a także zmniejszenie wymaganej wysokości wyrobiska dla wyładunku urobku. Konstrukcja została przystosowana do montażu na już istniejących ładowarkach, dzięki czemu zminimalizowane zostały koszty oraz ilość pracy związanej z wprowadzeniem nowego rozwiązania do użycia. Dzięki przeprowadzonej analizie oraz porównaniu uzyskanych wyników dla proponowanego i obecnie stosowanych rozwiązań można stwierdzić, że nowe rozwiązanie konstrukcji czerpaka pozwoli na usprawnienie pracy ładowarek w niskich wyrobiskach.

Literatura

1. Kotwica K. Klich A. Gospodarczyk P. Kalukiewicz A. Pawlik K.: Maszyny i urządzenia dla inżynierii budownictwa podziemnego. Wyrobiska korytarzowe i szybowe w górnictwie. Katowice: Wydawnictwo Śląsk 1999 2
2. Kotwica K. Klich A.: Maszyny i urządzenia do drążenia wyrobisk korytarzowych i tunelowych. Prace Naukowe – Monografie KOMAG nr 1, Instytut Techniki Górniczej KOMAG
3. Materiały informacyjne i prospekty firmy Atlas Copco
4. Materiały informacyjne i prospekty firmy KGHM ZANAM
5. Witryna internetowa: <http://www.atlascopco.com> – data pobrania 14.07.2005
6. Witryna internetowa: <http://www.cat.com> – data pobrania 29.04.2017 9
7. Witryna internetowa: <http://www.kghmzanam.com> – data pobrania 26.04.2017 9
8. Witryna internetowa: <http://www.lameter.it> – data pobrania 02.05.2017 19
9. Witryna internetowa: <http://www.schopf.com> – data pobrania 16.10.2010
10. Wolny S., Kalita M.: Badania wytrzymałościowe konstrukcji wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej. Prace Naukowe – Monografie KOMAG nr 31, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2010.

Mobilna platforma kontenerowa – innowacyjne rozwiązanie transportu pionowego

Piotr Ryndak – MWM Elektro Sp. z o.o.

Wojciech Michalski - MWM Elektro Sp. z o.o.

Leszek Kowal - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Krzysztof Turewicz - Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Streszczenie: W rozdziale zaprezentowano innowacyjną platformę kontenerową przeznaczoną do napędu górniczych wyciągów szybowych. W rozdziale zaprezentowano rozwiązania techniczne i organizacyjne umożliwiające poprawę efektywności ekonomicznej specjalistycznych prac szybowych. Zastosowanie platformy kontenerowej umożliwia obniżenie o 89% całkowitych kosztów montażu w miejscu eksploatacji, przygotowania do pracy i demontażu przy jednoczesnym zredukowaniu o 63% całkowitej powierzchni zabudowy. Skróceniu, o 78%, ulega czas potrzebny do jej zabudowy, uruchomienia i demontażu. Platforma kontenerowa umożliwia uzyskanie wydajności transportowej do 200 t/h.

Mobile container platform – an innovative solution of vertical transport

Abstract: This elaboration presents an innovative mobile container platform used to drive mining hoists. There are presented technical and organizational solutions for improving the economic efficiency of specialized works in the shaft. The characteristics of technical construction of presented container platform enables reduction of the total cost of the installation in the operating location added to preparation for work and removal cost by 89%, while reducing the total space requirements by 63%. Reduction concerns also the time required for its installation commissioning and disassembly which is lowered by 78%. The presented platform allows to reach the transport capacity value of 200 t / h.

1. Wprowadzenie

W ramach realizacji projektu, wchodzącego w zakres Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014-2020, firma MWM Elektro Sp. z o.o. realizuje projekt pt.: „Opracowanie innowacyjnej, mobilnej platformy kontenerowej do napędu wyciągów szybowych dla poprawy efektywności ekonomicznej specjalistycznych prac górniczych.”

Projekt obejmuje przeprowadzenie przez MWM Elektro Sp. z o.o., przy współudziale Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, zaawansowanych prac badawczo-rozwojowych, celem opracowania innowacyjnej, mobilnej platformy kontenerowej do napędu wyciągów szybowych. Dzięki wypracowaniu i zastosowaniu autorskiego rozwiązania konstrukcji kontenerowej, zaplanowano osiągnięcie następujących celów:

- skrócenie łącznego czasu i obniżenie kosztów potrzebnych na przygotowanie platformy do eksploatacji i demontażu po zakończeniu robót;

- poprawę wydajności pracy szybu poprzez optymalizację udźwigu i prędkości jazdy;
- obniżenie zużycia energii elektrycznej oraz zmniejszenie negatywnego oddziaływania na sieć zasilającą.

Realizację projektu podzielono na następujące etapy:

- opracowanie modelu techniczno-konstrukcyjnego wraz z weryfikacją i optymalizacją w środowisku obliczeniowym;
- budowę, demonstrację i weryfikację prototypu w warunkach operacyjnych;
- optymalizację i finalną walidację prototypu w warunkach rzeczywistych.

2. Budowa i charakterystyka mobilnej platformy kontenerowej

W ramach realizacji zadania powstała dokumentacja techniczna oraz prototyp zespołu dwóch maszyn wyciągowych MPPP-21, stanowiących napęd mobilnej platformy kontenerowej. Maszyna wyciągowa MPPP-21 przeznaczona jest do napędu górniczych wyciągów szybowych jednokońcowych. Maszyna MPPP-21 jest elementem wyciągu szybowego przewidzianego do stosowania zwłaszcza podczas głębiania, pogłębiania, zbrojenia i przezbierania szybów. Może być stosowana również w górniczych wyciągach szybowych w celu realizacji: jazdy ludzi, prac rewizyjnych, wydobywania lub transportu materiałów.

Zespół maszyny wyciągowej MPPP-21 przewidziany jest do zabudowy na specjalnie przygotowanym fundamencie lub na fundamencie składającym się z prefabrykowanych bloków fundamentowych, na którym zabudowany zostaje zespół ram oraz modułów (kontenerów) wchodzących w zakres maszyny wyciągowej (rys. 1).

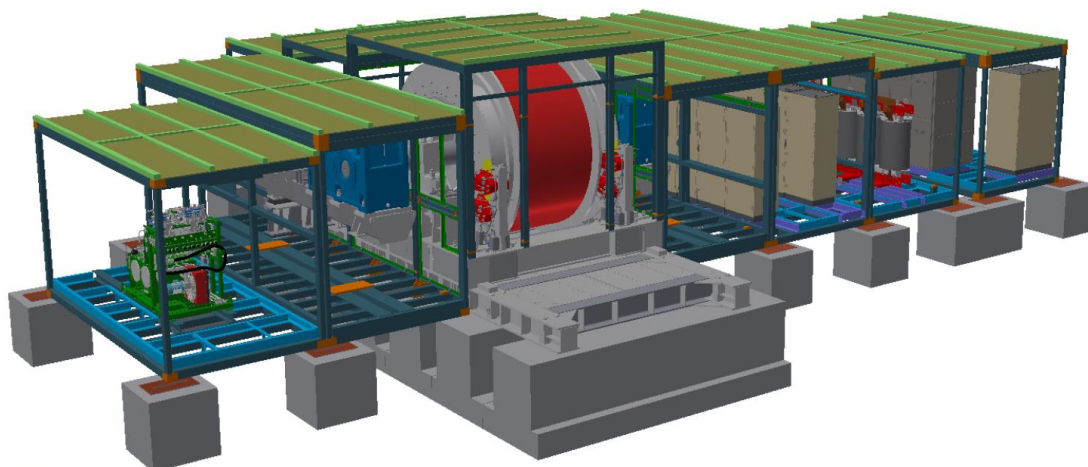
Fundamenty zestawu wału głównego zaprojektowano w formie siedmiu prefabrykowanych bloków żelbetowych o ciężarze jednostkowym nieprzekraczającym 20 ton. Zespół bloków został dodatkowo unieruchomiony za pomocą wbitej w podłoże ścianki Larsena. Jako posadowienie kontenerowego zaplecza technicznego służą bloki fundamentowe o masie 2,5 tony.

Maszyna wyciągowa jest budowy modułowej (kontenerowej). Moduły wyposażone są w zależności od pełnionej funkcji w następujące instalacje: elektryczną (w tym oświetleniową), wodociągową, kanalizacyjną, grzewczą, wentylacji mechanicznej nawiewno-wywiewnej i grawitacyjnej oraz klimatyzacji.

Moduły pełnią funkcję obudów urządzeń zarówno w czasie eksploatacji, transportu, jak i przechowywania między eksploatacyjnego. Obudowa podzielona jest na moduły pełniące różne funkcje związane z przeznaczeniem i obsługą zamontowanych wewnątrz urządzeń. W zespole obudowy występują moduły posiadające demontowany dach, ułatwiający montaż oraz obsługę urządzeń, demontowane ściany, umożliwiające przechodzenie między modułami, otwory wentylacyjne czy podnoszone rolety ułatwiające dostęp do urządzeń z zewnątrz.

Łączna kubatura obudowy modułowej wynosi 411 m³ dla jednej maszyny wyciągowej. Obiekt stanowią prostopadłościenne kontenery składające się w jedną spójną obudowę

urządzeń technologicznych. Kształt i forma wynika bezpośrednio z uwarunkowań technologicznych oraz z potrzeb transportowych (rys.2.).



Rys. 1. Model maszyny wyciągowej MPPP-21

Jedna maszyna wyciągowa MPPP-21 składa się z prefabrykowanego fundamentu, ramy fundamentowej, belki napędu oraz 9 modułów kontenerowych. Zdecydowana większość elementów może być transportowana po drogach publicznych bez specjalnego zezwolenia, jedynie moduł 6 (bęben nawojowy z wałem) wymaga uzyskania stosownego zezwolenia ze względu na gabaryty zewnętrzne: szerokość transportowa 3,8 m, masa około 60 ton.



Rys. 2. Zabudowa kontenerowa maszyny wyciągowej MPPP-21

Charakterystyka maszyny wyciągowej:

- symbol maszyny: - MPPP-21;

- usytuowanie maszyny: - na zrębie,
- odległość od koła linowego: - od 35 m do 80 m,
- kąt nabiegu liny na bęben - od 30° do 60° względem poziomu,
- przeznaczenie maszyny: - maszyna stanowi napęd górniczego wyciągu
szybowego jednokońcowego,
- rodzaje sterowania: - sterowanie ręczne,
- sterowanie automatyczne w trybie zdalnego
uruchamiania z regulacją prędkości,
- rodzaje pracy: - jazda ludzi/jazda osobista,
- rewizja szybu,
- rewizja liny nośnej,
- rewizja kół linowych,
- wydobywanie/transport materiałów,
- nominalna średnica bębna: - 3000 mm,
- łożyska wału głównego: - toczne, baryłkowe,
- hamulec: - tarczowy,
- maks. siła statyczna w linie: - 200 kN,
- maks. siła zrywająca linę nośną: - 1600 kN,
- maksymalny nacisk wywierany
na płaszczyznę bębna przez linę: - 7,0 MPa.
- prędkości jazdy: - regulowana, do 6 m/s,
- przyspieszenie / opóźnienie: - przyspieszenie ruchowe: do 0,7 m/s²,
- opóźnienie ruchowe: do 0,8 m/s²;
- zasilanie: - 10kV lub 6kV;
- napęd: - przekształtnikowy;
- moc silników napędowych: - $P_n = 2 \times 780 \text{ kW}$.

W układzie maszyny wyciągowej zastosowano dwa zespoły napędowe osadzone na dwóch końcach wału głównego maszyny wyciągowej. Zespół napędowy składa się z: silnika napędowego, sprzęgła elastycznego, przekładni zębatej kątowej. Do zasilania napędów maszyny wyciągowej zastosowano przemienniki częstotliwości o mocy 1 MW. Zespół napędowy w części mechanicznej, jak i elektrycznej zbudowano w oparciu o najnowocześniejsze maszyny i urządzenia firmy Siemens.

Do zasilania urządzeń maszyny wyciągowej MPPP-21 zastosowano rozdzielnicę średniego napięcia 10 kV składającej się z 5 pól odpływowych, współpracującą z rozdzielnicą potrzeb własnych oraz transformatorami: głównym o mocy 1800 kVA i potrzeb własnych o mocy 250 kVA. Alternatywnie dopuszcza się zasilanie z innej rozdzielnicy.

Zespół zasilania układu sterowania maszyną wyciągową wyposażony jest w następujące bloki funkcjonalne:

- blok zasilania 230 V_{AC} z wyłącznikiem głównym,
- blok zasilania 400 V_{AC} z wyłącznikiem głównym,
- blok zasilania, sterowania i zabezpieczeń odpływów 230 V_{AC},
- blok zasilania napięciem 24 V_{DC} dla zasilania wewnętrznych obwodów sterowania,
- blok zasilania, sterowania i zabezpieczeń odpływów 24 V_{DC},

Zespół szaf sterowniczych maszyny wyciągowej wyposażony jest w następujące bloki funkcjonalne:

- blok sterowników wyposażony w 2 sterowniki programowalne PLC serii S7-1500 produkcji firmy Siemens,
- blok obwodu bezpieczeństwa,
- blok cyfrowych wejść/wyjść,
- blok analogowych wejść/wyjść.

Układy zasilania i sterowania maszyny wyciągowej, zabudowane w szafach (rys. 3., rys. 4., rys. 5.), realizują funkcje sterownicze, zabezpieczeniowe i diagnostyczne maszyny wyciągowej.



Rys. 3. Przekształtnik częstotliwości z układem czepni i wyrzutni wentylacyjnych



Rys. 4. Klimatyzowane stanowisko sterownicze



Rys. 5. Moduł elektrohydraulicznego zespołu sterowniczo-zasilającego H-C MWM-4/VER.IIID

Zarówno w projekcie elektrycznym, jak i mechanicznym zastosowano szereg rozwiązań, które efektywnie wpływają na zminimalizowanie czasu montażu, a co za tym idzie oddania do eksploatacji maszyny wyciągowej. W projekcie mechanicznym zrezygnowano ze sprzęgła zębatego łączącego wał przekładni z wałem głównym na rzecz połączenia wielowypustowego z wałem drążonym. Elementy napędu maszyny tj. silnik wraz z przekładnią osadzone są na wspólnej belce (rys. 6.), stanowiąc razem jeden segment transportowy. W projekcie elektrycznym zastosowano, między innymi, przemysłowe połączenia wtykowe.



Rys. 6. Moduł napędu

3. Podsumowanie

Innowacyjna, mobilna platforma do napędu górniczych wyciągów szybowych składająca się z 18 prefabrykowanych kontenerów z podzespołami maszyn, gotowych bloków fundamentowych oraz ram eliminuje konieczność wznoszenia stałej infrastruktury budynku i stałych fundamentów w miejscu eksploatacji platformy. Kontenery i bloki fundamentowe są łatwe i szybkie w montażu oraz demontażu dzięki zastosowaniu specjalistycznych złączy. Rezultat projektu znajduje zastosowanie jako ergonomiczne i uniwersalne rozwiązanie do napędu górniczych wyciągów szybowych wielokrotnego użytku, zdolne do efektywnej pracy w różnorodnych warunkach eksploatacji. Zastosowanie innowacyjnych rozwiązań powoduje skrócenie o 78% łącznego czasu (do maksymalnie 2 miesięcy) i obniżenie o 89% całkowitych kosztów: montażu platformy w miejscu eksploatacji (przy zredukowaniu o 63% powierzchni zabudowy do 280 m²), przygotowania do pracy i demontażu po zakończeniu eksploatacji. Dzięki zastosowaniu wysokosprawnego układu napędowego prądu zmiennego osiągnięto założone cele związane z zużyciem energii i oddziaływaniem na sieć zasilającą.

Górnictwo wyciąg szypowy szybu 2.1 zakładu górnictwo LW „Bogdanka” S.A.

Alfred Carbogno - Politechnika Śląska

Michał Stawowiak - Politechnika Śląska

Tomasz Jasiński - Zakład górnictwo Lubelski Węgiel „Bogdanka” S.A.

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono krajowy górnictwo wyciąg szypowy kopalni węgla kamiennego, w którym zastosowano skipy o największej ładowności 40 Mg zarówno w kraju, jak i Europie. Podano charakterystykę szybu i górnictwo wyciągu szypowego szybu 2.1 zakładu górnictwo Lubelski Węgiel „Bogdanka” S.A. Szerzej przedstawiono konstrukcję skipów, ich elementów składowych oraz zastosowane materiały wraz z opisami zbiorników odmiarowych i wyładowczych skipów. Przedstawiono konstrukcje zastosowanych lin nośnych i wyrównawczych oraz ich zawieszę.

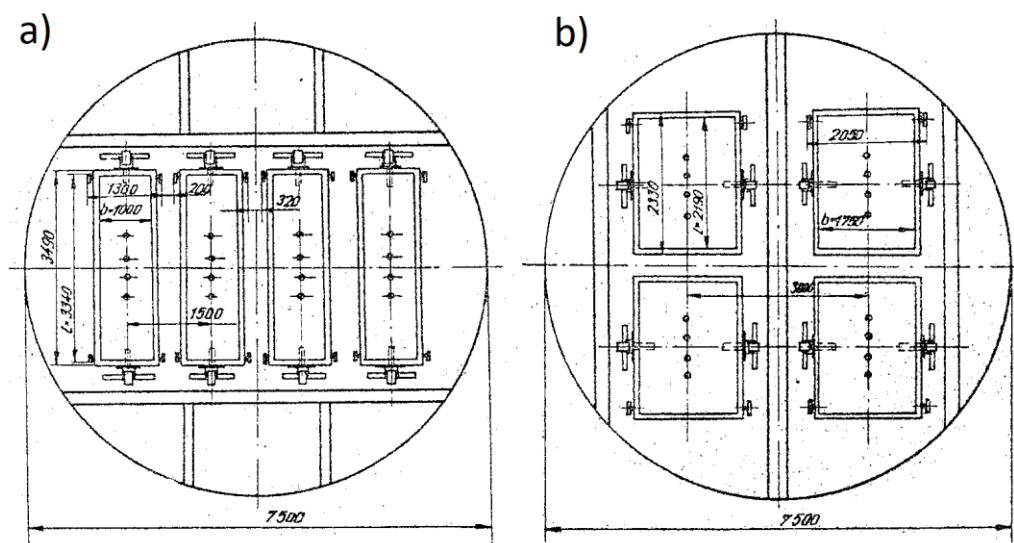
Mine shaft hoist of shaft 2.1 in LW “Bogdanka” S.A. mining plant

Abstract: Shaft hoist of hard coal mine in which skips of the highest capacity 40 Mg in Poland and in Europe is presented. Characteristics of shaft and mine shaft hoist in shaft 2.1 of Lubelski Węgiel „Bogdanka” S.A. is given. Design of skips and their components as well as used materials together with description of measuring tanks and discharge skips are discussed broader. Structure of hoisting ropes and balancing ropes with their suspensions are also presented.

1. Wstęp

W zakładzie górnictwo Lubelski Węgiel „Bogdanka” S.A. eksploatowane są jedne z najgłębszych szybów w kraju, których głębokość dochodzi do 1098 m. W szybie 1.3 eksploatowany jest górnictwo wyciąg szypowy z maszyną wyciągową czterolinową usytuowaną na zrębie szybu o udźwigu użytecznym skipów początkowo 30 Mg, a od sierpnia 1997 r. o udźwigu 35 Mg. W październiku 2011 r. uruchomiono wyciąg w szybie 2.1 ze skipami o ładowności 40 Mg. Przy natężeniu pracy 700 skipów na dobę wydajność wyciągu wynosi 28000 Mg/dobę. Jest to wyciąg o największej ładowności skipów w górnictwie węgla kamiennego w kraju, jak i w Europie.

W krajowych kopalniach węgla kamiennego stosuje się szeregowy (jednorzędowy) układ naczyń wyciągowych (rys. 1a), a w kopalniach rud szachownicowy (dwurzędowy) (rys. 1b). Szeregowy układ naczyń wyciągowych w szybie wymusza stosowanie skipów wąskich, długich co powoduje wzrost ich wysokości ze wzrostem ładowności skipów.

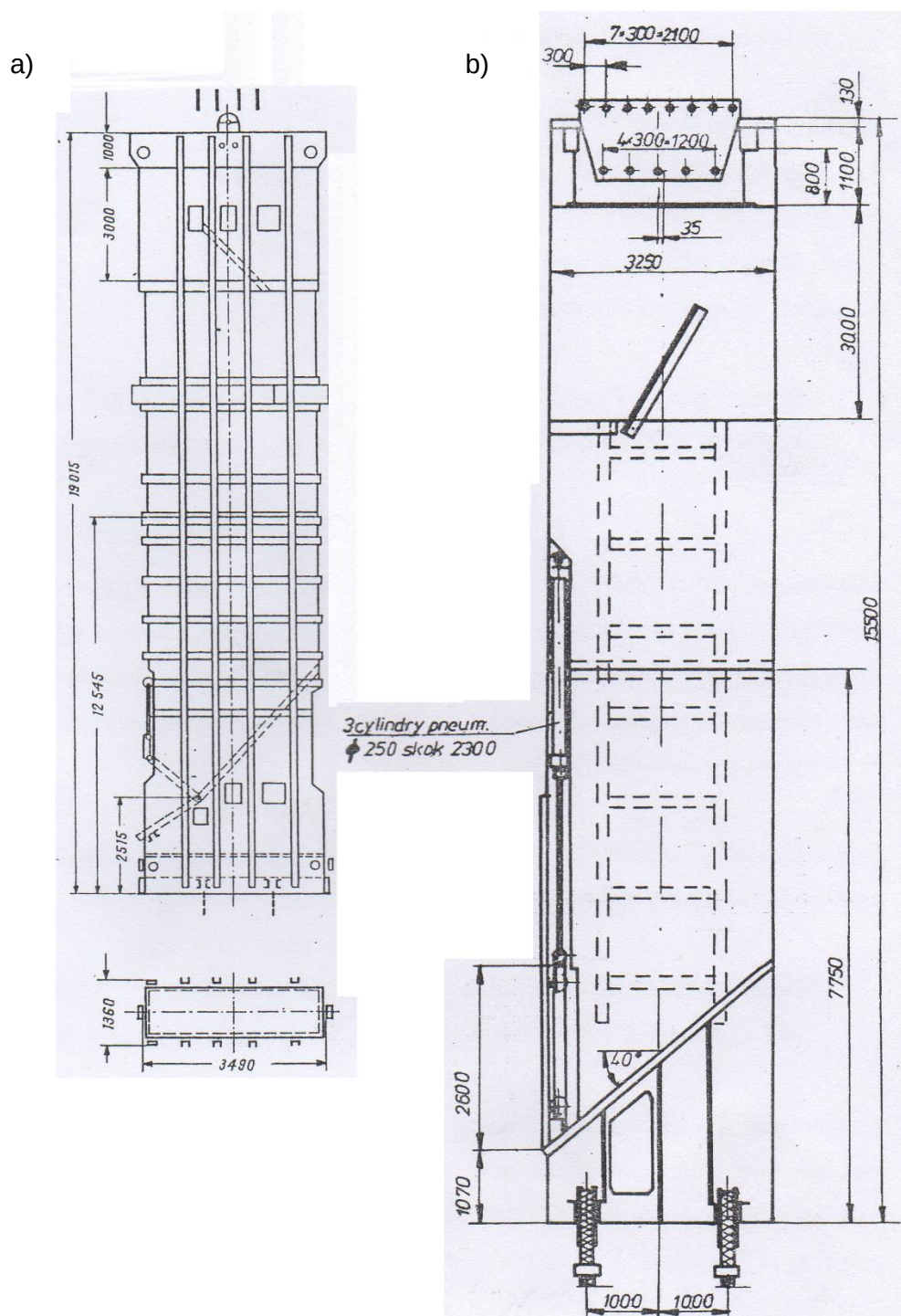


Rys. 1. Typowe przekroje poprzeczne szypów dwuprzdziałowych stosowanych w kraju:
a – w kopalniach węgla kamiennego, układ szeregowy, b – w kopalniach rud miedzi,
układ szachownicowy

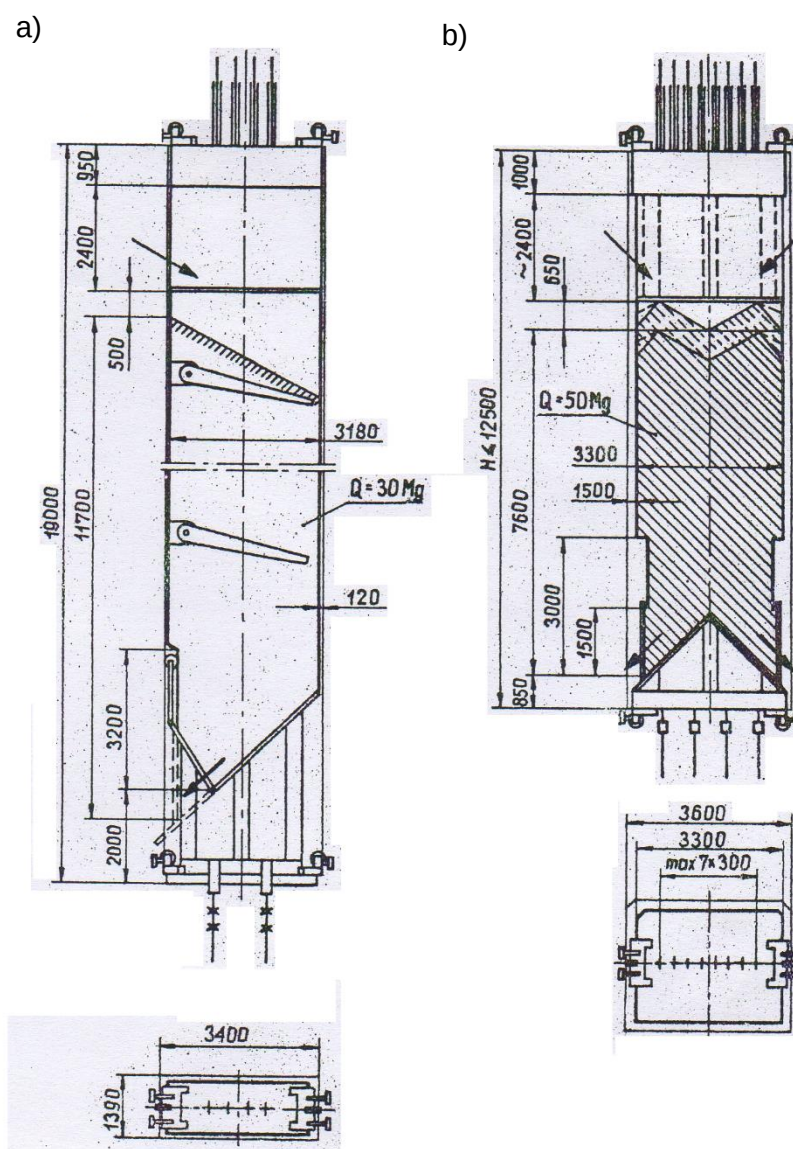
Wzrost wysokości skipów przyczynia się do wzrostu ich masy własnej wynikającej z ich ładowności przy spełnieniu odpowiedniej ich wytrzymałości (wzrasta niekorzystnie tzw. współczynnik masywności skipów $k = Q_w/Q_u$, gdzie Q_w – masa własna skipu, Q_u – masa użyteczna skipu).

Wzrost wysokości skipów przy dużej ich ładowności wynika również z małej masy usypowej urobku (węgla) $\gamma = 0,8 \div 1,0 \text{ Mg/m}^3$. W przypadku wydobywania rud, soli potasowej, itd., których masa usypowa jest znacznie większa niż węgla kamiennego w szypach skipy są ułożone szachownicowo (rys. 1b), nie ma problemów ze wzrostem wymiarów poprzecznych i wysokości skipów. Przykładowo na rysunku 2 przedstawiono skipy o dużej ładowności w kopalniach węgla i soli potasowej.

Zastosowanie w krajowych kopalniach węgla kamiennego skipów o ładowności 50 Mg było już analizowane w latach 70 ubiegłego wieku. Propozycję konstrukcji skipu przedstawiono na rysunku 3 [3].



Rys. 2. Konstrukcje skipów o różnej ładowności: a – 30 Mg, kopalnia węgla, b – 50 Mg, kopalnia soli potasowej Zielitz (Niemcy)



Rys. 3. Konstrukcje skipów o ładowności: a – 30 Mg, b – 50 Mg [3]

W kraju zagadnieniem zmniejszania masy własnej skipów ze wzrostem ich ładowności do 30, 35, 40 Mg, zajmowało się między innymi BSiPG Katowice, a następnie firma PRUT [4, 8, 9]. Na podstawie założeń dla górniczego wyciągu szybowego, szybu 2.1 jednoprzędziałowego, wydobywczego, skipowego firma PRUT Katowice zaprojektowała skipy o ładowności 40 Mg [10]. Należy zaznaczyć, że mniej problemów jest przy projektowaniu skipów o dużej ładowności dla szypów jednoprzędziałowych.

Przy projektowaniu skipów, a szczególnie o dużej ładowności bardzo istotne jest uwzględnienie ich trwałości oraz zapewnienie odpowiednich czasów ich załadunku i wyładunku [5, 6].

2. Charakterystyka górniczego wyciągu szybowego – szyb i wieża wyciągowa

Szyb 2.1 jest szybem jednoprzędziałowym z dwoma naczyniami wyciągowymi – skipami. Przeznaczony jest do ciągnięcia urobku, rewizji, kontroli i napraw urządzeń szybowych ze stopy skipu, pomostu lub głowicy skipu oraz jazdy brygad szybowych. Transport urobku odbywa się z poziomu załadowniczego 1040 (-1039,5 m) na poziom wyładownczy (+16,8 m). Szyb jest pionowy z powierzchni, wydechowy, jednoprzędziałowy o przekroju $\varnothing$ 7,5 m. Obudowa szybu jest betonowa z wyjątkiem odcinka od poz. -563,0 do poz. -783,3 m, gdzie zastosowano tubingi. Naczynia wyciągowe skipowe prowadzone są dwustronnie, czołowo za pomocą prowadników stalowych wykonanych z kształtowników zamkniętych prostokątnych $180 \times 260 \times 12$ o długości 9 m mocowanych do dźwigarów głównych stalowych również wykonanych z kształtowników zamkniętych prostokątnych $200 \times 200 \times 12$. Odległość między dźwigarami 4,5 m. Prowadniki i dźwigary główne obliczone na maksymalne obciążenie ruchowe 7709,2 kN (przy przyjęciu masy skipu z zawieszzeniami i urobkiem 72,3 Mg) [1, 7].

Wolna droga przejazdu zarówno po stronie nadsiębiernej, jak i podsiębiernej znajduje się poniżej skrajnego technologicznego położenia naczyń wynosi 15 m. Na wolnej drodze przejazdu zabudowane są dwa prowadniki zgrubione czołowe na przedłużeniu ciągów prowadniczych poszerzające się na długości 1,5 m, po 62 mm z każdej strony licząc od początku hamowania. Hamowanie zaczyna się 2,0 m poniżej najniższego położenia naczynia i trwa na długości 13 m. Końce prowadników zgrubionych oparte o dźwigary oporowe: dwuteowniki 500 mm.

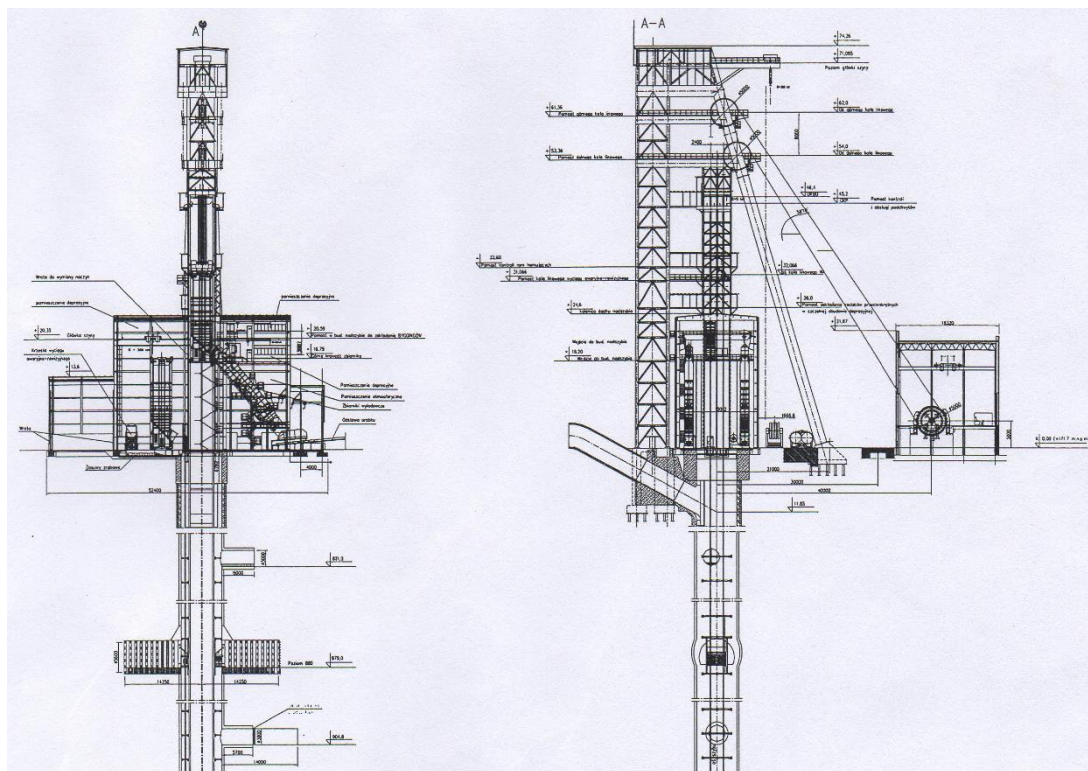
Poniżej poziomu załadowniczego 1040 znajduje się rzępie szybu ze zbiornikiem przepadu. Dno szybu znajduje się 57,74 poniżej poziomu załadunku (-1097,74 m) [1].

Wieżę wyciągową zastrzałową o wysokości 74 m wykonano ze stali 18G2 i wybudowano w 2011 r. Wykonawcą projektu było GBPBP „PROJPRZEM” S.A. Gliwice, a budowę wieży wykonało konsorcjum firm: „PMUG” S.A. Katowice oraz „BUDUS” S.A. Katowice. Wieżę, obliczono dla maksymalnego obciążenia ruchowego lin nośnych 1250 kN, oraz dla obciążenia awaryjnego 7800 kN.

Wolna droga przejazdu w wieży zarówno po stronie nadsiębiernej, jak i podsiębiernej powyżej skrajnego technologicznego położenia naczyń wyciągowych wynosi 14 m. Na wolnej drodze przejazdu zabudowane jest 5 par zgrubionych prowadników drewnianych na długości 12 m, jedna para na przedłużeniu ciągu prowadników szybowych, pozostałe 4 pary po bokach naczyń wyciągowych. Prowadniki zgrubione, czołowe poszerzają się na długości 1,5 m po 62 mm z każdej strony. Zgrubienie, zbliżenie zaczyna się 2,0 m powyżej najwyższego położenia technologicznego naczynia wyciągowego. Prowadniki zgrubione, boczne poszerzają się na długości 1,5 m po 50 mm z każdej strony, licząc od początku hamowania. Hamowanie na bocznych prowadnikach odbywa się za pośrednictwem ruchomej ramy zawieszanej w trzonie wieży w odległości 2 m od głowicy skipu w jego krańcowym położeniu [1, 7]. Przekrój podłużny szybu przedstawiono na rysunkach 4 i 5, a przekrój poprzeczny na rysunku 6.

3. Maszyna wyciągowa typu 4L-5000/2x3600

Usytuowanie maszyny wyciągowej: obok szybu na powierzchni. Wytwórca części mechanicznej „ZAMET” Tarnowskie Góry, a części elektrycznej MWM ELEKTRO Sp. z o.o. Trzebinia, rok budowy 2010 [1].



Rys. 4. Przekrój podłużny szybu 2.1, część a

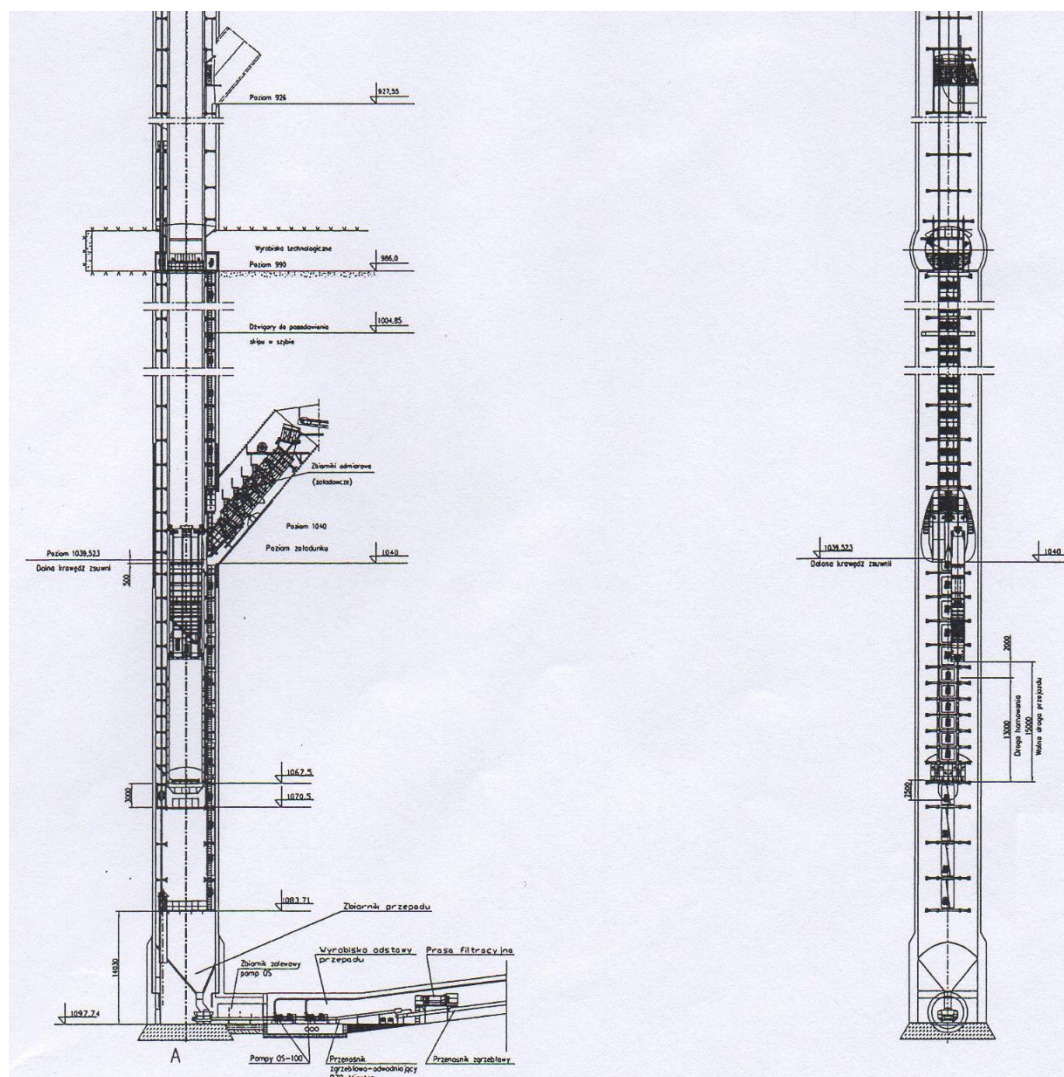
Sterowanie maszyny wyciągowej – automatyczne, ręczne, zdalne uruchamianie, maksymalna prędkość jazdy przy:

- ciągnięciu urobku 18,0 m/s,
- awaryjnym opuszczaniu urobku 6,0 m/s,
- jeździe z pustymi naczyniami 10,0 m/s.

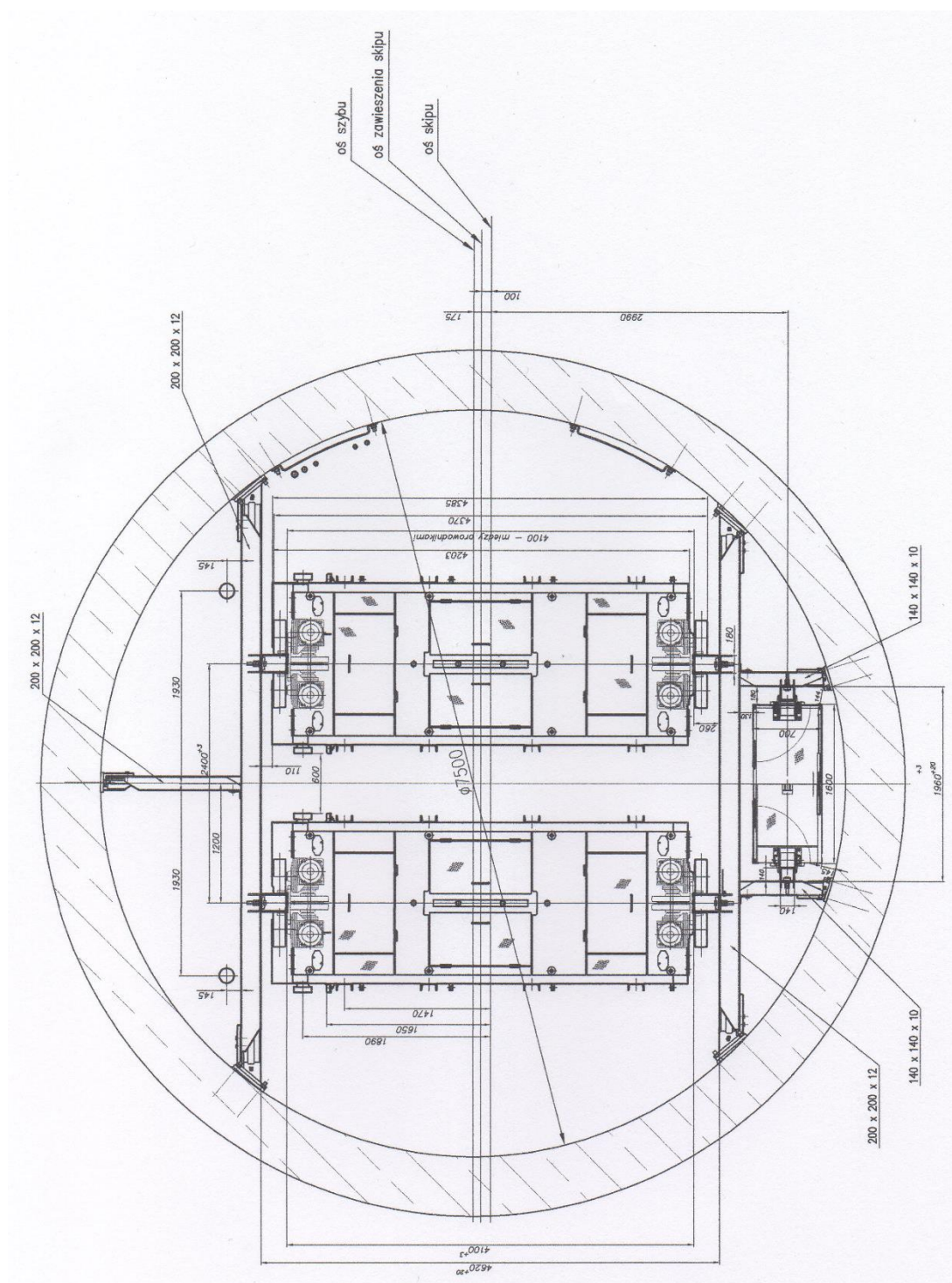
Urządzenia hamulcowe – hamulec tarczowy:

- hydrauliczny zespół sterowniczo – zasilający typu H-C MWM-4/VER.II,
- elementy wykonawcze hamulca: 18 par siłowników typu BSFG 408-A00-02-00-S odwodzonych hydraulicznie.

Maszyna wyciągowa zbudowana dla maksymalnej siły statycznej w czterech linach nośnych 1240 kN, maksymalnej różnicy naciągów statycznych w linach 440 kN, maksymalnej prędkości jazdy – 18,0 m/s [1].



Rys. 5. Przekrój podłużny szybu 2.1, część b



Rys. 6. Przekrój poprzeczny szybu 2.1

4. Naczynia wyciągowe skipowe

Naczynia wyciągowe skipowe zostały zaprojektowane przez firmę „PRUT” Katowice, a wyprodukowane przez „ZAMET – INDUSTRY” S.A. Piotrków Trybunalski (rys. 7.) [10, 11].

Skip posiada wielopunktowe mocowanie czterech lin nośnych do głowicy. Zawieszenia dla czterech lin wyrównawczych o rozstawie 700 mm. Kłapa zamknięcia skipu posiada mechanizm dźwignicowy, otwierany w krzywkach wieży. Za i wyładunek urobku przebiega w układzie „C”. Prowadzenie czołowe skipu po prowadnikach stalowych skrzynkowych o szerokości 180 mm. Charakterystyka techniczna skipu:

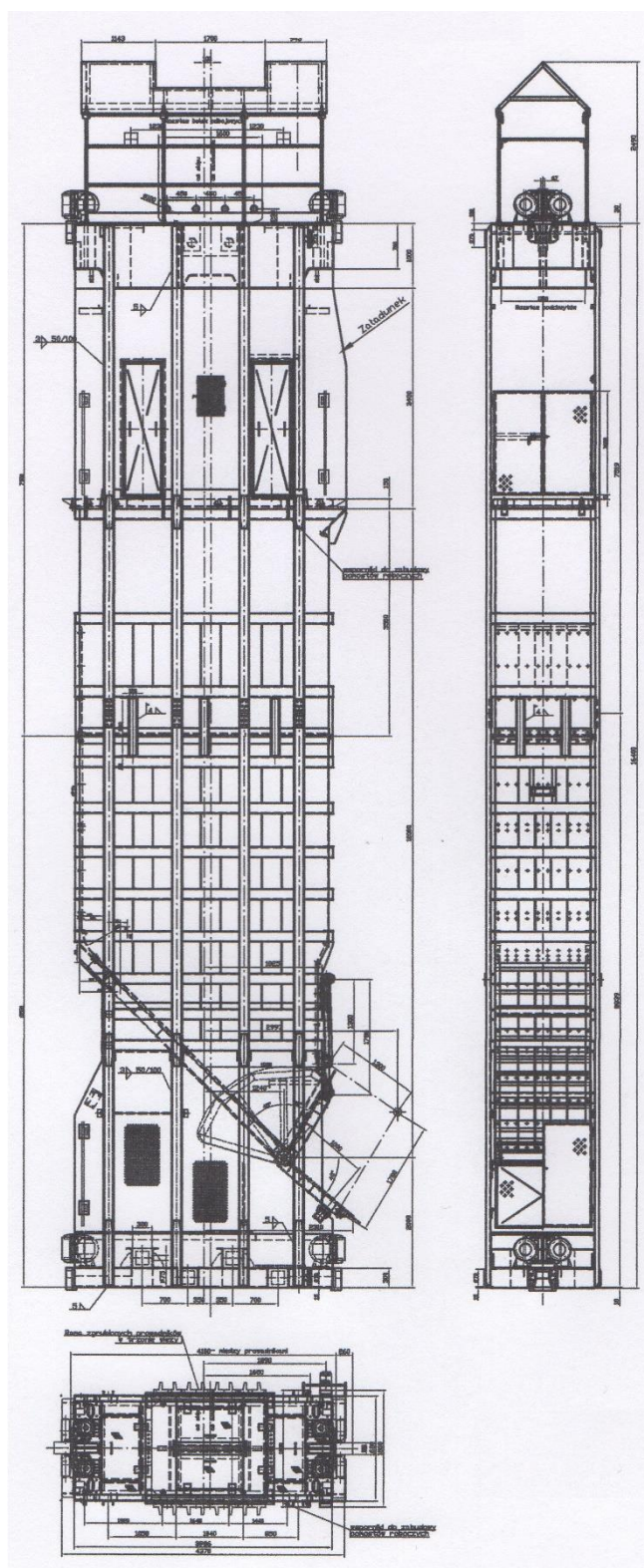
- maksymalna ładowność skipu: 40 Mg,
- nośność wysuwanego pomostu w członie zasypowym: 40 kN,
- maksymalny ciężar liny wyrównawczej z zawieszeniem: 112,5 kN,
- maksymalne obciążenie statyczne skipu: 1105 kN,
- masa skipu bez zawiesznień i barierki z daszkiem ochronnym: 25619 kg,
- współczynnik masywności skipu $k = 0,64$,
- liczba lin nośnych: 4 szt.,
- maksymalna siła zrywająca liny nośne: 7400 kN,
- liczba lin wyrównawczych: 4 szt.,
- maksymalna siła zrywająca linę wyrównawczą: 1457 kN,
- siła hamowania w prowadnikach zgrubionych wieży: 2320 kN,
- siła hamowania w prowadnikach zgrubionych rzepia: 320 kN,
- rozstaw podchwyty wieży: 1300 mm,
- rozstaw belek odbojowych w wieży: 2460 mm.

Wymiary gabarytowe skipu:

- maksymalna długość: 4370 mm,
- maksymalna szerokość: 1800 mm,
- maksymalna wysokość skipu: 16400 mm.

Skipy nie posiadają elementów przeciwkruszeniowych w swoim zasobniku. Do usuwania przyklejonego do ścian zasobnika skipu urobku przewidziano pulsatory pneumatyczne, działające zewnętrznie. Jak do tej pory nie zaistniała potrzeba ich użycia, ponieważ nie występowały przypadki klejenia się urobku do ścian pojemnika.

Skip posiada konstrukcję spawaną wykonaną z blach i profili walcowanych ze stali o podwyższonej wytrzymałości $R_e = 460$ MPa w gatunku S460NL. Dzieleny jest na dwie części połączone śrubami pasowanymi na ciągłach nośnych oraz śrubami po obwodzie dzielonego pojemnika.



Rys. 7. Konstrukcja skipu o ładowności 40 Mg [10]

Skip przystosowany jest do wielopunktowego mocowania czterech lin nośnych oraz do zawieszenia czterech lin wyrównawczych. Oś zawieszenia lin wyciągowych jest przesunięta względem osi symetrii skipu o 100 mm w kierunku klapy rozładowniczej. Skip prowadzony jest czołowo po stalowych prowadnikach o szerokości 180 mm za pomocą prowadnic tocznych typu PHH3 zabudowanych na głowicy oraz na ramie dolnej.

Do zabezpieczenia prowadzenia oraz awaryjnego hamowania w zgrubionych prowadnikach wieży i rząpiu przewidziano prowadnice ślizgowe ZS-5-120 według normy PN-G 46230:1996.

W przerwach prowadników, na stacjach za i wyładowniczej skip prowadzony jest za pomocą ślizgów narożnych w prowadnikach kątowych. Za i wyładunek pojemnika skipu jest jednostronny w układzie „C”.

Głowica skipu jest całkowicie spawana, przystosowana do wielopunktowego mocowania czterech lin nośnych za pomocą blachy łącznikowej z tulejowanymi otworami dla sworzni o średnicy $\varnothing$ 100 mm, normowych łączników krzyżowych wielkości 5 oraz do współpracy z parą czołowych prowadników zgrubionych i ramą dla czterech par zgrubionych prowadników usytuowanych wzdłuż bocznych ścian skipu w wieży. Głowica przystosowana jest do podbudowy skipu na zasuwach zrębowych oraz do podnoszenia i opuszczania skipu za pomocą hydraulicznego urządzenia do przemieszczania dużych mas (typu Bygging) poprzez podwieszane do czoła belki pod głowicą. Belki te mogą być wykorzystywane przy podbudowie skipu na przełożonych pod głowicą belkach i osadzonych na dźwigarach krzesła szybowego na poz. 990 m. Na głowicę zakładane są na czas rewizji szybu barierki z daszkiem ochronnym. Głowica nie posiada zaczepów do podchwytów w wieży (spadek bezpośrednio na belki czołowe głowicy). Do belek czołowych przykręcono normowe prowadnice ślizgowe skrajne. Na głowicy zamontowano prowadnice toczne. W pokryciu głowicy przewidziano dwie klapy.

Człon zasypowy wyposażono w lekki wysuwany na krążkach pomost o nośności 40 kN, zakładany na czas prowadzenia prac konserwacyjnych obmurza szybu. Wprowadzony do członu zasypowego pomost jest ustalany na zderzakach toru jezdni na górnej ramie pojemnika i ryglowany sworzniami w blachach ścian bocznych i na górnej czołowej ramie pojemnika. Ściany boczne wykonano z blachy HARDOX 500 o grubości 4 mm. Do prowadzenia prac konserwacyjnych obmurza szybu przewidziano uchylne pomosty robocze mocowane przegubowo do wsporników przyspawanych do ceownika górnej ramy pojemnika z wejściem (po zdemontowaniu wjazdu) na opuszczony pomost roboczy z piętra w członie zasypowym pod głowicą. Pomosty mocowane są po zachodniej stronie skipu zachodniego (wykonanie A) i wschodniej stronie skipu wschodniego (wykonanie B). Nad pomostem przewidziano mocowanie na wspornikach ściany członu zasypowego uchylnych daszków ochronnych podpartych w stanie podniesionym rozporami do ścian członu zasypowego. Pomost i daszek uchylny na czas jazdy szybem są ryglowane ze ścianą członu zasypowego.

Pojemnik skipu wykonany jest z blach i ram opasających z ceownika UPE 160 mm ze stali o podwyższonej wytrzymałości w gatunku S 460 NL. Ściany górnej części pojemnika oraz

blachy wykładzinowe w dolnej części pojemnika przewidziano z trudnościeralnej blachy o gatunku HARDOX 500 o grubości 8 i 6 mm. Do ścian bocznych pojemnika blachy wykładzinowe są spawane. Tylne ściany pojemnika, na którą uderza struga urobku podczas załadunku oraz czołowe ściany w dolnej części i dno pojemnika posiadają wymienne blachy ściernie o grubości: 6 mm, 8 mm i 10 mm ze stali o gatunku HARDOX 500, przykręcane poprzez wykładzinę amortyzującą z poliuretanu PUGA 3. Dno zostało wzmocnione belkami wzdłużnymi i poprzecznymi z ceownika UPE 160 mm, spawanymi do blach bocznych pojemnika oraz płaskownikami pomiędzy belkami. Pojemnik skipu zamykany jest klapą z dźwigniowym mechanizmem zamykającym w krzywkach wieży. W pozycji otwartej klapa spoczywa na elastycznym zderzaku [10, 11].

Rama dolna przystosowana jest do zawieszenia czterech lin wyrównawczych płaskich stalowo – gumowych o rozstawie pomiędzy linami 700 mm. Ramę dolną wykonano z jednakowych profili walcowanych – ceownika 300 UPE. Belki zawieszenia lin wyrównawczych wzmocniono spawanymi nakładkami z płaskownika o przekroju 80×6 mm. Rozstaw belek wynosi 300 mm, w osi zawieszenia lin wyrównawczych przewidziano tulejki o średnicach $\varnothing 85/\varnothing 75$ mm dla sworznia zawieszenia. Na ramie przymocowane są zestawy prowadnic tocznych PHH3. Nad prowadnicami tocznymi zabudowany jest ażurowy pomost rewizyjny. Do belek czołowych ramy dolnej przymocowano normowe prowadnice ślizgowe do awaryjnego hamowania w zgrubionych prowadnikach w rzępie szybu i zabezpieczenia prowadzenia skipu w szybie.

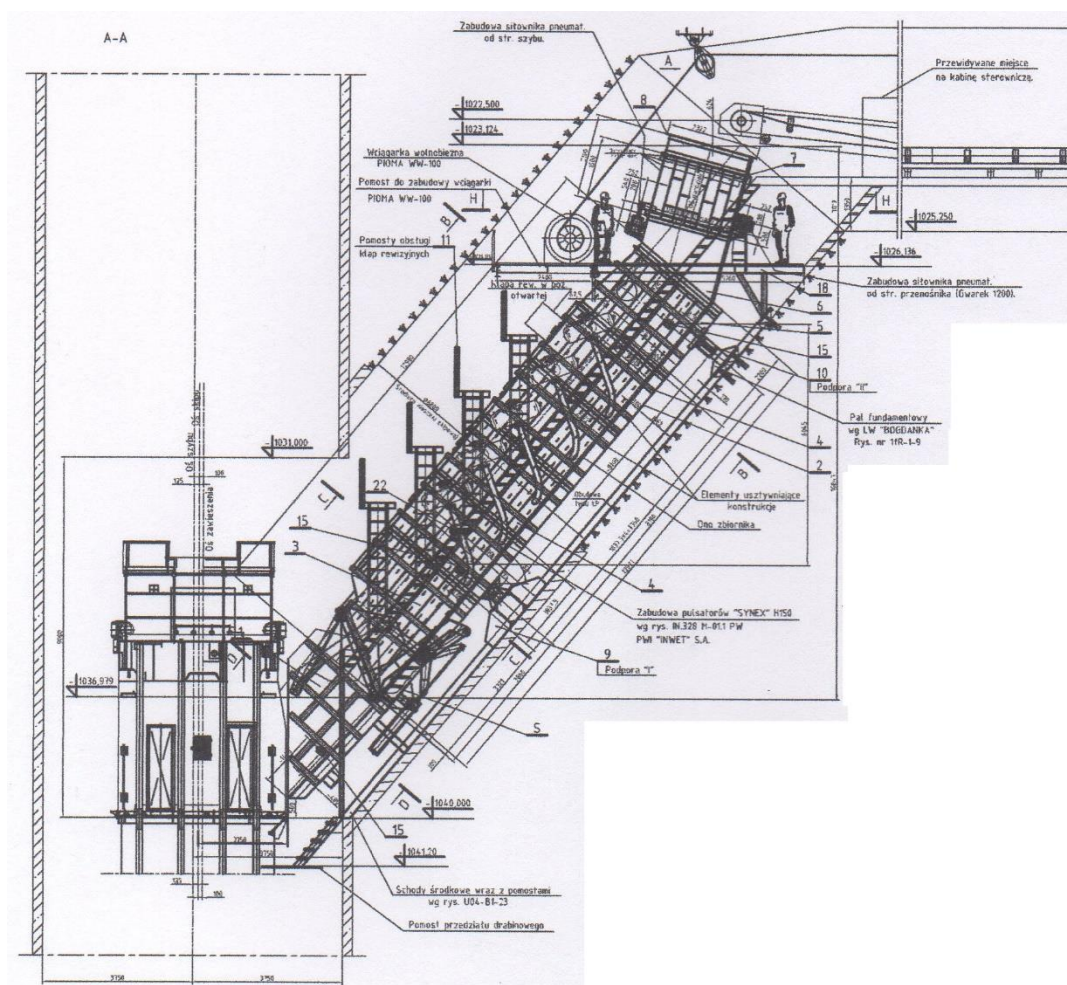
Cięgła nośne zabudowane są po 4 sztuki na obu ścianach bocznych, ich konstrukcję wykonano z ceowników 160 mm ze stali o podwyższonej wytrzymałości w gatunku S460NL ($R_m = 550$ MPa, $R_e = 460$ MPa), przyspawane do głowicy, pojemnika i ramy dolnej. Cięgła są dzielone, połączone ze sobą nakładkami i śrubami pasowanymi.

5. Zbiorniki odmiarowe i wyładowcze skipu

Do załadunku skipów zastosowano zbiorniki odmiarowe wraz z klapą rozdzielczą (rys. 8). Zbiorniki odmiarowe wraz z klapą rozdzielczą są konstrukcjami spawanymi o pojemności 45 m^3 i ładowności 40 Mg ze szczelnym zamknięciem części wlotowej. Dla każdego skipu przewidziano oddzielny zbiornik o identycznej budowie natomiast segment górny i segment z klapą rozdzielczą jest wspólny dla obu zbiorników. W ciągu technologicznym zbiorniki odmiarowe umieszczone są w podszybiu kieszeni skipowej odmiarowej o średnicy 6800 mm, pod kątem 50° do poziomu między wysypem z przenośnika taśmowego na poz. – 1025,25 m, a oknem zasypowym do skipu na poz. – 1040,00 m.

Każdy ze zbiorników wsparty jest na dwóch podporach przegubowych i dwóch podporach ślizgowych [12].

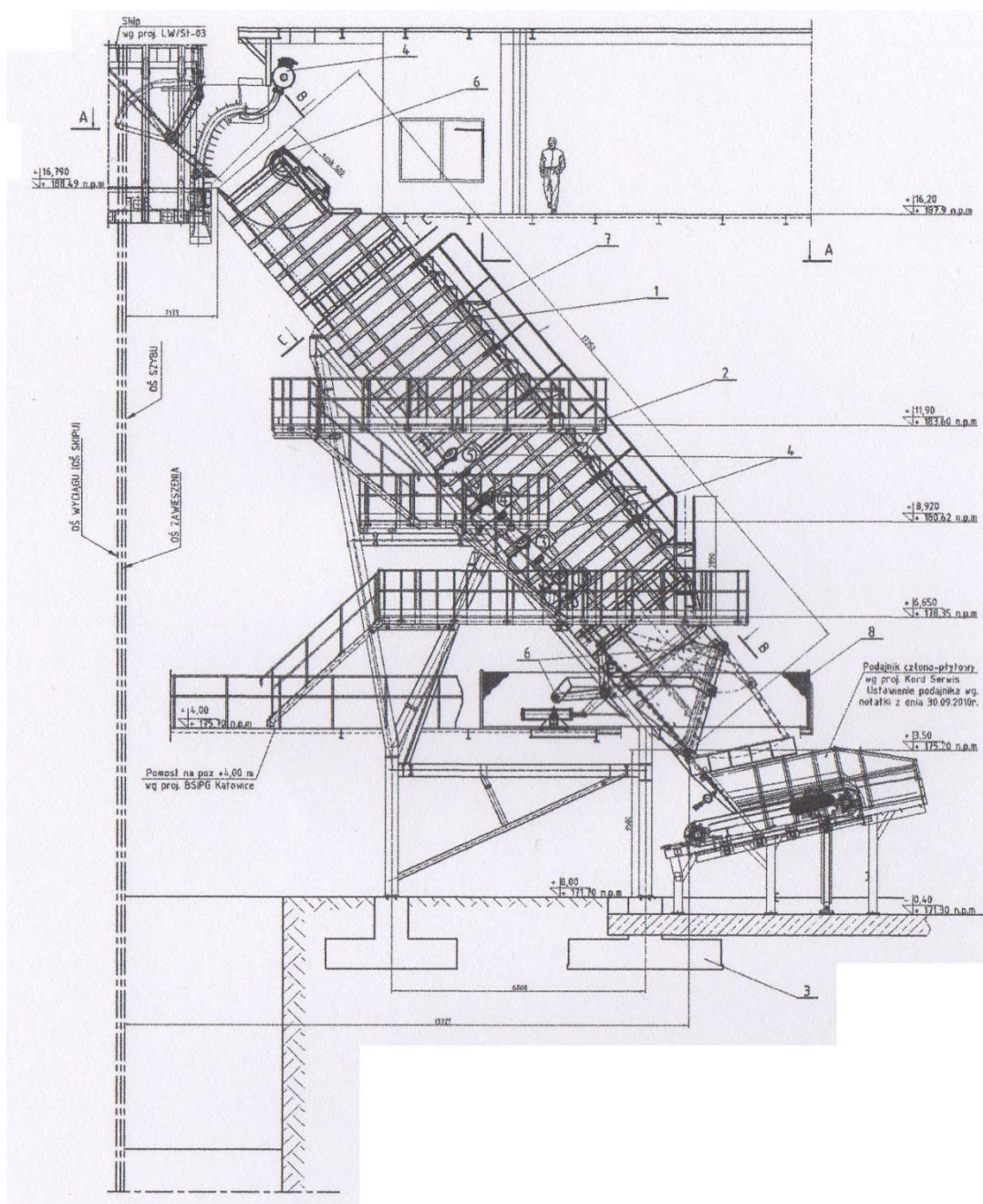
Zbiorniki wyładowcze są konstrukcjami o pojemności 45 m^3 i ładowności 48 Mg ze szczelnym zamknięciem części wlotowej i wylotowej (rys. 9) [13]. Zabudowane są w budynku nadszybia na specjalnej konstrukcji stalowej nachylonej pod kątem 50° od poziomu. Każdy z dwóch zbiorników przeznaczony jest do odbioru urobku z poszczególnych skipów.



Rys. 8. Konstrukcja zbiornika odmiarowego [12]

Z powyższego powodu rozstaw osi wlotów do zbiorników wynosi 2400 mm ze względu na rozstaw skipów, a wylotów 4000 mm podyktowane rozstawem przenośników odstawy odbierającej. Zbiorniki na wlocie posiadają szczelne zamknięcie w postaci klapy z napędem siłownikiem pneumatycznym. Wnętrze pudła w dnie wyłożone jest blachami typu HARDOX 500 o grubości 30 mm. Wyłożenie to jest w postaci płytek przykręcanych śrubami M16 do pudła i ramy nośnej. Natomiast boki wyłożone są blachami tego samego typu o grubości 15 mm w części dolnej i 8 mm w części górnej. Są to płyty o masie nie przekraczającej ciężaru 100 kg każda. Są one mocowane z pudłem za pomocą spoin otworowych. Strop zbiorników wyłożony jest płytami typu HARDOX 500 o grubości 6 mm, łączony z pudłem zbiornika spoinami otworowymi. Poza tym każdy ze zbiorników wyposażony jest w:

- pulsatory pneumatyczne, których zadaniem jest usuwanie zawieszającego się urobku w zbiorniku,
- urządzenia izotopowe, rejestrujące poziom urobku, pomiar poziomu górnego i dolnego napełnienia zbiornika,
- system ograniczenia zapylenia w trakcie załadunku i wyładunku,
- system smarowania łożysk ślizgowych.



Rys. 9. Konstrukcja zbiornika wyladowczego [13]

6. Liny nośne i wyrównawcze

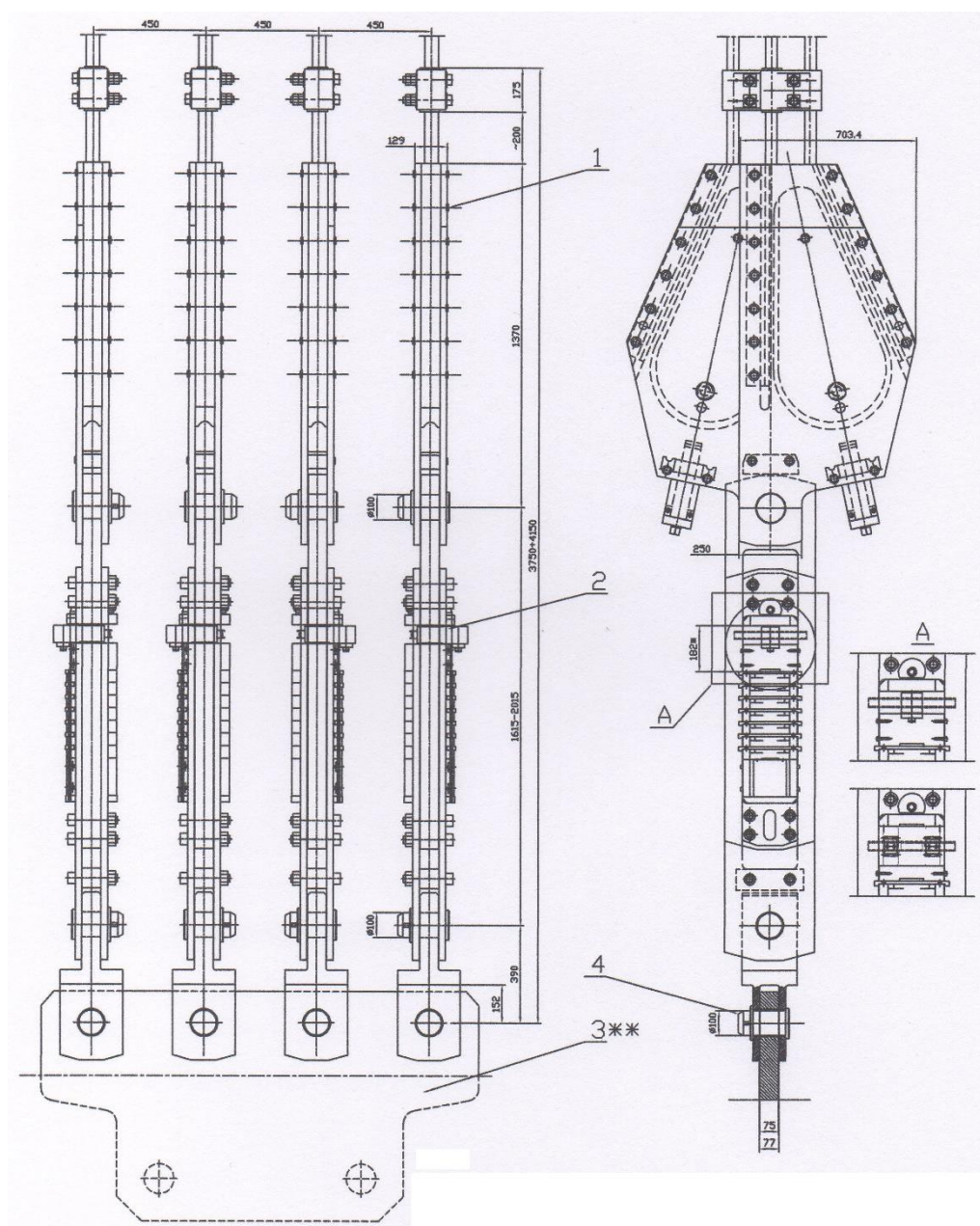
Liczba lin nośnych w wyciągu wynosi 4, całkowita długość jednej liny (z dodatkiem na zakładanie lub wymianę) ≈ 1370 m.

Liny okrągłe wg normy PN-EN 12385-6, oznaczenie – Notorplast 50:

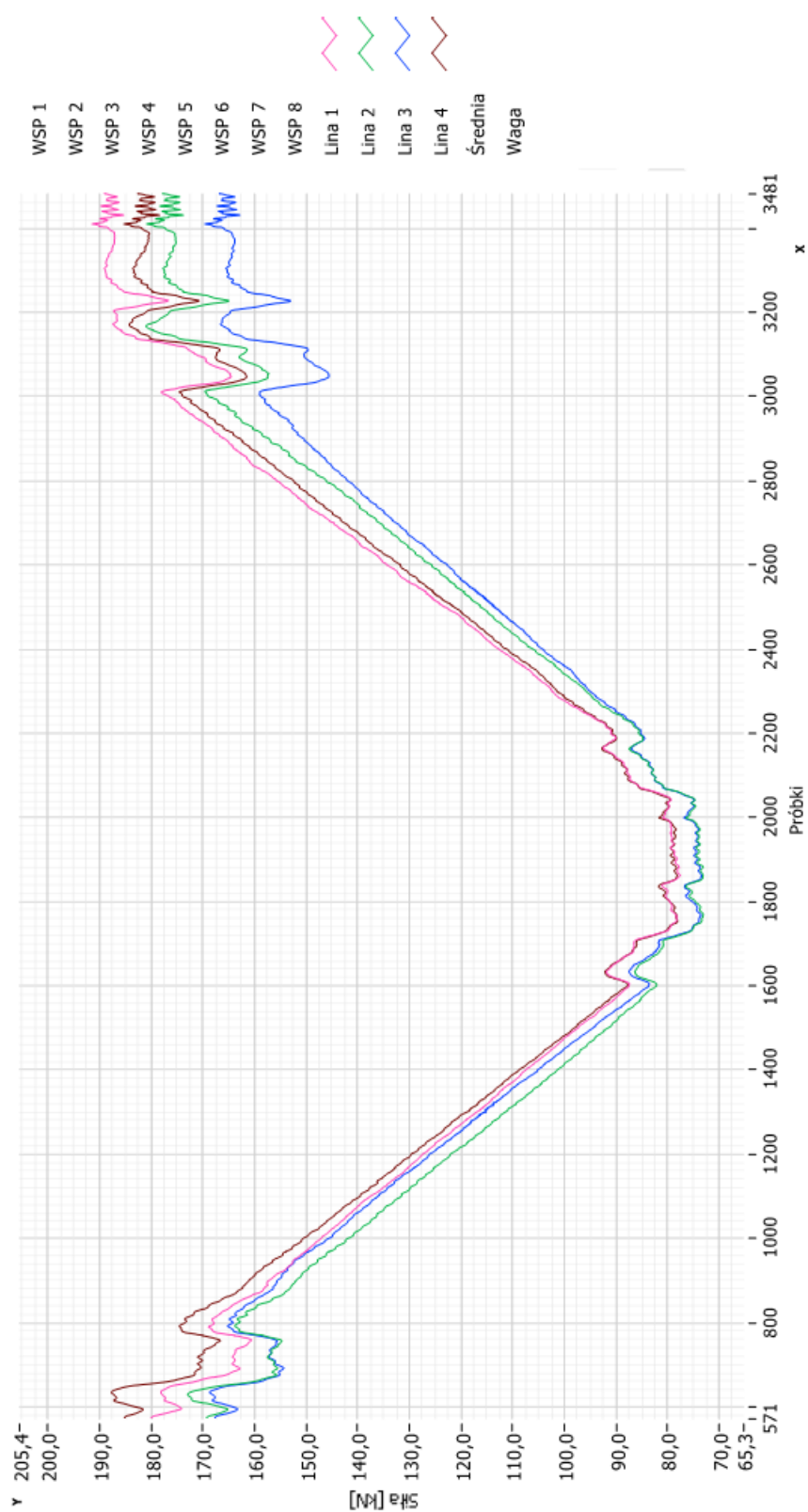
- 12x16 SPC: PWRC [FC-4x7-(4x17S+4x7)] 1770 B zZ,
- 12x16 SPC: PWRC [FC-4x7-(4x17S+4x7)] 1770 B sS,
- skręt: 2 liny – prawy; 2 liny – lewy,
- klasa jakości liny: pierwsza, druty: ocynkowane,
- średnica liny: $\varnothing 50$ mm, przekrój nośny liny: $1101,2 \text{ mm}^2$,
- klasa wytrzymałości drutów: 1770 MPa,
- nominalna siła zrywająca druty liny: 194912,4 daN,
- sumaryczna siła zrywająca druty z liny: 214290,0 daN (zZ), 214164,0 daN (sS),
- siła zrywająca linę w całości: 178140,0 daN (zZ), 180620,0 daN (sS),
- nominalna masa jednostkowa liny: 10,2 kg/m,
- liczba lin wyrównawczych: 4,
- całkowita długość liny (z dodatkiem na zakładanie lub wymianę) ≈ 1140 m,
- rodzaj liny: płaska stalowo-gumowa, SAG 10,2 – $123 \times 35/4 \times 18$ -1570,
- suma nominalnych przekrojów nośnych lin zwulkanizowanych w linie SAG: $652,8 \text{ mm}^2$, klasa wytrzymałości liny: 1570 MPa,
- minimalna siła zrywająca linę: 840,33 kN,
- rzeczywista siła zrywająca linę: 909,20 kN, 950,00 kN, 955,00 kN, 945,00 kN,
- przybliżona masa jednostkowa liny: 10,2 kg/m, masa liny wyrównawczej w gałęzi: 11079,7 kg.

Liny nośne połączone są ze skipami za pomocą zawiesznień wielolinowych z punktowym ich mocowaniem do naczyń produkcji firmy SADEX Sp. z o.o., (rys. 10). Zawieszenia wyposażone są we wkładki do kontroli sił w linach produkcji firmy TEMIX Sp. z o.o.

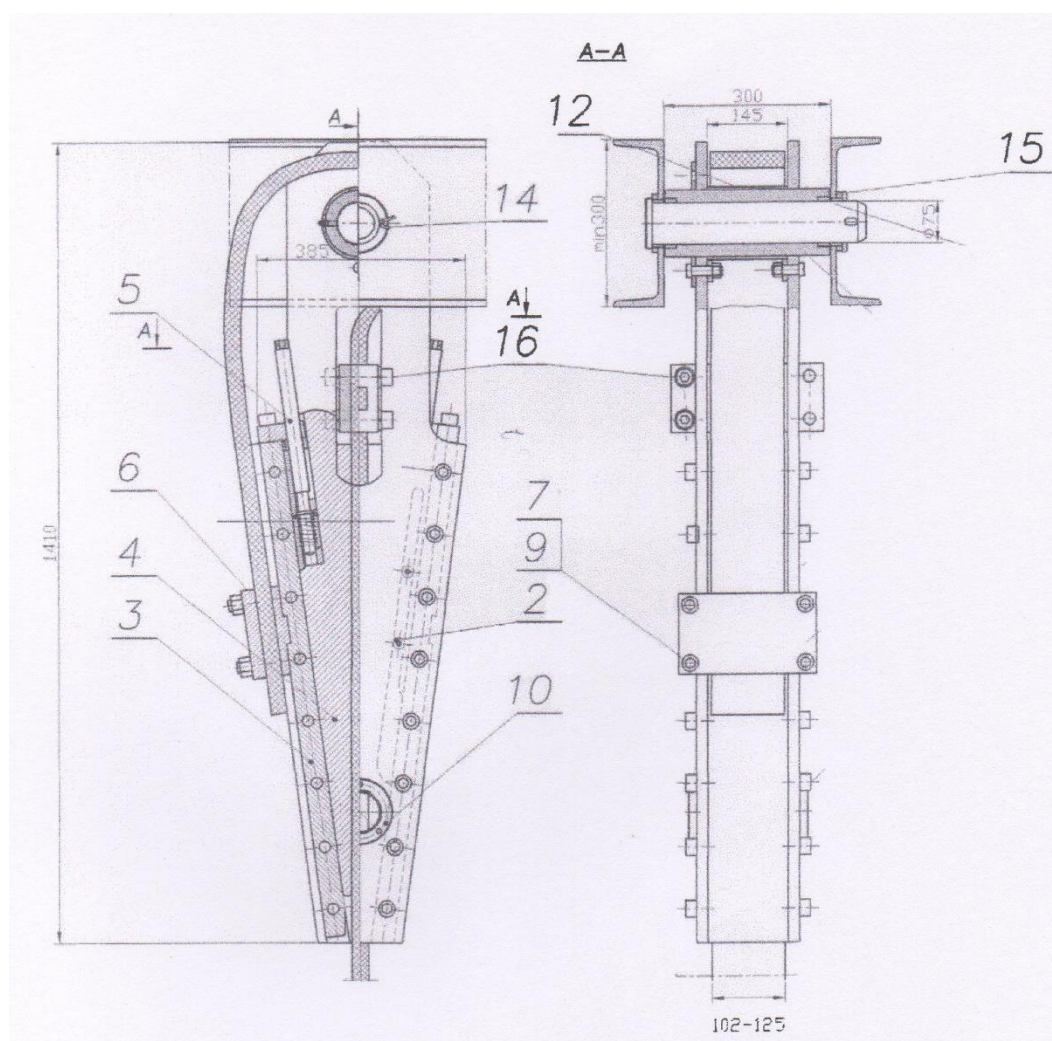
Przykładowy wykres przebiegu sił w linach przedstawiono na rysunku 11. Liny wyrównawcze mocowane są do skipów za pomocą zawiesznień klinowych (rys. 12), również produkcji firmy SADEX Sp. z o.o.



Rys. 10. Zawieszenie wielolinowe naczynia produkcji firmy SADEX Sp. z o.o.: 1 – zaciski sercówkowe, 2 – łączniki zmiennej długości z wkładkami do pomiaru sił w linach, 3 – blacha łącznikowa naczynia, 4 – sworzeń $\varnothing 100$ łącznika krzyżowego i blachy trzonowej



Rys. 11. Przebiegi rozkładu sił w linach nośnych górniczego wyciągu skipowego szybu 2.1 dla skipów niezaladowanych



Rys. 12. Zawieszenie klinowe lin wyrównawczych płaskich stalowo – gumowych WLK-5/160 kN firmy SADEX Sp. z o.o.: 1 – blacha boczna, 2 – śruba imbusowa, 3 – szczęka, 4 – klin, 5 – układ napinania, 6 – zacisk końca liny, 7 – śruba oczkowa, 9 – nakrętka, 10 – wżiwnik, 12 – tuleja dystansowa, 14 – zawlecza, 15 – podkładka, 16 – dodatkowy zacisk łukowy

7. Podsumowanie

W przedstawionym górniczym wyciągu szybowym szybu 2.1 zastosowano kilka rozwiązań niestandardowych, do których należy:

1. Umieszczenie jednego wyciągu centralnie w tarczy szybu 2.1 mimo, że szyb ma dużą średnicę tj. 7500 mm, co sprzyja jego zaletom:
 - a) centralne ustawienie szerokich i długich (wymiar między prowadnikami 4,1 m) naczyń ułatwia rewizje szybu i prowadzenie prac w szybie ,
 - b) zwiększone wymiary poprzeczne skipu (pojemnik wewnątrz ma 3,8 x 1,4 m), a więc i zbiorników odmiarowych i wyładowczych:
 - nie ma klejenia się urobku w skipie,

- skip o nośności 40 Mg (urobek węglowy $\gamma = 0,95 \text{ Mg/m}^3$) ma tylko 16,4 m wysokości,
 - stosunkowo niski skip jest mniej niszczone przez załadowywany urobek,
 - duże wymiary poprzeczne skipu skróciły czas załadunku i wyładunku urobku (mniejsza długość porcji oraz mniejsza powierzchnia styku urobku ze ścianami zbiorników – stosunkowo mniejsze oddziaływanie sił tarcia),
2. Przesunięcie o 100 mm osi zawieszenia skipów:
każdy skip ze względu na konstrukcję dna pojemnika i kłapy wyładowniczej ma niesymetryczny rozkład mas (zarówno dla pustego, jak i pełnego skipu) - dla wyeliminowania tego niekorzystnego zjawiska (powodującego zwiększone oddziaływanie skipów – po przekątnej, na prowadniki a więc szybsze zużycie czołowych prowadnic tocznych oraz prowadników) oś zawieszenia skipów została przesunięta o 100 mm w kierunku kłapy rozładowniczej. Wyliczenie wartości przesunięcia osi wykonano jeszcze w fazie projektu koncepcyjnego wyciągu szybowego. Przesunięcie osi wymagało szczególnej, wzmożonej uwagi zarówno w fazie projektowania urządzenia, jak i jego realizacji.
 3. Zastosowanie w górnictwie węgla kamiennego prędkości naczyni 18 m/s:
wykorzystana do budowy górniczego wyciągu szybowego szybu 2.1 maszyna wyciągowa należała pierwotnie do typoszeru maszyn 4L-5500/2×3600 przewidywanych dla prędkości 20 m/s. Na kopalni Czeczot (skąd była pozyskana po likwidacji wyciągu) pracowała z prędkością 16 m/s. W czasie przenoszenia, podczas prac adaptacyjnych i dostosowywaniu do nowych przepisów okazało się, że ekonomicznie korzystniejsze będzie wykonanie nowego bębna pędnego zamiast modernizacji starego. Wykorzystując tę okazję zmniejszono średnicę koła pędnego do 5000 mm, co umożliwiło poprawę warunków pracy silników elektrycznych (korzystniejszy moment obrotowy oraz osiągnięcie znamionowych obrotów) z jednoczesnym zwiększeniem prędkości liniowej do 18 m/s (niestosowanej w polskim górnictwie węgla kamiennego).
 4. Szyb był głębiony pod koniec lat 80 ubiegłego wieku (do poz. ok. 990 m) Następnie przez kolejne lata eksploatacji złoża, głównie po stronie północnej szybu nastąpiło pochylenie się osi rury szybu o około 300 mm. Mimo tego pochylenia, świadomie, wyciąg został zabudowany pionowo. W związku z tym oś wyciągu przemieszcza się względem osi szybu. Przemieszczenie jest różne, zależnie od głębokości. Był to dodatkowy element utrudniający budowę zbrojenia szybowego.
 5. Zastosowanie demontowalnego trzonu wyciągu awaryjnego. Klatka wyciągu awaryjnego jest przechowywana w nadszybiu wraz z nadzrębową częścią prowadzeń czołowych naczyń. W przypadku konieczności użycia montuje się ją wraz z konstrukcją nadzrębową na wrotach trzonu wieży wyciągu głównego.
 6. Zabudowa wyciągu szybowego w szybie wydechowym wymusiła zastosowanie zbiorników odmiarowych (na załadunku) oraz wyładowniczych (na rozładunku) odrębnych dla każdego skipu.
 7. Zastosowanie pulsatorów pneumatycznych do usuwania przyklejonego do ścian pojemników skipów urobku. Do tej pory nie zaistniała potrzeba ich użycia.

Literatura

1. Arkusz opisowy górniczego wyciągu szybowego. MWM Elektro Sp. z o.o. Trzebinia 2011.
2. Arkusz opisowy lin wyciągowych. MWM Elektro Sp. z o.o. Trzebinia 2011.
3. Badura S., Bura L., Kawulok S., Kobylecki J., Zub J.: Urządzenie wyciągowe ze skipami o ładowności 50 Mg. II Konferencja Naukowo – Techniczna. Kierunki rozwoju górnich urządzeń wyciągowych. IMG Politechnika Śląska. Gliwice 1972.
4. Carbogno A., Spindel N.: Modernizacja skipowych naczyń wyciągowych o dużej ładowności. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa. Nr 12 (161) 1991.
5. Carbogno A., Żołnierz M., Buczek J.: Zagadnienie trwałości naczyń wyciągowych skipowych. Transport Szybowy. ITG KOMAG. Gliwice 2015.
6. Carbogno A., Stawowiak M.: Zagadnienie czasów za i wyładunku skipów górnich wyciągów szybowych. Bezpieczeństwo Pracy Urzędów Transportowych w Górnictwie. CBiDGP Sp. z o.o. Łędziny 2017.
7. Dokumentacja technologiczna górniczego wyciągu skipowego szybu 2.1. Opracowana przez BSiPG Katowice, marzec 2009.
8. Klich A., Ptak J., Spindel N.: Rozwiązania skipów o dużych ładownościach. III Konferencja Naukowo – Techniczna. Kierunki rozwoju górnich urządzeń wyciągowych. Akademia Górniczo Hutnicza. Kraków, październik 1984.
9. Ptak J., Spindel N.: Problemy konstrukcji naczyń skipowych w świetle ich eksploatacji. Budownictwo Węglowe – Projekty – Problemy. Nr 7 – 8, 1984.
10. Skip o ładowności 40 ton, opracowany przez PRUT Katowice, 2010.
11. Skip 40 Mg. Ogólny opis wyrobu. ZAMET INDUSTRY S.A., 2010.
12. Zbiorniki odmiarowe wraz z klapą rozdzielczą. Centrum Projektowe Miedzi CUPRUM – PROJEKT Sp. z o.o. Wrocław, sierpień 2010.
13. Zbiorniki wyładowcze. Centrum Projektowe Miedzi CUPRUM – PROJEKT Sp. z o.o. Wrocław, sierpień 2010.

Analiza możliwości przebudowy szybu Paderewski w Kopalni Soli „Wieliczka” bez wykorzystania górniczego wyciągu szybowego

Jerzy Czyżowski – Kopalnia Soli Wieliczka

Paweł Kamiński - KOPEX - PBSz S.A., AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Krystian Ratuszny – KOPEX - PBSz S.A.

Zygmunt Zuski – Kopalnia Soli Wieliczka

Streszczenie: W Kopalni Soli Wieliczka została podjęta decyzja o przebudowie XIX wiecznego szybu Paderewski. Jest to jeden z siedmiu przetrwałych do dzisiejszych czasów, spośród dwudziestu sześciu szybów jakie wydrążono w historii funkcjonowania kopalni wielickiej. Została opracowana dokumentacja projektowa robót. Umowę na realizację robót po przeprowadzeniu postępowania przetargowego podpisano z firmą KOPEX-PBSz S.A. W trakcie opracowywania założeń do technologii wykonywania robót wykonawca podjął decyzję aby zrezygnować z podstawowego urządzenia jakie zwykle jest stosowane w trakcie budowy lub przebudowy szybu tj. górniczego wyciągu szybowego.

Analysis of possibility of reconsctructing the of Paderewski shaft in Wieliczka Salt Mine without using the mine shaft hoist

Abstract: The authorities of the Wieliczka Salt Mine decided to rebuild 19th century Paderewski shaft. This is one of the seven, of the twenty-six shafts that have been sunked in the history of the Wieliczka mine, which survived to this day. The contract for the execution of works after the tender procedure was signed with KOPEX-PBSz S.A. and afterwards the design documentation of the works was developed. In determining the assumptions for the technology of performing works, the contractor decided to change the basic equipment that is usually used during the construction or reconstruction of a shaft.

1. Rys historyczny szybu Paderewski

Szyb Paderewski, pierwotnie nazwany Franciszek na cześć panującego ówczśnie cesarza Franciszka I, został zgłębniony w latach 1812 - 1813.

Szyb był szybem komunikacyjnym – zejściowym wyposażonym w przedział schodowy. Obok funkcji komunikacyjnej, dla załogi górniczej zachodniego rejonu kopalni (załoga wielickiej kopalni liczyła wówczas blisko 2 tys. osób), ważną przesłanką drażenia nowego szybu było jego wykorzystanie do obsługi nowo utworzonej, pierwszej trasy turystycznej. Nad nim w XIX wieku i początkowych latach XX wieku wybudowano szereg nadszybi zarówno drewnianych jak i murowanych [5].

Intensywne wykorzystanie szybu Paderewskiego, jako wyrobiska komunikacyjnego dla załogi zachodniej części kopalni, jak i dla turystów trwało do 1874 r., tj. do czasu zakończenia gruntownej modernizacji szybu Daniłowicza, który wtedy wyposażono w wygodny przedział schodowy i dwie klatki wyciągowe oraz wyciągową maszynę parową. Od tego czasu szyb

Paderewskiego utrzymywany był jako wyrobisko rezerwowe, przydatne zwłaszcza w okresach wyłączeń na czas kapitalnych remontów innych szybów, czy w dniach szczególnie nasilonego ruchu turystycznego. Ostatnia informacja o wykorzystaniu wyrobiska do schodzenia pod ziemię pochodzi z 1948 r. Po koniec lat 40-tych XX w. planowano jego likwidację, która ze względów finansowych nie została zrealizowana. Od 1964 do 2006 r. pełnił funkcję wentylacyjną.

2. Położenie szybu Paderewski

Szyb zlokalizowany jest w centralnej części obszaru górniczego „Wieliczka” w pobliżu szybu Daniłowicza, w rejonie bezpośrednio sąsiadującym z trasą turystyczną.

Głębokość szybu wynosi 60,12 m, podszybie zlokalizowane jest na Poz. I na głębokości 60,1 m. Rzępie szybu jest całkowicie zasypane gruzem oraz w znacznym stopniu zniszczone. Głębokość rzępie jest nieznana.

Szyb do głębokości 23,00 m ma przekrój beczkowy i wykonany został w obudowie murowej, poniżej aż do dna szyb ma przekrój prostokątny i wykonany został w obudowie drewnianej.

Szyb w przedziale drabinowym wyposażony jest w 11 pomostów spoczynkowych. Bezpośrednio do szybu przylegają, na głębokości około 38,00 m, dostępne w niewielkim stopniu (w początkowym swym odcinku od szybu) schody prowadzące na Poz. I.

Podszybie na Poz. I jest murowane, z cegły z żelaznymi stropnicami i drewnianymi wkładkami upodatkowanymi.

3. Planowany zakres robót remontowych

W chwili obecnej w szybie realizowane są prace polegające na jego przebudowie, dzięki którym możliwe będzie funkcjonowanie tego wyrobiska, jako szybu wentylacyjnego (szyb wdechowy) i szybu komunikacyjnego (służącego do transportu turystów).

Prowadzone obecnie w szybie przez KOPEX – Przedsiębiorstwo Budowy Szybów S.A. prace obejmują w szczególności:

- wykonanie robót budowlanych polegających na przebudowie głowicy szybu, budowie tunelu komunikacyjnego i kanału wentylacyjnego,
- wykonanie robót górniczych polegających na przebudowie szybu w zakresie głębokości 5,36 m ÷ 63,87 m oraz przebudowie podszybia na Poz. I i odcinka chodnika Kuchnia,
- wykonanie robót szybowych polegających na zabudowie zbrojenia.

Szyb na odcinku od głowicy do Poz. I (do głębokości 53,00 m) wykonywany jest w obudowie dwuwarstwowej wodoszczelnej, poniżej do dna szybu (do głębokości 63,87 m) wykonany zostanie w obudowie zespolonej.

Konstrukcja zaprojektowanej obudowy wodoszczelnej:

- Na odcinku od głowicy szybu do głębokości 18,00 m:
Obudowę ostateczną stanowił beton zbrojony o grubości 0,4 m z betonu klasy C30/37. Obudowa wstępna zabezpieczająca wyłom wykonana została z kształtownika V29 z pierścieniami zabudowanymi na siatce MM w rozstawie, co 0,75 m. Pierścienie zostały

zakotwione do ociosu kotwami śrubowymi długości 3,2 m oraz 1,8 m. Dodatkowo na odcinku do głębokości około 8,8 m odsłaniany ocios zabezpieczany był poprzez wykonanie wykładki drewnianej z krawędziaków o grubości 50 mm. Na obudowie wstępnej wykonano została warstwa betonu natryskowego klasy C20/25, która stanowiła podłoże dla wykonania hydroizolacji.

Warstwę uszczelniającą obudowę stanowi membrana Sikaplan – WP 1100-20HL o grubości 2,0 mm. Membrana układana była na geowłókninie np. Sikaplan W Felt 500PP.

- Na odcinku od głębokości 18,00 m do głębokości 53,00 m:

Obudowa wstępna wykonana jest z cegły 250 o grubości 0,38 m. Pomiedzy obudową wstępną a górotworem zaprojektowano dylatację o szerokości 100 mm na całym odcinku obudowy. Po zabudowie obudowy wstępnej przestrzeń ta wypełniona była pianką mineralno-cementową DURAFOAM firmy Minova Ekochem S.A.

Warstwę uszczelniającą obudowę stanowi membrana Sikaplan – WP 1100-20HL o grubości 2,0 mm.

Obudowę ostateczną stanowi beton monolityczny C30/37 o grubości 0,4 m.

Konstrukcja zaprojektowanej obudowy zespolonej:

Obudowa wstępna wykonana będzie z cegły 250 o grubości 0,38 m. Pomiedzy obudową wstępną a górotworem zaprojektowano dylatację o szerokości 100 mm na całym odcinku obudowy. Po zabudowie obudowy wstępnej przestrzeń ta wypełniona będzie pianką mineralno-cementową DURAFOAM firmy Minova Ekochem S.A.

Obudowę ostateczną stanowił będzie beton monolityczny C30/37 o grubości 0,4 m.

Mając na uwadze planowaną funkcję szybu zakłada się wykonanie nowego rząpia w obudowie betonowej o przekroju w obudowie owalnej. Dla zabudowy dźwigu osobowego rząpie należy pogłębić o 4,0 m. Dno szybu stanowić będzie korek żelbetowy o grubości 0,5 m. W płycie żelbetowej wykonana zostanie studzienka do gromadzenia wody o wymiarach 1,0x1,0 i głębokości 1,2 m.

Podszybie przebudowane jest w obudowie mieszanej i dostosowana do przekroju owalnego (beczkowego) szybu.

Mury ociosowe wykonywane są z cegły klinkier klasy 150. Strop zabezpieczony jest sklepieniem półkolistym z cegły klinkier klasy 150.

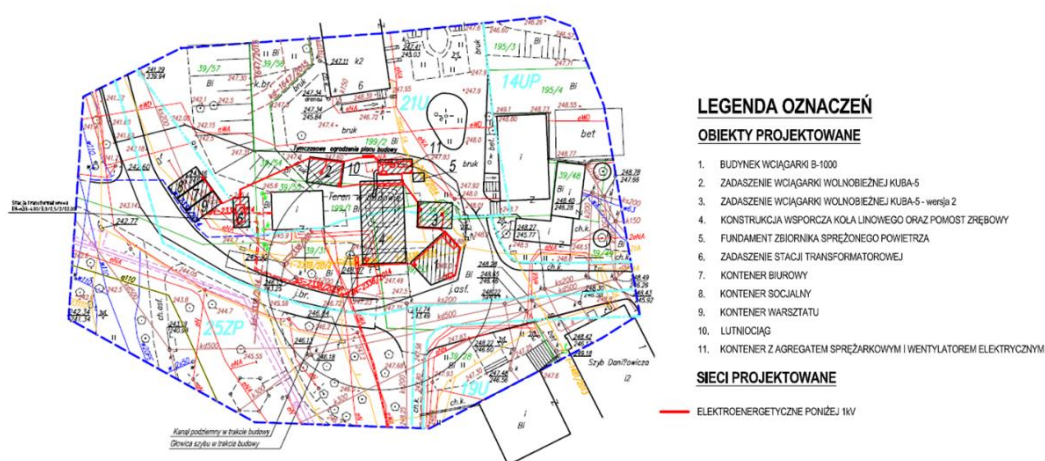
Spąg pochylni i dojście do chodnika Kuchnia zabezpieczany jest posadzką betonową z betonu kl. C25/23 o grubości 20 cm.

4. Główne konstrukcje i urządzenia stosowane w trakcie przebudowy szybu

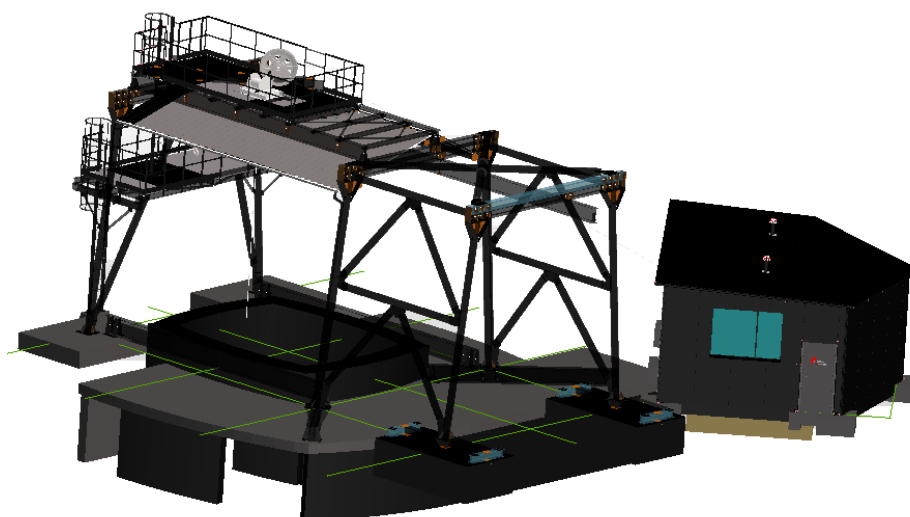
Podczas realizacji niniejszego zadania wykorzystane zostały następujące urządzenia i konstrukcje (rys.1 i 2) [2]:

- wciągarka B – 1000 – urządzenie pomocnicze z zawieszeniem stożkowym do transportu materiałów i sprzętu,
- dwie wciągarki wolnobieżne KUBA – 5 do przemieszczania pomostu wiszącego,
- pomost zrębowy,
- pomost poz. -3,71 m,

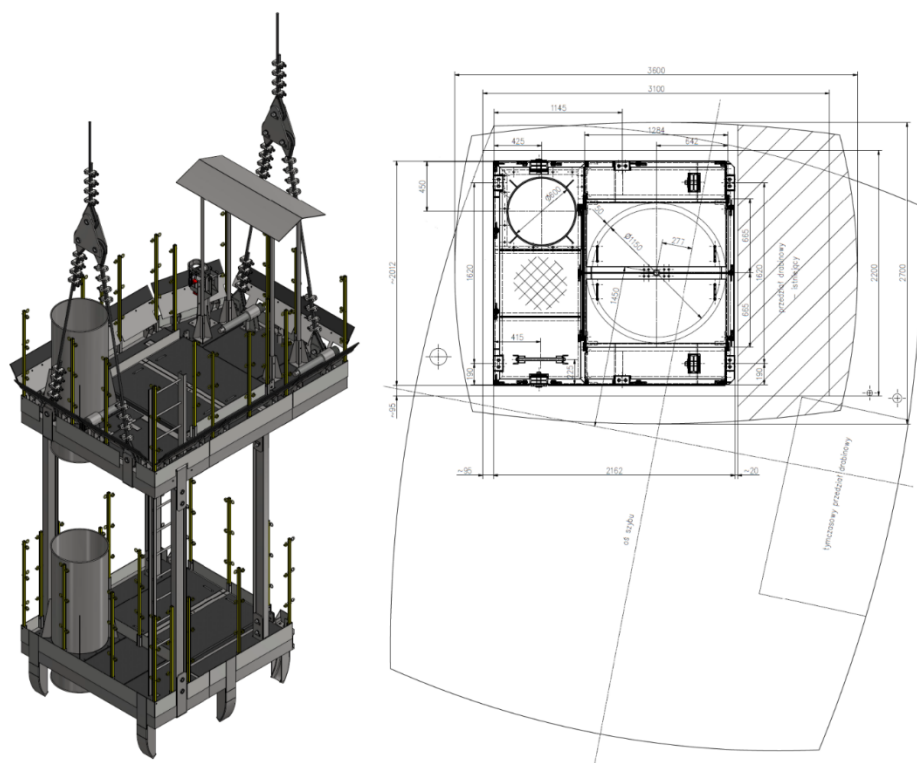
- pomost wiszący – dla prowadzenia robót związanych z przebudową szybu zabudowany w szybie został dwupodestowy pomost wiszący, który zawieszony jest na dwóch linach nośnych $\varnothing 25$ mm i przemieszczany za pośrednictwem ww. wciągarek wolnobieżnych (rys. 3),
- odeskowanie stalowe – dla wykonania obudowy ostatecznej w szybie zabudowano odeskowanie stalowe wraz z pomostem obsługi, który przemieszczany jest na kołowrotach ręcznych zabudowanych na pomoście poz. -3,71 m.



Rys. 1. Plan zagospodarowania powierzchni



Rys. 2. Konstrukcja wsporcza oraz zadaszenie urządzenia pomocniczego



Rys. 3. Pomost wiszący oraz tarcza szybu

5. Uwarunkowania umożliwiające wykonanie przebudowy bez stosowania górniczego wyciągu szybowego

W trakcie opracowywania założeń do technologii wykonywania robót wykonawca podjął decyzję aby zrezygnować z podstawowego urządzenia jakie zwykle jest stosowane w trakcie budowy lub przebudowy szybu tj. górniczego wyciągu szybowego.

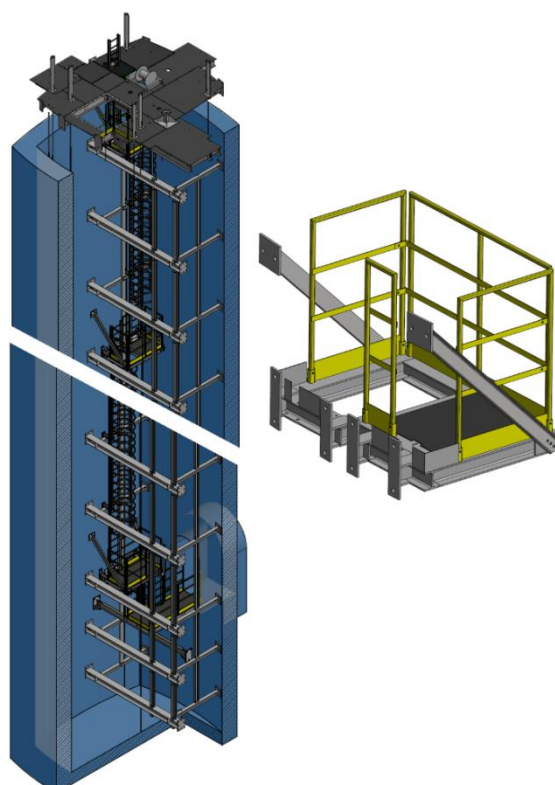
W zamian przewidziano do zabudowy jako główne urządzenie robocze wciągarkę B-1000 z zawieszeniem stożkowym do transportu materiałów i sprzętu [1, 7].

Analizując przepisy jakie obowiązywały w momencie uruchamiania urządzeń (2016 r.) zaproponowano zastosowanie wciągarki jako jednego z urządzeń pomocniczych [3, 4, 6].

Zgodnie z §528 rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. nr 139, poz. 1169):

- Urządzenia pomocnicze, przy głębieniu i zbrojeniu szybów, zainstalowane w szybie i w obrębie szybu, wykonuje się zgodnie z dokumentacją techniczną według ustalonej technologii budowy.
- Oddanie do ruchu urządzeń pomocniczych wymaga uzyskania zezwolenia kierownika ruchu zakładu górniczego.

Zrezygnowanie z górniczego wyciągu szybowego było możliwe ze względu na małą głębokość szybu. Szyb Paderewski łączy powierzchnię z I poziomem kopalni, który w tym miejscu znajduje się na głębokości około 60 m pod powierzchnią terenu. Umożliwiło to rezygnację z zastosowania górniczego wyciągu szybowego niezbędnego do transportu ludzi w szybie. Przyjęto założenie, że do przodka w szybie pracownicy będą udawać się jak i wychodzić z szybu po drabinach. Przewidziano zabudowę tymczasowego przedziału drabinowego (rys. 4). Przepisy nie ograniczają głębokości do jakiej pracownicy mogą udawać się w takich przypadkach przedziałem drabinowym. Ogranicza się jedynie do 40 m długość drabiny wiszącej łączącej przedział drabinowy tymczasowy z dnem przebudowywanego szybu.



Rys. 4. Tymczasowy przedział drabinowy oraz pomost spoczynkowy

6. Podstawowe różnice pomiędzy zabudowanym urządzeniem z górniczym wyciągiem szybowym – wady i zalety

Liczba elementów wchodząca w skład Górniczego Wyciągu Szybowego (GWSz) jest bardzo duża za czym idzie długi proces projektowania, a następnie zabudowy wszystkich elementów.

Zastosowano zawieszenie kubłowe z uchwytem stożkowym, które jest znacznie lżejsze i krótsze od klasycznego zawieszenia z sercówką i zaciskami linowymi.

W rezultacie uzyskujemy większy dostępny udźwig użyteczny, co powoduje skrócenie czasu pogłębienia, a więc skrócenie czasu ekspozycji wszystkich pracowników w trakcie robót w szybie.

Dodatkowo zastosowany naprzemienny układ transportu kubłów na zrębie szybu znacznie zwiększył efektywność pracy poprzez ograniczenie do minimum czasu potrzebnego na dodatkowe operacje związane z transportem kubłami.

Zabudowana na zrębie szybu konstrukcja wsporcza koła linowego dla układu transportowego kubła jest znacząco mniejsza od tradycyjnej wieży szybowej, posiada mniejsze gabaryty fundamentów. W konstrukcji wsporczej nie było konieczności uwzględnienia wolnych dróg przejazdu jak w rozwiązaniu tradycyjnym z GWSz, co wpływa na zmniejszenie gabarytów i masy konstrukcji.

Ograniczono znacznie ilość elementów konstrukcyjnych w stosunku do tradycyjnego GWSz, co wpłynęło na koszt inwestycji obniżony o zabudowę największych elementów np. maszyny wyciągowej i zabudowę konstrukcji wieży szybowej.

Znaczne zmniejszenie ilości elementów konstrukcyjnych umożliwiło zabudowę niezbędnych konstrukcji na bardzo ograniczonym dla inwestycji obszarze działki.

Mniejsza liczba elementów wymaga też mniejszej ilości wykonywanych badań i kontroli, co zmniejsza koszty i czas realizacji inwestycji. Ograniczono do minimum wykonywanie rozbudowanych odbiorów dopuszczających do pracy tzn. budowy i konstrukcji.

Dodatkowo zmniejszono ilość ponoszonych kosztów na obsługę urządzeń.

Tabelaryczne zestawienie zalet i wad przyjętego rozwiązania transportu pionowego w trakcie przebudowy szybu Paderewski (tabela 1.).

Zestawienie zalet i wad przyjętego rozwiązania transportu pionowego

Tabela 1.

Lp.	Zalety	Wady
1.	lżejsze i krótsze zawieszenie kubła	konieczność zejścia i wyjścia z szybu przez pracowników po drabinach
2.	większy dostępny, udźwig użyteczny kołowrotu	
3.	skrócenie czasu ekspozycji wszystkich pracowników w trakcie robót w szybie	
4.	zwiększona efektywność pracy	
5.	ograniczenie do minimum czasu potrzebnego na powierzchni na operacje związane z transportem i wyładunkiem urobku z kubłów	
6.	wyeliminowanie wieży szybowej, ograniczenie konstrukcji wsporczej koła linowego transportu pionowego	
7.	wyeliminowanie maszyny wyciągowej	
8.	możliwość zabudowy urządzeń na bardzo ograniczonym dla inwestycji obszarze działki	
9.	Prostsza budowa urządzeń sygnalizacji i łączności	
10.	zmniejszenie ilości koniecznych badań i kontroli	

7. Podsumowanie i wnioski

Na podstawie przedstawionej analizy przepisów okazało się, że możliwe jest wykonanie przebudowy szybu Paderewski bez używania Górniczego Wyciągu Szybowego.

Jak wykazano pozwoliło to znacznie ograniczyć zakres robót przygotowawczych i w związku z tym również ich koszt. Ograniczając zakres rzeczowy, skrócono wydatnie czas robót przygotowawczych, jak i robót demontażowych po zakończeniu przebudowy szybu.

Przykład omawiany w rozdziale potwierdza fakt, że współczesne górnictwo w tym to związane z obiektami historycznymi, wymaga indywidualnego podejścia do każdego przedsięwzięcia. Wymaga to w każdym przypadku bardzo dobrej znajomości przepisów. Jednocześnie oczekiwana jest dalsza ewaluacja istniejących przepisów górniczych w kierunku ich uelastycznienia i otwartości na mający cały czas miejsce postęp techniczny.

Literatura

1. Głębieńszyby red. Artur Dyczko, Paweł Kamiński; aut. Jan Kostrz. — Kraków: Szkoła Eksploatacji Podziemnej, 2014 r. ISBN: 978-83-927920-4-8.
2. Projekty techniczne dot. przebudowy szybu Paderewski, zlokalizowanego na obszarze Zakładu Górniczego Kopalni Soli "Wieliczka". Kopex-PBSz S.A. 2016 (niepublikowane).
3. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz. U. Nr 139, poz. 1169).
4. Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (obowiązujące od 1 lipca 2017 r.).
5. Studium historyczno-konserwatorskie szybu Ignacego Paderewskiego w Kopalni Soli Wieliczka; zespół pracowników Muzeum Żup Krakowskich Wieliczka, 2014 r.
6. Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. – Prawo geologiczne i górnicze - Obwieszczenie Marszałka Sejmu Rzeczypospolitej Polskiej z dnia 1 lipca 2016 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu ustawy (Dz. U. poz. 1131) – obowiązujące od 01.01.2012 r.
7. Wybrane zagadnienia techniki i technologii głębieńszybów, red. nauk. Piotr Czaja, Paweł Kamiński. Kraków: Szkoła Eksploatacji Podziemnej, 2016 r. ISBN: 978-83-927920-9-3.

Doświadczenia poznawcze wynikające z diagnostycznych badań naprężeń doznawanych przez ciągła nośne skipów górniczych

Marek Płachno – AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie: Przedstawiono doświadczenia poznawcze uzyskane z diagnostycznych badań [1] naprężeń w ciągłach nośnych ośmiu skipów górniczych, których ciągła nośne doznały uszkodzeń zmęczeniowych po wykonaniu przez skipy wielokrotnie mniejszej liczby cykli transportowych w szybie niż zaplanowano. Pomiar naprężeń objęte badaniami wykonano równocześnie dwoma metodami, tj. tradycyjną metodą tensometryczną [15] oraz nową metodą dynamiczną [11]. Przedstawiono rezultaty fizycznej weryfikacji uzyskanych wyników pomiarów, która była konieczna, ponieważ te wyniki znacząco wykroczyły poza dotychczas opublikowane poglądy na temat badanych naprężeń.

Experience, resulting from monitoring the stresses occurring in carrier rods of mine skip

Abstract: This article presents cognitive experience gained from diagnostic measurements [1] of stresses in carrying pull rods of eight mining skip hoists which carrying pull rods had fatigue failures. These failures happened after that hoist skips operated many times less amount of transport cycles in shaft than there was planned. The tests covered stress measurements which were conducted in two ways simultaneously id est. traditional extensometer method [15] and new dynamic method [11]. This article presents the results of physical verification of findings of the measurements. This verification was necessary because of the results exceeded significantly beyond so far published opinions about tested stresses.

1. Problem uszkodzeń zmęczeniowych doznawanych przez ciągła nośne skipów

Aktualnie stosowane skipy górnicze o dużej ładowności mają najczęściej konstrukcję złożoną z trzech głównych mas. Zdecydowanie największą z nich jest pojemnik do transportu urobku, który jest trwale połączony z pozostałymi dwoma masami głównymi, tj. z głowicą skipu oraz z jego ramą dolną. To połączenie realizują w konstrukcji skipu pręty pionowe nazywane ciągłami nośnymi, zamocowane do głównych mas skipu za pomocą spoin lub nitów. Ładowności największych takich skipów osiągają obecnie 50 Mg, gdy są to skipy dla rud metali, natomiast 40 Mg, gdy skipy są przeznaczone dla kopalń węgla.

Na początku lat 80. poprzedniego stulecia zauważono przy użytkowaniu skipów o dużej ładowności uszkodzenia zmęczeniowe ciągieł nośnych, pojawiające się po wykonaniu przez takie skipy relatywnie małej liczby cykli transportowych w szybie, nierzadko wielokrotnie mniejszej niż zaplanowano. Odtąd podjęto różne działania dla rozwiązania tego problemu, wśród nich prace naukowo-badawcze, mające na celu określenie przyczyn stwierdzanych uszkodzeń.

Zaplecze naukowo-badawcze przemysłu wydobywczego, również w Polsce, zdiagnozowało omawiany problem przed końcem lat osiemdziesiątych ubiegłego wieku.

Świadczą o tym np. prace [4, 9] wykazujące, że bezpośredni powód tego problemu, jakim jest wzrost zmienności naprężeń w cięgłach nośnych skipu, nieproporcjonalny do jego ładowności, stanowi skutek wzrostu drgań poprzecznych doznawanych przez dużą masę pojemnika skipu z urobkiem względem - znacznie mniejszych - dwu jego pozostałych mas głównych, tj. głowicy oraz ramy dolnej. Zmienne obciążenia wewnętrzne doznawane przez cięgła nośne dużych skipów okazały się znacznie większe, niż te, które brano pod uwagę przy ich projektowaniu.

Ponadto zwrócono uwagę na fakt, że w diagnozowanym problemie największy udział przyczynowy mają nierówności torów prowadzenia skipów w szybie, które powodują w prowadnicach krążkowych tych skipów siły dynamiczne będące dominującym wymuszeniem drgań poprzecznych skipu. Ten fakt był sygnałem, że ze względu na losowy charakter nierówności torów prowadzenia, zmienne naprężenia cięgła są procesem stochastycznym o złożonej strukturze widmowej, gdyż drgania powodujące omawiane naprężenia wykorzystują kilkanaście stopni swobody w układzie masowo-sprężystym skipu. Ten układ jest ponadto tzw. wielowejściowym układem dynamicznym [2], bo ma zwykle dwanaście "wejść", którymi w takiej liczbie są prowadnice krążkowe skipu doznające sił dynamicznych od nierówności torów prowadzenia skipu w szybie.

Układ masowo-sprężysty skipu, współpracujący z torami prowadzenia skipu w szybie, okazał się dużym wyzwaniem dla kolejnych prac naukowo-badawczych podejmowanych w krajach inwestujących w przemysł wydobywczy, np. w RPA [5] czy w USA [13]. W Polsce takie prace podjęły aż trzy zespoły naukowe, najpierw zespół pod kierunkiem M. Płachno [10], następnie - w latach 90-tych ub. wieku zespół pod kierunkiem D. Tejszerskiej [12] - oraz na początku obecnego wieku - zespół pod kierunkiem S. Wolnego [15].

Jednak pod koniec pierwszej dekady XXI wieku okazało się, że wyniki przedmiotowych prac dotychczas zrealizowanych nie wystarczają do spełnienia oczekiwania użytkowników skipów górniczych, którym jest odpowiedni aparat obliczeniowy umożliwiający projektowe sprawdzanie trwałości zmęczeniowej cięgła nośnych w konstrukcji skipów. Zarówno wyniki obliczeń, jak i wyniki pomiarów wykonywanych w takim celu w oparciu o opublikowane już wtedy modele matematyczne, nie były wystarczająco zgodne z praktyką użytkowania skipów. Świadczą o tym przypadki uszkodzeń zmęczeniowych występujących przy cięgłach skipów, nieznajdujące uzasadnienia w przywołanych wynikach obliczeń i pomiarów.

Niezbędna była zatem merytoryczna korekta dotychczasowego podejścia do omawianego problemu. Taką korektę zaproponowano w [11], następstwem czego były diagnostyczne badania [1] podjęte w 2007 r. przez specjalistów z Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH. Badania [1] wykonano przy ośmiu skipach po naprawie zmęczeniowych uszkodzeń cięgła nośnych tych skipów. Wśród przebadanych skipów były dwa o ładowności 18 Mg, dwa o ładowności 23 Mg oraz cztery o ładowności 33 Mg.

W niniejszym rozdziale przedstawiono doświadczenia poznawcze uzyskane z badań [1], w szczególności doświadczenia dotyczące pomiarów naprężeń w cięgłach badanych skipów, doświadczenia z probabilistycznej analizy wyników takich pomiarów oraz rezultaty fizycznej weryfikacji uzyskanych wyników pomiarów i analizy.

2. Doświadczenia poznawcze uzyskane z pomiarów naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów wskutek drgań poprzecznych tych skipów podczas ich jazdy w szybie

Omawiane doświadczenia, to wnioski uzyskane z wyników omawianych pomiarów wykonanych w zakresie badań [1] przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika każdego z badanych skipów. Z poznawczego punktu widzenia najcenniejsze okazały się wyniki tych pomiarów, które wykonano równocześnie dwoma metodami, tj. metodą dynamiczną [11] oraz metodą tensometryczną [15].

Na rysunku 1 zamieszczono schemat zainstalowania w konstrukcji badanego skipu specjalnej aparatury do pomiarów naprężeń w jego cięgłach nośnych metodą dynamiczną [11], na rysunku 2 pokazano główne zespoły tej aparatury, a na rysunku 3 przedstawiono schemat ilustrujący rozmieszczenie tensometrów oporowych na powierzchni badanego cięgła. Z kolei na rysunku 4 pokazano jeden z wyników omawianych pomiarów.

Ten wynik, to dwa zestawy wykresów widma mocy największych naprężeń zmiennych normalnych i stycznych, zmierzonych w punktach B i C dwu przekrojów pomiarowych (rys. 5) skrajnego cięgła przynależnego do badanego skipu. Górny zestaw wykresów z rysunku 4 dotyczy przekroju przy górnym stężeniu pojemnika badanego skipu, a zestaw dolny odnosi się do przekroju przy dolnym stężeniu tego pojemnika.

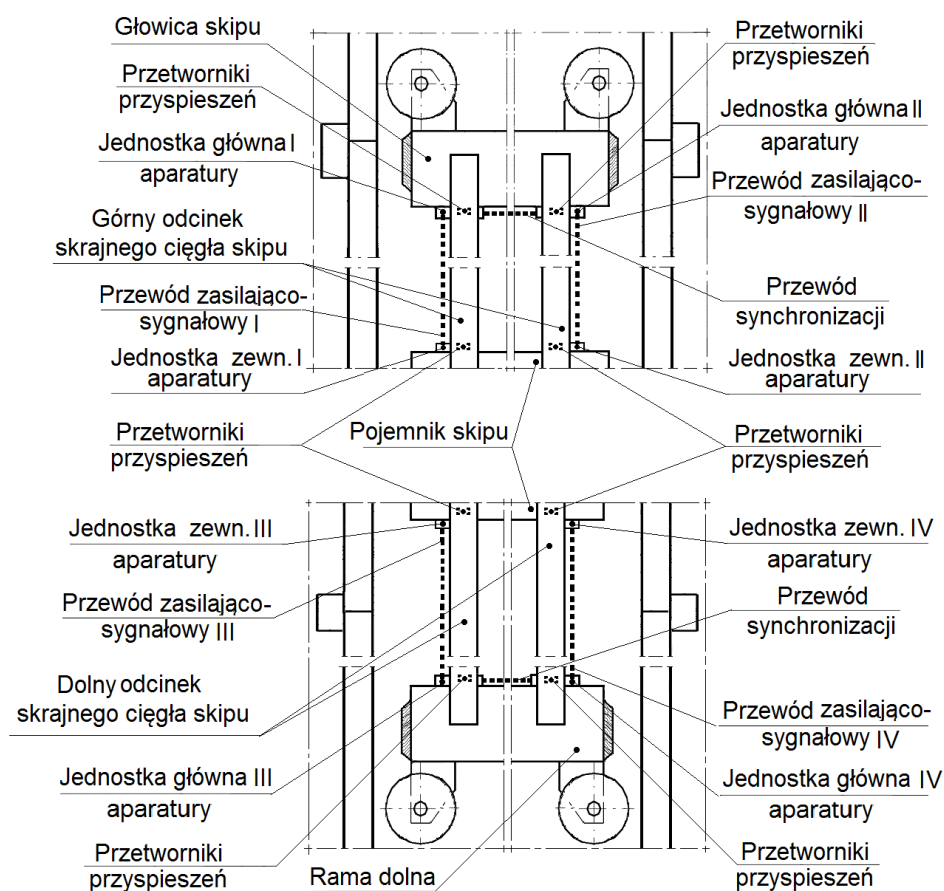
Na rysunku 4 oznaczono:

$G_{B\sigma g}$, $G_{B\sigma d}$ - widmo mocy największych naprężeń zmiennych normalnych od wewnętrznego momentu zginającego $M_b(t)$, występujących w punkcie B przekroju pokazanego na rysunku 5, odpowiednio, przekroju przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika skipu,

$G_{C\sigma g}$, $G_{C\sigma d}$ - widmo mocy największych naprężeń zmiennych normalnych od wewnętrznego momentu zginającego $M_c(t)$, występujących w punkcie C przekroju pokazanego na rysunku 5, odpowiednio, przekroju przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika skipu,

$G_{B\tau g}$, $G_{B\tau d}$ - widmo mocy największych naprężeń zmiennych stycznych od wewnętrznego momentu skręcającego $M_s(t)$, występujących w punkcie B przekroju pokazanego na rysunku 5, odpowiednio, przekroju przy górnym oraz przy dolnym stężeniu pojemnika skipu,

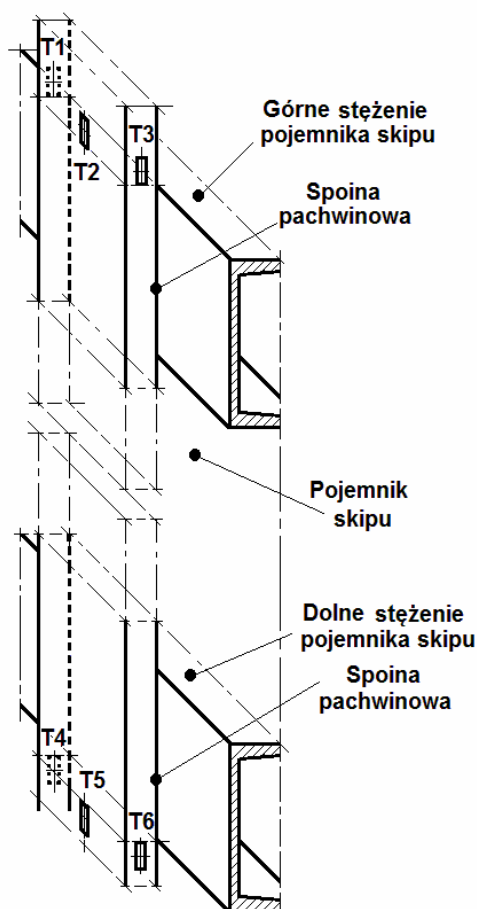
$G_{N g}$, $G_{N d}$ - widmo mocy największych naprężeń zmiennych normalnych od siły wewnętrznej rozciągającej $N(t)$ działającej w przekroju jak na rysunku 5, odpowiednio, w przekroju przy górnym i dolnym stężeniu pojemnika skipu.



Rys.1. Schemat zainstalowania w konstrukcji badanego skipu specjalnej aparatury do pomiaru metodą dynamiczną [11] naprężeń zmiennych doznawanych przez cięgła nośne tego skipu podczas jego jazdy w szybie [źródło: opracowanie własne]



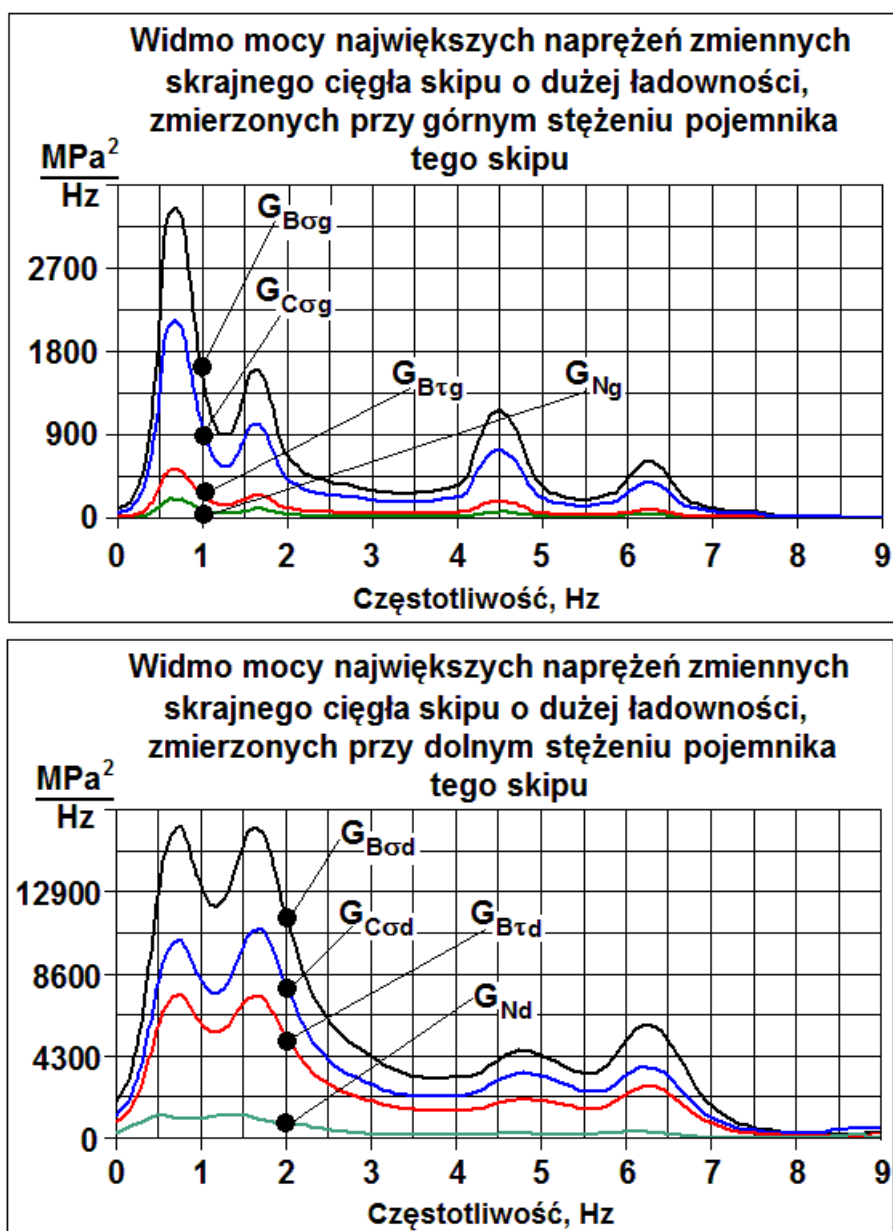
Rys.2. Jednostka główna (z lewej) oraz jednostka zewnętrzna (z prawej) specjalnej aparatury do pomiaru metodą dynamiczną [11] naprężeń zmiennych doznawanych przez cięgła nośne skipu podczas jego jazdy w szybie [źródło: opracowanie własne]



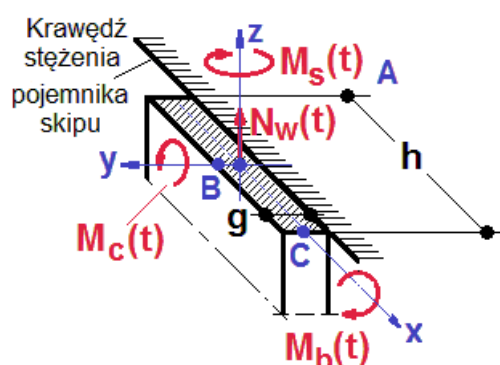
Rys.3. Schemat rozmieszczenia tensometrów T1÷T6 na powierzchni badanego cięgła przy górnym i dolnym stężeniu pojemnika skipu (źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Wszystkie wykresy jak na rysunku 4 uzyskano po cyfrowej obróbce sygnałów pomiarowych zarejestrowanych przy każdym badanym skipie dla dwudziestu czterech cykli wydobywczych wyciągu szybowego. W zakresie tej obróbki wykonywano najpierw podział zarejestrowanych sygnałów na części odpowiadające kolejnym jazdom pomiarowym skipu w dół i w górę szybu oraz przeliczenie każdej z tych części na przebieg pomiarowy naprężeń w badanym cięgle. Następnie wybierano z każdego przebiegu naprężeń po jednym odcinku mającym czas trwania ok. 4 s, po ok. 2 s na prawo i lewo od ekstremalnej wartości tego przebiegu, po czym obliczano dla każdego z odcinków tzw. zgrubną gęstość widmową mocy. Wtedy, dla każdego z ośmiu kompletów zawierających po 24 gęstości widmowe zgrubne, obliczano gęstość widmową średnią, a osiem wykresów takich gęstości, po ich wygładzeniu, zestawiano jak na rysunku 4. Należy dodać, że każdy z wykresów, jak na rysunku 4, pokazuje widmo największych naprężeń doznawanych przez przekroje pomiarowe (rys. 5) cięgła przed naprawą jego uszkodzeń zmęczeniowych, mimo że sygnały pomiarowe tych naprężeń zarejestrowano po naprawie takich uszkodzeń. Jednak dzięki temu, że zarejestrowane sygnały wytworzono podczas pomiarów wykonywanych równocześnie metodą dynamiczną [11] i metodą tensometryczną [15], wyznaczenie z tych sygnałów wartości naprężeń odpowiadających konstrukcji cięgieł sprzed ich naprawy nie nastroczało trudności.

Wyniki omawianych pomiarów wykonanych przy każdym ze skipów objętych badaniami [1] okazały się - pod względem jakościowym - znacząco podobne do siebie. Pozwoliło to stwierdzić, że w zakresie fizycznego poznania zmiennych naprężeń doznawanych przez ciągła nośne skipów o dużej ładowności uzyskano nowe przesłanki, które można było sformułować za pomocą następujących wniosków:



Rys.4. Zestawy wykresów widma mocy największych naprężeń skrajnego ciągła skipu o dużej ładowności, zmierzonych przy górnym i dolnym stężeniu pojemnika tego skipu (źródło: opracowanie własne na podstawie [1])



Rys.5. Schemat pomiarowego przekroju cięgła nośnego w konstrukcji badanych skipów [1], na którym przez $M_b(t)$, $M_c(t)$ oznaczono momenty wewnętrzne zginające, odpowiednio moment boczny i czołowy, przez $M_s(t)$ oznaczono moment wewnętrzny skręcający, zaś przez $N_w(t)$ - siłę wewnętrzną rozciągającą (źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

1. Wyniki pomiarów jak na rysunku 4 pokazują, że w przekrojach cięgła doznających uszkodzeń zmęczeniowych występują równoczesne naprężenia zmienne normalne i styczne, co wskazuje, że czynnikami największych takich naprężeń w cięgłach skipu są nie tylko zmienne momenty wewnętrzne zginające, uznawane dotąd za jedyne takie czynniki [7, 10, 12], ale są nimi także zmienny moment wewnętrzny skręcający oraz zmienna siła wewnętrzna rozciągająca.
2. Wykresy widma mocy największych naprężeń zmiennych normalnych i stycznych są dla punktów B i C w każdym z dwu przekrojów pomiarowych cięgła podobne geometrycznie, mają po cztery lokalne maksima dla tych samych częstotliwości oraz wskazują, że wyężenie materiału w punkcie B przekrojów jest większe niż w punkcie C. Wynika stąd, że amplitudy równocześnie działającego w punkcie B naprężenia normalnego i stycznego można uważać za wprost proporcjonalne względem siebie, co upoważnia, aby dla amplitud takich naprężeń przyjąć zależności:

$$\sigma_N = k_r \cdot \sigma_{BM}, \quad \tau_s = k_s \cdot \sigma_{BM}, \quad (1)$$

$$\sigma_z = \sigma_{BM} \cdot \sqrt{3 \cdot k_s^2 + (1 + k_r)^2} = k \cdot \sigma_{BM}, \quad (2)$$

gdzie:

k_r , k_s - współczynniki prostej proporcjonalności zależne od konstrukcyjnych parametrów, jakie mają odcinki swobodne cięgła pomiędzy jego zamocowaniami do głównych mas skipu,

σ_{BM} , σ_N , τ_s - amplitudy naprężeń w punkcie B przekroju jak na rys.5, powodowanych, odpowiednio, przez moment wewnętrzny zginający boczny, przez siłę wewnętrzną rozciągającą oraz przez moment skręcający,

σ_z - naprężenie zredukowane określone dla amplitud σ_{BM} , σ_N , τ_s wg hipotezy HMM (Huber, Mises, Hencky).

3. Wykorzystując wynik pomiarów zamieszczony na rysunku 4 można obliczyć, że w przypadku skipu, którego ten wynik dotyczy, uzyskuje się dla współczynników k_r , k_s wartości:

- dla górnego odcinka cięgła (między głowicą a górnym stężeniem pojemnika skipu):

$$k_{rg} = 0,24, \quad k_{sg} = 0,39, \quad (3)$$

- dla dolnego odcinka cięgła (między dolnym stężeniem pojemnika a ramą dolną):

$$k_{rd} = 0,26, \quad k_{sd} = 0,66. \quad (4)$$

Wartości (3) i (4) podstawione do wzoru (2) nadają mu następujące postaci:

$$\sigma_{zg} = k_g \cdot \sigma_{BMg} = 1,4 \cdot \sigma_{BMg}, \quad \sigma_{zd} = k_d \cdot \sigma_{BMd} = 1,7 \cdot \sigma_{BMd}, \quad (5)$$

w których:

σ_{zg} , σ_{zd} - największe naprężenie zredukowane σ_z w przekroju cięgła przy górnym stężeniu pojemnika skipu oraz przy dolnym stężeniu tego pojemnika,

σ_{BMg} , σ_{BMd} - największa amplituda naprężeń σ_{BM} dotycząca, odpowiednio, przekroju przy górnym stężeniu pojemnika skipu oraz przekroju przy dolnym stężeniu tego pojemnika.

4. Ze wzorów (1) ÷ (5) wynika, że przywołany już fakt niewystarczającej zgodności opublikowanych dotychczas przedmiotowych modeli matematycznych z praktyką użytkowania skipów o dużej ładowności, może mieć swoją przyczynę w ograniczeniu czynników omawianych naprężeń do momentów zginających cięgła. Takie ograniczenie znacząco zaniża naprężenia zarówno obliczone, jak i zmierzone, gdyż ich rzeczywiste wartości mogą być większe nawet o 70%.

Można zauważyć, że przedstawione wnioski uzyskane z wyników pomiarów wykonanych w zakresie badań [1] znacząco wykroczyły poza opublikowane dotychczas poglądy na temat zmiennych naprężeń doznawanych przez cięgła nośne skipów. Zdaniem autora była zatem konieczna weryfikacja fizyczna tych wyników, dla której przyjęto zamysł, aby dla każdego ze skipów objętych badaniami [1] porównać ze sobą dwie trwałości zmęczeniowe cięgieł tego skipu, tj.:

- trwałość empiryczną, określoną w oparciu o wynik pomiarów jak na rysunku 4, wyrażoną jako spodziewana liczba milionów cykli wydobywczych wykonanych przez wyciąg górniczy z udziałem przebadanego skipu, bez zaistnienia zmęczeniowych uszkodzeń jego cięgieł,
- trwałość rzeczywistą, odczytaną z dokumentacji napraw przebadanego skipu jako faktyczna liczba milionów takich cykli wykonanych do dnia wykrycia uszkodzeń cięgieł tego skipu.

Jak wskazują teoretyczne podstawy wyznaczania empirycznej trwałości zmęczeniowej dla elementów konstrukcji doznających przypadkowych obciążeń, podane np. w [3, 8, 14], do wyznaczenia takiej trwałości niezbędne jest zdefiniowanie zmiennych losowych, które można przyporządkować zmiennym naprężeniom tego elementu. W zakresie badań [1] podjęto takie zadanie, a uzyskane doświadczenia przedstawiono w następnej części niniejszego rozdziału.

3. Doświadczenia poznawcze uzyskane z probabilistycznej analizy wyników pomiarów naprężeń doznawanych przez ciągła nośne skipów wskutek poprzecznych drgań tych skipów podczas ich jazdy w szybie

Wyniki pomiarów wykazujące - jak na rysunku 4 - fakt geometrycznego podobieństwa wykresów widma mocy największych naprężeń normalnych i stycznych w przekrojach pomiarowych ciągła skipu, uznano w badaniach [1] za kolejne potwierdzenie, że źródłową przyczyną tych naprężeń są nierówności torów prowadzenia skipów w szybie, powodujące w krążkowych prowadnicach skipów siły dynamiczne wymuszające drgania poprzeczne głównych mas tych skipów. Ponieważ układy sprężysto-masowe konstrukcji skipów można uważać za liniowe [9, 12, 13], a nierówności torów prowadzenia wymuszające drgania poprzeczne głównych mas skipu - za zmienne losowe o rozkładzie normalnym, to według [3, 14] można było przyjąć, że amplitudy takich drgań, jak również amplitudy naprężeń powodowanych w ciągłach nośnych skipu przez te drgania, można uważać za zmienne losowe mające rozkład Rayleigha. Na tej podstawie sformułowano następujące założenia:

1. Rozkład Rayleigha mają losowe wartości σ_{zg} , σ_{zd} naprężenia zredukowanego (2) obliczonego dla punktu B przekroju ciągła jak na rysunku 5, przyporządkowane kolejnym przedziałom czasu trwania cyklu wydobywczego odpowiadającym podstawowemu okresowi drgań poprzecznych badanego skipu.
2. Podstawowy okres drgań poprzecznych badanego skipu jest odwrotnością argumentu (częstotliwości) pierwszego maksimum widma mocy największych amplitud naprężeń zmierzonych w ciągłach tego skipu.
3. Każda ze zmiennych losowych σ_{zg} i σ_{zd} wg założenia 1 tworzy zbiór, który ma:
 - liczebność równą ilorazowi czasu trwania cyklu wydobywczego do podstawowego okresu drgań poprzecznych badanego skipu,
 - najmniejszą wartość równą zero oraz wartość największą, odpowiednio, σ_{zgmax} i σ_{zdmax} , która - jako taka sama dla każdego cyklu wydobywczego - jest parametrem zależnym od wyniku pomiarów jak na rysunku 4, określonym za pomocą wzorów.

$$\sigma_{zgmax} = \left[\left(S_{B\sigma g}^{0,5} + S_{Ng}^{0,5} \right)^2 + 3 \cdot S_{B\tau g} \right]^{0,5},$$

$$S_{B\sigma g} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_{dg}}^{f_{gg}} G_{B\sigma g}(f) df, \quad S_{Ng} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_{dg}}^{f_{gg}} G_{Ng}(f) df, \quad S_{B\tau g} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_{dg}}^{f_{gg}} G_{B\tau g}(f) df, \quad (6)$$

$$\sigma_{zdmax} = \left[\left(S_{B\sigma d}^{0,5} + S_{Nd}^{0,5} \right)^2 + 3 \cdot S_{B\tau d} \right]^{0,5},$$

$$S_{B\sigma d} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_{dd}}^{f_{gd}} G_{B\sigma d}(f) df, \quad S_{Nd} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_{dd}}^{f_{gd}} G_{Nd}(f) df, \quad S_{B\tau d} = \frac{1}{\pi} \cdot \int_{f_{dd}}^{f_{gd}} G_{B\tau d}(f) df, \quad (7)$$

w których:

$G_{B\sigma g}$, G_{Ng} , $G_{B\tau g}$ - widmo mocy największych naprężeń w punkcie B przekroju jak na rysunku 5 dotyczącego górnego stężenia pojemnika, odpowiednio, naprężeń normalnych

od zginania, naprężeń normalnych od rozciągania oraz naprężeń stycznych od skręcania,

$G_{B\sigma d}$, G_{Nd} , $G_{B\tau d}$ - widmo mocy największych naprężeń w punkcie B przekroju jak na rysunku 5, dotyczącego dolnego stężenia pojemnika, odpowiednio, naprężeń normalnych od zginania, naprężeń normalnych od rozciągania oraz naprężeń stycznych od skręcania,

f_{dg} , f_{gg} - odpowiednio, dolna i górna granica zakresu częstotliwości obejmującego znaczące wartości każdego widma należącego do górnego zestawu wykresów jak na rysunku 4,

f_{dd} , f_{gd} - odpowiednio, dolna i górna granica zakresu częstotliwości obejmującego znaczące wartości każdego widma należącego do dolnego zestawu wykresów jak na rysunku 4.

Wykorzystując podane założenia, przyjęto dla zmiennych losowych σ_{zg} i σ_{zd} następujące postaci dystrybucyjny Rayleigha:

$$F(\sigma_{zg}) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\sigma_{zg}}{\sigma_{zog}}\right)^2\right], \quad F(\sigma_{zd}) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{\sigma_{zd}}{\sigma_{zod}}\right)^2\right], \quad (8)$$

gdzie:

σ_{zog} , σ_{zod} - parametr obliczany za pomocą odpowiedniego ze wzorów:

$$\sigma_{zog} = \sigma_{zgmax} \cdot \left(\ln \frac{T_w}{T_1}\right)^{-0,5}, \quad \sigma_{zod} = \sigma_{zdmax} \cdot \left(\ln \frac{T_w}{T_1}\right)^{-0,5}, \quad (9)$$

w których:

T_1 , T_w - odpowiednio, podstawowy okres drgań poprzecznych skipu oraz czas trwania jednego cyklu wydobywczego, s;

σ_{zgmax} , σ_{zdmax} - parametr obliczony za pomocą podanego już wzoru, odpowiednio, (6) i (7).

W celu graficznego zilustrowania wzorów (6), (7), (8) i (9) jako probabilistycznego opisu naprężeń zredukowanych w ciągłych nośnych skipów objętych badaniami [1], przedstawiono na rysunku 6 wykresy dystrybucyjny $F(q)$ oraz gęstości prawdopodobieństwa $f(q)$ wyrażonych wzorami:

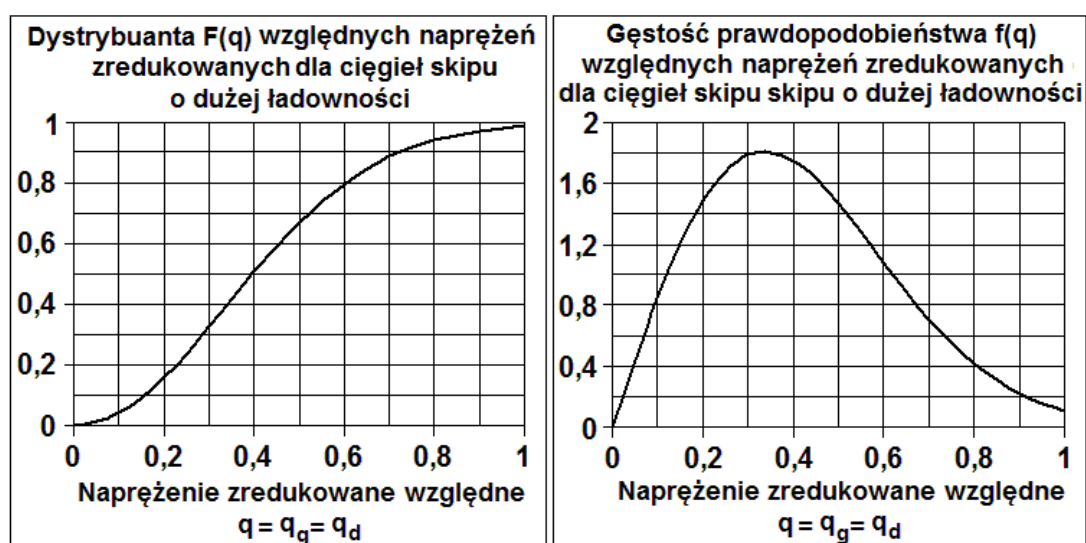
$$F(q) = 1 - \exp\left(-\ln \frac{T_w}{T_1} \cdot q^2\right), \quad f(q) = 2 \cdot \ln \frac{T_w}{T_1} \cdot q \cdot \exp\left(-\ln \frac{T_w}{T_1} \cdot q^2\right), \quad q = \frac{\sigma_{zg}}{\sigma_{zgmax}} = \frac{\sigma_{zd}}{\sigma_{zdmax}}, \quad (10)$$

gdzie:

q - zmienna losowa opisująca względne naprężenia zredukowane ciągła skipu,

σ_{zg} , σ_{zd} - zmienne losowe jak we wzorach (8)

T_1 , T_w , σ_{zgmax} , σ_{zdmax} - parametry jak we wzorach (9).



Rys.6. Dystrybuanta i gęstość prawdopodobieństwa naprężeń zredukowanych względnych obliczonych w oparciu o wynik pomiaru pokazany na rysunku 4

Należy dodać, że wykresy przedstawione na rysunku 6 okazały się znaczącą wskazówką dla warunków obróbki sygnałów pomiarowych zarejestrowanych podczas jazd pomiarowych każdego ze skipów objętych badaniami [1]. Te wykresy wskazały, że dotychczasowe podejście do obliczeń średnich gęstości widmowych mocy naprężeń zmierzonych w ciągach skipów, znacząco ogranicza możliwość wyznaczania faktycznych parametrów rozkładu prawdopodobieństwa tych naprężeń. Dotychczasowy sposób polegający na obliczaniu przywołanych gęstości widmowych średnich dla tzw. zgrubnych gęstości widmowych, z których każdą wyznaczono dla przebiegu pomiarowego naprężeń odwzorowującego cały cykl wydobywczy, powodował wielokrotne uśrednienie chwilowych wartości zmierzonych naprężeń należących do tych samych okresów drgań poprzecznych skipu. Dlatego, w tak obliczonej gęstości widmowej średniej, jej faktyczne maksima, zwłaszcza maksimum dotyczące podstawowego okresu drgań poprzecznych skipu, ulegało znacznemu rozmyciu. Powodowało to duże błędy przy określaniu tego okresu, a także, duże błędy przy określaniu parametrów rozkładu prawdopodobieństwa zmierzonych naprężeń. Z tego powodu, zgrubne gęstości widmowe mocy naprężeń w ciągach skipów objętych badaniami [1] obliczano w inny sposób, który już omówiono w 2. części niniejszego rozdziału. Istotą tego sposobu jest obliczanie zgrubnej gęstości widmowej tylko dla wybranego odcinka każdego przebiegu pomiarowego, tj. dla około 4-sekundowego odcinka w bliskim otoczeniu ekstremalnej wartości tego przebiegu, oraz obliczanie średniej gęstości widmowej każdego z ośmiu zmierzonych naprężeń - jako średniej z tak obliczonych gęstości widmowych zgrubnych. Jak wykazała weryfikacja fizyczna wyników pomiarów uzyskanych w zakresie badań [1], którą zaanonsowano już w poprzedniej części tego rozdziału a omówiono szczegółowo w następnej jego części, nowy sposób obliczania gęstości widmowych mocy naprężeń zmierzonych w ciągach badanych skipów w znacznym stopniu usunął ograniczenia powodowane przez sposób dotychczas stosowany.

4. Weryfikacja fizyczna doświadczeń poznawczych wynikających z diagnostycznych badań naprężeń w cięgłach nośnych skipów górniczych

Jak już podano w 2. części niniejszego rozdziału, istotą omawianej weryfikacji jest zamysł, aby dla każdego ze skipów objętych badaniami [1] porównać ze sobą dwie trwałości zmęczeniowe cięgła tego skipu, tj.:

- trwałość empiryczną, określoną w oparciu o wynik pomiarów jak na rysunku 4, wyrażoną jako spodziewana liczba milionów cykli wydobywczych wykonanych przez wyciąg górniczy z udziałem przebadanego skipu, bez zaistnienia zmęczeniowych uszkodzeń jego cięgła,
- trwałość rzeczywistą, odczytaną z dokumentacji napraw przebadanego skipu jako faktyczna liczba milionów takich cykli wykonanych do dnia wykrycia uszkodzeń cięgła tego skipu.

Jak również już podano, pomiary naprężeń objęte zakresem badań [1] wykonano dla skipów z cięgłami nośnymi po naprawie uszkodzeń zmęczeniowych, stąd wykonano te pomiary równocześnie metodą dynamiczną [11] oraz metodą tensometryczną [15]. Takie podejście umożliwiło zidentyfikowanie obciążeń wewnętrznych występujących w przekrojach cięgła po naprawie, w związku z czym, przy założeniu braku wpływu takiej naprawy na identyfikowane obciążenia, można było odtworzyć naprężenia doznawane przez cięgła przed ich naprawą.

Wykorzystując wtedy prawidłowości dotyczące procesów zmęczeniowych, podane m.in. w [3, 8, 14], skonstruowano aparat matematyczny do przeliczania wyników pomiarów jak na rysunku 4, na empiryczne trwałości zmęczeniowe cięgła skrajnych jako cięgła najbardziej obciążonych, z rozróżnieniem takiej trwałości dla górnego i dolnego odcinka tych cięgła. Odcinkiem górnym nazywano dalej część długości cięgła pomiędzy głowicą skipu a górnym stężeniem jego pojemnika. Z kolei część długości cięgła pomiędzy dolnym stężeniem pojemnika a ramą dolną skipu nazywano odcinkiem dolnym.

Zależności tworzące omawiany aparat matematyczny są następujące:

1. Empiryczną trwałość zmęczeniową skrajnego cięgła skipu, oznaczoną jako N_{Sg} dla górnego odcinka tego cięgła oraz jako N_{Sd} dla jego dolnego odcinka, wyrażoną przez spodziewaną w ruchu szybowym liczbę milionów cykli wydobywczych wyciągu szybowego, wykonanych z udziałem przebadanego skipu bez zmęczeniowych uszkodzeń cięgła tego skipu, obliczano w [1] za pomocą odpowiedniego z równań:

$$N_{Sg} - N_0 \cdot \left[\frac{R_z(N_{Sg})}{\sigma_{zgmax}} \right]^m = 0, \quad N_{Sd} - N_0 \cdot \left[\frac{R_z(N_{Sd})}{\sigma_{zdmax}} \right]^m = 0, \quad (11)$$

gdzie:

- N_0 - bazowa liczba milionów cykli wydobywczych wyciągu szybowego, którą - przez analogię konstrukcyjną cięgła nośnych skipu względem ustrojów stalowych objętych zakresem normy [8] - przyjęto jako 2,
- m - wykładnik krzywej zmęczenia, który dla cięgła skipów objętych badaniami [1] przyjęto jako 3,5, również przez analogię konstrukcyjną cięgła nośnych skipu względem ustrojów stalowych objętych zakresem normy [8],

$R_z(N_{Sg})$, $R_z(N_{Sd})$ - konstrukcyjna wytrzymałość zmęczeniowa, odpowiednio górnego i dolnego odcinka cięgła skrajnego, obliczana w [1] za pomocą właściwego ze wzorów (12),

σ_{zgmax} , σ_{zdmax} - maksymalne naprężenie zredukowane dotyczące odpowiednio górnego oraz dolnego odcinka cięgła skrajnego, obliczane w (1) za pomocą właściwego ze wzorów (6) i (7).

2. Wzory (12) mają postaci:

$$\begin{aligned} R_z(N_{Sg}) &= R_{wg} \cdot \exp(1,676 - 0,958 \cdot K_p - 0,776 \cdot N_{Sg}^{0,426}), \\ R_z(N_{Sd}) &= R_{wd} \cdot \exp(1,676 - 0,958 \cdot K_p - 0,776 \cdot N_{Sd}^{0,426}), \end{aligned} \quad (12)$$

w których:

R_{wg} , R_{wd} - odpowiednio, dla górnego i dolnego odcinka cięgieł, wytrzymałość zmęczeniowa trwała przekroju cięgła ze spoiną pachwinową, określona na bazie dwu milionów cykli zmian naprężenia normalnego o stałej amplitudzie oraz o współczynniku asymetrii równym -1, przyjęta dla cięgieł skipów objętych badaniami [1] jako 63 MPa dla górnego odcinka cięgieł oraz 45 MPa dla odcinka dolnego, również przez analogię konstrukcyjną między cięgłami skipu a ustrojami stalowymi, których dotyczy norma [8],

K_p - parametr, który dla ogólnego przypadku ustrojów konstrukcyjnych jest zdefiniowany jako współczynnik obciążeń [8, 14], i jako taki współczynnik był obliczany dla cięgieł skipów objętych badaniami [1] za pomocą wzoru:

$$K_p = \left[\int_0^1 q^m f(q) dq \right]^{\frac{1}{m}}, \quad (13)$$

gdzie:

m , - jak w równaniach (11)

$f(q)$, q - jak we wzorach (10),

W tabeli 1 zestawiono dane oraz wyniki obliczeń, które wykonano kolejno za pomocą wzorów (6), (7) i (13) w celu określenia parametrów σ_{zgmax} , σ_{zdmax} , K_p odpowiadających wynikowi pomiarów zamieszczonemu na rysunku 4. Wykorzystując te parametry sformułowano sparametryzowane postaci (14) funkcji $R_z(N_{Sg})$, $R_z(N_{Sd})$ oraz sparametryzowane formy (15) równań (11). Wtedy można już było wyznaczyć dla tych równań ich liczbowe rozwiązania, tj. dwie niewiadome N_{Sg} , N_{Sd} , z których pierwszą jest trwałość empiryczna górnych odcinków cięgieł nośnych skipu mającego wynik pomiarów zamieszczony na rysunku 4, a druga, to trwałość empiryczna dolnych odcinków cięgieł nośnych tego skipu.

Dane do obliczeń parametrów σ_{zgmax} , σ_{zdmax} , K_p oraz ich wyniki
[źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Tabela 1.

Dane do obliczeń								Wyniki obliczeń		
$S_{B\sigma g}$	S_{Ng}	$S_{B\tau g}$	$S_{B\sigma d}$	S_{Nd}	$S_{B\tau d}$	T_1	T_w	σ_{zgmax}	σ_{zdmax}	K_p
MPa ²	MPa ²	MPa ²	MPa ²	MPa ²	MPa ²	s	s	MPa	MPa	÷
2235	125,7	334,7	16011	1175	7330	1,4	120	66,5	218,8	0,515

Postaci funkcji $R_z(N_{Sg})$, $R_z(N_{Sd})$, sparametryzowane w oparciu o wyniki obliczeń z tabel 1 i 2, są następujące:

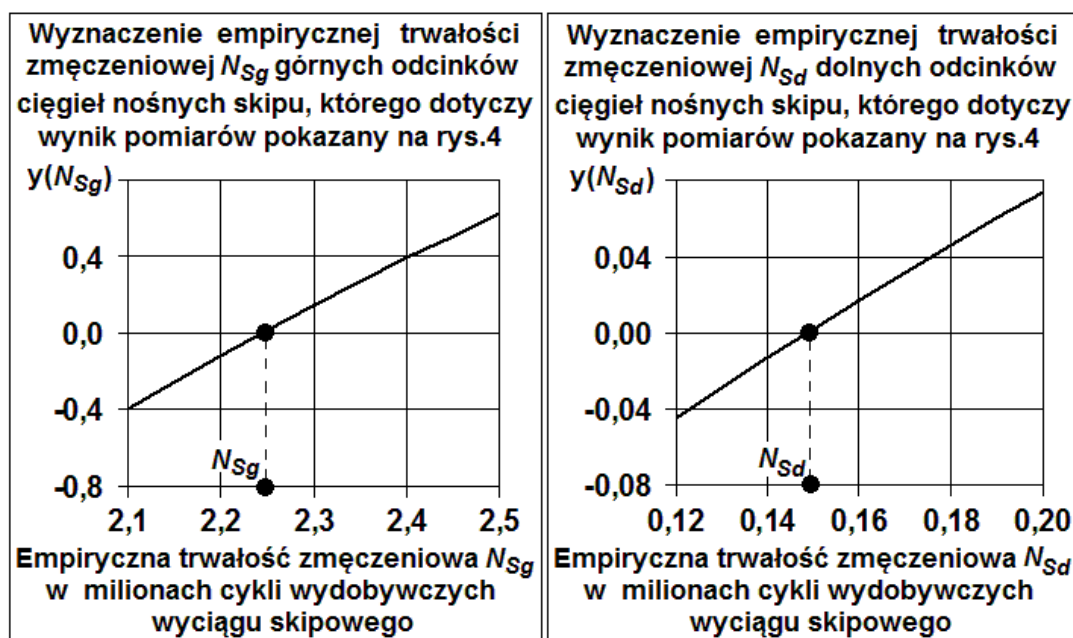
$$\begin{aligned} R_z(N_{Sg}) &= 205,56 \cdot \exp(-0,776 \cdot N_{Sg}^{0,426}), \text{ MPa,} \\ R_z(N_{Sd}) &= 146,83 \cdot \exp(-0,776 \cdot N_{Sd}^{0,426}), \text{ MPa,} \end{aligned} \quad (14)$$

Z kolei sparametryzowane formy (15) równań (11), uzyskane po odpowiednim podstawieniu do tych równań wyrażeń (14) oraz parametrów σ_{zgmax} i σ_{zdmax} odczytanych z tabel 1 i 2, mają postaci:

$$\begin{aligned} N_{Sg} - 103,8 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sg}^{0,426}) &= 0, \\ N_{Sd} - 0,495 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sd}^{0,426}) &= 0, \end{aligned} \quad (15)$$

Równania (15) rozwiązano numerycznie za pomocą wykresów pokazanych na rysunku 7, odwzorowujących następujące funkcje matematyczne:

$$\begin{aligned} y(N_{Sg}) &= N_{Sg} - 103,8 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sg}^{0,426}), \\ y(N_{Sd}) &= N_{Sd} - 0,495 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sd}^{0,426}). \end{aligned} \quad (16)$$



Rys.7. Wykresy funkcji (16) odpowiadających równaniom (15) określającym empiryczne trwałości zmęczeniowe górnych i dolnych odcinków cięgieł nośnych skipu, któremu odpowiada wynik pomiaru pokazany na rysunku 4 (źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Z wykresów na rysunku 7 wynika, że empiryczna trwałość zmęczeniowa cięgieł nośnych skipu, którego dotyczy wynik pomiaru z rysunku 4, wynosi - w przypadku górnych odcinków tych cięgieł - ok. 2,25 miliona cykli wydobywczych wyciągu szybowego oraz ok. 0,145 miliona takich cykli w przypadku dolnych odcinków cięgieł. Natomiast z dokumentacji napraw omawianego skipu udostępnionej przez służby jego obsługi odczytano, że przy dolnych odcinkach cięgieł tego skipu wykryto zmęczeniowe uszkodzenia po wykonaniu przez wyciąg szybowy ok. 0,15 miliona cykli wydobywczych, natomiast przy górnych odcinkach cięgieł nie wykryto takich uszkodzeń do czasu wymiany analizowanego skipu na nowy. Tę wymianę podjęto, gdy liczba cykli wydobywczych wykonanych przez wyciąg szybowy z udziałem omawianego skipu osiągnęła 2,4 miliona.

Rezultat porównania trwałości empirycznej wyznaczonej w oparciu o wynik pomiarów pokazany na rysunku 4 - z trwałością rzeczywistą odczytaną z dokumentacji napraw analizowanego skipu, okazał się znacząco zbliżony do rezultatów takich porównań, które uzyskano dla pozostałych skipów objętych badaniami [1]. Te porównania wykazały, że względne różnice trwałości empirycznej i rzeczywistej dotyczące dolnych odcinków cięgieł przebadanych skipów, mieszczą się w przedziale $\pm 6\%$, natomiast takie różnice dotyczące górnych odcinków cięgieł tych skipów trzeba było oszacować, gdyż dla górnych odcinków nie wykryto omawianych uszkodzeń. Nie wykryto ich przy tych z przebadanych skipów, które już planowo poddano wymianie z powodu odbycia około 2,4 miliona cykli wydobywczych, jak również przy tych skipach, które są nadal użytkowane. Tak oszacowane względne różnice trwałości empirycznej oraz trwałości rzeczywistej przyjętej jako 2,4, nie przekroczyły zakresu $\pm 10\%$.

Rezultaty omówionej weryfikacji można było zatem ocenić pozytywnie, co znaczyło, że doświadczenia poznawcze uzyskane w badaniach [1] są wiarygodne i stanowią istotne poszerzenie dotychczasowej wiedzy na temat fizycznej rzeczywistości zarówno zmiennych naprężeń doznawanych w ruchu szybowym przez cięgła nośne skipów, jak i zmęczeniowych procesów powodowanych w cięgłach przez te naprężenia. Można było też stwierdzić, że metodyka diagnostycznych badań, które umożliwiły uzyskanie przedstawionych doświadczeń, jest w pełni przydatna do wczesnego wykrywania procesów zmęczeniowych w cięgłach oraz do racjonalnego powiększania trwałości zmęczeniowej tych cięgieł w celu niedopuszczenia do ich zmęczeniowych uszkodzeń. Takie uszkodzenia są w przypadku każdego skipu poważnym zagrożeniem zarówno dla bezpieczeństwa jak i dla ciągłości pracy wyciągu szybowego.

5. Podsumowanie

Istnieje już wiarygodne rozeznanie zarówno badawcze, jak i teoretyczne dla racjonalnego rozwiązania problemu zmęczeniowych uszkodzeń doznawanych przez cięgła nośne skipów górniczych o dużej ładowności, zarówno skipów już wykonanych i użytkowanych w szybach, jak również skipów, które planuje się wykonać.

W przypadku skipów użytkowanych, takie rozwiązanie uzyskuje się w oparciu o wyniki omówionych w niniejszym rozdziale badań diagnostycznych dotyczących naprężeń normalnych i stycznych, doznawanych przez cięgła nośne skipu podczas jego jazdy w szybie. Te badania pozwalają wyznaczyć empiryczną trwałość zmęczeniową cięgieł odpowiadającą rzeczywistym warunkom pracy skipu w szybie, która, jak wykazano w niniejszym rozdziale, jest wiarygodnym odzwierciedleniem trwałości rzeczywistej. Gdy tak wyznaczona trwałość

empiryczna okaże się równa lub większa od trwałości oczekiwanej, a warunki użytkowania skipu nie ulegną po badaniach pogorszeniu, to rzeczywista trwałość nie będzie mniejsza niż trwałość oczekiwana. Natomiast w innym przypadku można - w oparciu o wyniki badań diagnostycznych - określić najkorzystniejszy sposób powiększenia trwałości cięgieł, aby usunąć zagrożenie dla bezpieczeństwa i dla ciągłości pracy szybowego wyciągu, wynikające z możliwości wystąpienia omawianych uszkodzeń.

Z kolei w przypadku każdego skipu planowanego do wykonania, uniknięcie wskazanego zagrożenia zapewni taka konstrukcja cięgieł nośnych, której projektowa trwałość zmęczeniowa określona jako wynik obliczeń dla konkretnej dokumentacji konstrukcyjnej skipu oraz dla parametrów jego torów prowadzenia w szybie, będzie przynajmniej równa trwałości oczekiwanej. Zagadnienie takich obliczeń omówiono w następnym rozdziale niniejszej monografii.

Literatura

1. Badania stanu zmienności naprężeń doznawanych przez cięgła nośne naczyń wyciągowych wskutek nierówności torów prowadzenia. Niepublikowane raporty z badań wykonanych pod kierunkiem M. Płachno w okresie od 2007 r. do 2016 r. przez AGH-WIMiR dla KGHM PM S.A O/ZG Rudna, udostępnione na potrzeby niniejszego rozdziału przez ich właściciela.
2. Bendat J.S., Piersol A.G.: Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych. PWN, Warszawa 1976.
3. Dietrych M.: Wstęp do stochastycznej teorii maszyn. Warszawa, PWN 1972.
4. Fuchs D., Noeller H.: Untersuchungen an Haupttraggliedern hochbeanspruchter Fördermittel. Sonderabdruck aus Glückauf 124 (1988) nr 9, S.512/514.
5. Heyns M., Heyns P.S, Backeberg R.A.: The Design of Optimal Guide Roller Systems for Mining Conveyances. Materiały International Conference on Mine Hoisting 93, Londyn 1993.
6. Knop H.: Zagadnienie sił działających na zbrojenie szybowe w czasie ruchu naczyń wydobywczych. Praca doktorska wykonana w AGH Kraków 1964.
7. Matachowski F.: Opracowanie kryteriów projektowania wybranych elementów nośnych naczyń wyciągowych. Praca doktorska wykonana w AGH Kraków (WIMiR-KWZMiK) w 2011 r.
8. Polska norma PN-79/M-06515. Dźwignice. Ogólne zasady projektowania stalowych ustrojów.
9. Płachno M.: Zagadnienie wpływu dynamiki prowadzenia szybowego na bezpieczeństwo eksploatacji naczyń wyciągowych. Bezpieczeństwo Pracy w Górnictwie 1988, nr 4 (810).
10. Płachno M.: Zagadnienie drgań poprzecznych naczyń wyciągowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo z. 180, Gliwice 1989.
11. Płachno M.: Metoda dynamiczna badań stanu zmienności naprężeń w cięgłach naczyń wyciągowych powodowanego nierównościami torów prowadzenia. Rozdz. 5 monografii "Transport szybowy 2007", wyd. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG Gliwice, 2007.

12. Tejszerska D.: Modelowanie drgań poprzecznych naczyń wydobywczego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 113, Gliwice 1993.
13. Thomas G.R.: The effect of conveyance and steelwork flexibilities on slipper plate impact forces. Materiały międzynarodowej konferencji MINE HOISTING 1993, Londyn 1993.
14. Warszyński M.: Niezawodność w obliczeniach konstrukcyjnych. PWN, Warszawa 1988.
15. Wolny S., Bella V.: Analiza przyczyn pękania elementów nośnych naczyń wyciągowych. Transport Przemysłowy, kwartalnik nr 3(21) 2005.

Artykuł stanowi wynik pracy dofinansowanej z działalności statutowej.

Zagadnienie obliczania zmęczeniowej trwałości projektowej cięgieł nośnych skipu górniczego

Marek Płachno – AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie: Przy projektowaniu skipów górniczych wykonuje się obliczenia zmęczeniowe cięgieł nośnych dotyczące zmiennych obciążeń statycznych. Mimo to, uszkodzenia zmęczeniowe cięgieł, zwłaszcza przy skipach o dużej ładowności, nie są sporadyczne, czego główną przyczyną są drgania poprzeczne skipów związane z ich użytkowaniem w szybach. Te drgania są bardzo trudne do redukcji w ruchu szybowym, w związku z czym, użytkownicy skipów górniczych oczekują, aby projektowe obliczenia zmęczeniowe cięgieł dotyczyły także takich drgań. Jednak, mimo podejmowanych prób, nie dopracowano się dotychczas wiarygodnej metody oczekiwanych obliczeń, która jest nadal aktualnym wyzwaniem dla naukowo-badawczego zaplecza przemysłu wydobywczego. Niniejsza praca dotyczy tego wyzwania, a inspiracją do jego podjęcia były doświadczenia poznawcze uzyskane w diagnostycznych badaniach [1] naprężeń w cięglach skipów, przedstawione w poprzednim rozdziale tej monografii.

Problems of calculating the fatigue strength of designed carrier rods of mine skip

Abstract: When designing mining skips, fatigue calculations of carrying pull rods for static load variables are performed. In spite of this, the fatigue failures of carrying pull rods, especially in high payload skips, is not sporadic, which is mainly due to the transverse vibrations of the skips associated with their use in the shafts. These vibrations are very difficult to reduce in shaft motion, so users of mining skips expect that the fatigue design of tie rods also involves such vibrations. However, in spite of the attempts made, the reliable method of expected calculations has not yet been developed, which is still a current challenge for the mining industry's research and development background. This paper deals with this challenge, and the inspiration for it was the cognitive experience gained in diagnostic studies [1] of stresses in carrying pull rods, presented in the previous chapter of this monograph.

1. Wprowadzenie

Zmęczeniowa trwałość projektowa cięgieł nośnych skipu górniczego jest zwykle rozumiana jako liczba milionów cykli wydobywczych w określonym szybie, które z udziałem skipu odpowiadającego konkretnej dokumentacji konstrukcyjnej - mogą być wykonane bez zaistnienia uszkodzeń zmęczeniowych w cięglach skipu. Takie uszkodzenia, które występują zwłaszcza przy skipach o dużej ładowności, nie są od wielu lat rzadkością, mimo, że cięgła tych skipów oblicza się zmęczeniowo ze względu na zmienne obciążenia statyczne.

Zatem, każdy przypadek omawianych uszkodzeń jest potwierdzeniem, że niezbędne są obliczenia zmęczeniowe cięgieł dotyczące drgań poprzecznych skipu związanych z jego użytkowaniem w szybie, których zredukowanie w ruchu szybowym jest bardzo trudne. Jednak dotychczas, mimo podejmowanych prób, np. [4, 5, 7, 9, 10], nie dopracowano się wiarygodnej metody takich obliczeń, na którą od wielu lat oczekują użytkownicy skipów górniczych. Zmęczeniowe uszkodzenia cięgieł nośnych są bowiem poważnym zagrożeniem dla bezpieczeństwa i ciągłości pracy każdego wyciągu szybowego, mimo, że poddaje się te cięgła

regularnym badaniom defektoskopowym w celu wykrywania ewentualnych uszkodzeń, a do ich naprawy stosuje się coraz doskonalsze technologie. Oczekiwana metoda jest zatem potrzebna, a jej opracowanie jest nadal aktualnym wyzwaniem stojącym przed zapleczem naukowo-badawczym przemysłu wydobywczego.

Zdaniem autora, główną przeszkodą dla opracowania oczekiwanej metody była niezadowalająca zgodność z rzeczywistością zarówno wyników obliczeń, jak i wyników pomiarów wykorzystywanych dotychczas przy opracowywaniu takiej metody. Świadczą o tym przypadki omawianych uszkodzeń, które nie znalazły uzasadnienia w tych wynikach. Niezbędna była zatem merytoryczna korekta dotychczasowego podejścia do omawianego problemu, którą zaproponowano w [8], następstwem czego były badania diagnostyczne [1] podjęte w 2007 r. przez specjalistów z Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH. Te badania wykonano przy ośmiu skipach po naprawie zmęczeniowych uszkodzeń cięgieł, a wśród skipów objętych badaniami [1] były dwa skipy o ładowności 18 Mg, dwa skipy o ładowności 23 Mg oraz cztery skipy o ładowności 33 Mg.

Zweryfikowane doświadczenia poznawcze z badań [1] - przedstawione w poprzednim rozdziale tej monografii - wykazały, że można zadowalająco prognozować rzeczywistą trwałość zmęczeniową cięgieł nośnych skipu w oparciu o tzw. empiryczną trwałość zmęczeniową tych cięgieł, wyznaczaną na podstawie widma mocy ekstremalnych naprężeń zmiennych normalnych i stycznych, zmierzonych w skrajnym cięgle skipu podczas jego jazdy w szybie. Z tego powodu, uzyskane w zakresie badań [1] wyniki poddano analizie w kierunku określenia wpływu, jaki na empiryczną trwałość cięgieł badanych skipów miały ich parametry konstrukcyjne oraz parametry nierówności torów prowadzenia w szybie. Ta analiza wykazała, że między takimi parametrami, a empiryczną trwałością zmęczeniową cięgieł skipów objętych badaniami [1] istnieją konkretne zależności matematyczne, które mają uzasadnienie w teorii losowych procesów zmęczeniowych dotyczących konstrukcji mechanicznych.

Odkryte zależności podano i omówiono w niniejszym rozdziale, ilustrując je przykładem obliczeniowym mającym na celu pokazanie, że dla skipu "prawie rzeczywistego", tj. skipu, który nie jest jeszcze wykonany, ale ma już opracowaną dokumentację konstrukcyjną i ma wskazany szyb jako miejsce swojego użytkowania, można już wykonywać - z wystarczającą wiarygodnością - obliczenia zmęczeniowe cięgieł nośnych tego skipu dotyczące jego drgań poprzecznych. Ze względu na tę wiarygodność, najważniejsze jest obliczenie widma mocy dla ekstremalnych naprężeń w cięgłach skipu "prawie rzeczywistego" stanowiących skutek takich drgań. Te naprężenia nazwano w niniejszym rozdziale naprężeniami projektowymi, stąd ich widmo nazwano widmem mocy zmiennych naprężeń projektowych.

2. Zależności do obliczania widma mocy zmiennych naprężeń projektowych dla cięgieł nośnych skipu górniczego

Omawiane zależności dotyczą skipu, który ma konstrukcję złożoną z trzech głównych mas, tj. głowicy, pojemnika oraz ramy dolnej (rys. 1), trwale połączonych między sobą za pomocą prętów pionowych nazywanych cięgłami nośnymi. Pomiędzy głowicą a pojemnikiem oraz pomiędzy pojemnikiem a ramą dolną występują w konstrukcji takiego skipu duże odstępy pionowe, od 3 do 5 m, konieczne ze względu na załadunek oraz rozładunek pojemnika. Z tego powodu, każde z cięgieł nośnych omawianego skipu ma dwa odcinki swobodne, z których odcinek pomiędzy dolną krawędzią głowicy a górną krawędzią pojemnika,

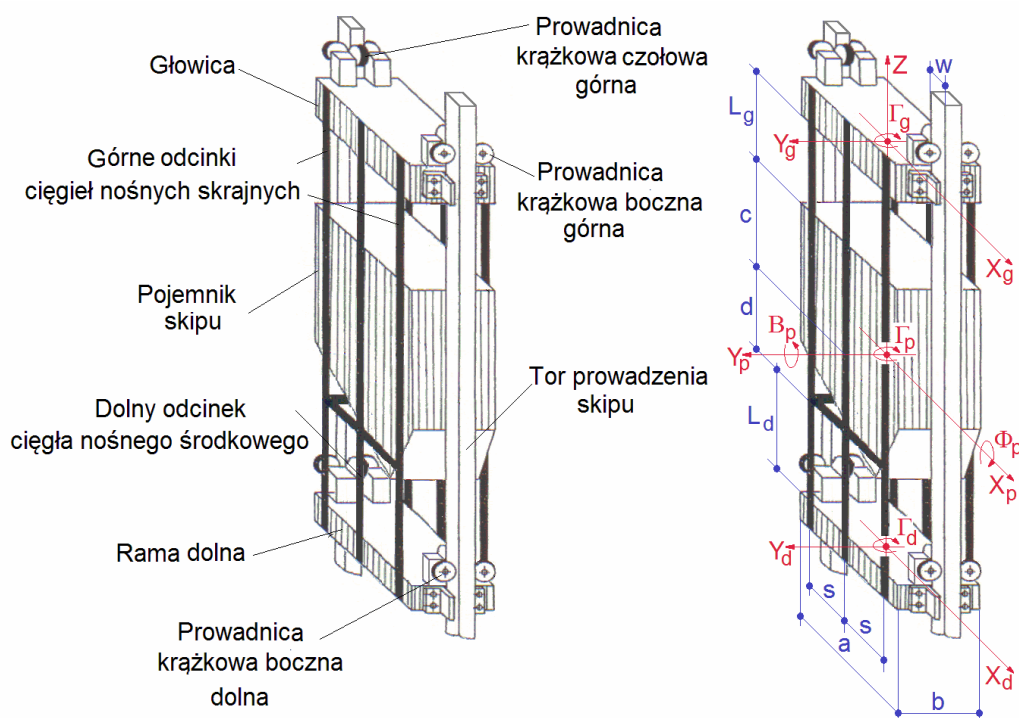
oznaczony na rysunku 1 jako L_g , nazwano górnym odcinkiem cięgieł, a odcinek pomiędzy dolnym stężeniem pojemnika a górną krawędzią ramy dolnej, oznaczony na rysunku 1 jako L_d , nazwano dolnym odcinkiem cięgieł.

Podczas jazdy skipu w szybie, prowadnice krążkowe skipu zadają na głowicę skipu oraz na jego ramę dolną siły losowe, powodowane oddziaływaniem na te prowadnice losowych nierówności torów prowadzenia skipu w szybie. Z tego powodu, każda z głównych mas skipu jest pobudzana do drgań poprzecznych, które wykorzystują aż jedenaście stopni swobody tych mas. Omawiane drgania oznaczono na rysunku 1 następująco:

X_g, Y_g, Γ_g - drgania poprzeczne głowicy skipu, odpowiednio, drgania postępowe czołowe głowicy, drgania postępowe boczne głowicy oraz drgania kątowe tej głowicy płaszczyźnie poziomej,

$X_p, Y_p, B_p, \Phi_p, \Gamma_p$ - drgania poprzeczne pojemnika skipu, odpowiednio, drgania postępowe czołowe środka masy pojemnika, drgania postępowe boczne tego środka oraz drgania kątowe względem środka masy pojemnika, zachodzące, odpowiednio w płaszczyźnie pionowej równoległej do bocznych ścian skipu, w płaszczyźnie pionowej równoległej do jego ścian czołowych oraz w płaszczyźnie poziomej,

X_d, Y_d, Γ_d - drgania poprzeczne ramy dolnej skipu, odpowiednio, drgania postępowe czołowe i drgania postępowe boczne środka masy tej ramy oraz drgania kątowe względem jej środka masy zachodzące w płaszczyźnie poziomej.



Rys. 1. Schemat konstrukcyjny skipu górniczego (z lewej) oraz model fizyczny układu sprężysto-masowego tego skipu (z prawej), [źródło: opracowanie własne]

Badania (1) potwierdziły, że równania różniczkowe opisujące drgania poprzeczne głównych mas skipu można rozdzielić na trzy układy równań, matematycznie niezależne:

$$M_x \cdot \ddot{U}_x + H_x \cdot \dot{U}_x + S_x \cdot U_x = W_x, \quad (1)$$

$$M_y \cdot \ddot{U}_y + H_y \cdot \dot{U}_y + S_y \cdot U_y = W_y, \quad (2)$$

$$M_\gamma \cdot \ddot{U}_\gamma + H_\gamma \cdot \dot{U}_\gamma + S_\gamma \cdot U_\gamma = W_\gamma, \quad (3)$$

w których:

U_x, U_y, U_γ - macierze (4) drgań poprzecznych doznawanych przez główne masy skipu, odpowiednio, macierz drgań nazwanych czołowymi, macierz drgań nazwanych bocznymi oraz macierz drgań nazwanych skrętnymi,

M_x, M_y, M_γ - macierze (5) bezwładności mas głównych skipu, odpowiednio, macierz bezwładności czołowej, macierz bezwładności bocznej i macierz bezwładności skrętnej,

H_x, H_y, H_γ - macierze (6) współczynników tłumienia drgań poprzecznych skipu, kolejno, macierz współczynników tłumienia drgań czołowych, macierz współczynników tłumienia drgań bocznych oraz macierz współczynników tłumienia drgań skrętnych,

S_x, S_y, S_γ - macierze (7) współczynników sztywności poprzecznej skipu, odpowiednio, macierz współczynników sztywności czołowej, macierz współczynników sztywności bocznej oraz macierz współczynników sztywności skrętnej,

W_x, W_y, W_γ - macierze (8) sił wymuszających drgania poprzeczne skipu, kolejno, macierz sił wymuszających drgania czołowe, macierz sił wymuszających drgania boczne oraz macierz sił wymuszających drgania skrętne.

Macierze (4)-(8) są następujące:

$$U_x = \{ X_g \quad X_p \quad X_d \quad B_p \}, \quad (4)$$

$$U_y = \{ Y_g \quad Y_p \quad Y_d \quad \Phi_p \},$$

$$U_\gamma = \{ \Gamma_g \quad \Gamma_p \quad \Gamma_d \},$$

$$M_x = \begin{array}{c|c|c|c} m_g & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & m_p & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & m_d & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & J_{\beta p} \end{array}, \quad M_y = \begin{array}{c|c|c|c} m_g & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & m_p & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & m_d & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & J_{\phi p} \end{array}, \quad M_\gamma = \begin{array}{c|c|c} J_{\gamma g} & 0 & 0 \\ \hline 0 & J_{\gamma p} & 0 \\ \hline 0 & 0 & J_{\gamma d} \end{array}, \quad (5)$$

$$H_x = \begin{array}{c|c|c|c} h_g & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & h_p & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & h_d & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & h_{\beta p} \end{array}, \quad H_y = \begin{array}{c|c|c|c} h_g & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & h_p & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & h_d & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & h_{\phi p} \end{array}, \quad M_\gamma = \begin{array}{c|c|c} h_{\gamma g} & 0 & 0 \\ \hline 0 & h_{\gamma p} & 0 \\ \hline 0 & 0 & h_{\gamma d} \end{array}, \quad (6)$$

$$S_x = \begin{array}{c|c|c|c} k_{xgxg} & -k_{xgxp} & 0 & k_{xg\beta p} \\ \hline -k_{xpxg} & k_{xpxp} & -k_{xpxd} & -k_{xp\beta p} \\ \hline 0 & -k_{x\phi p} & k_{x\phi d} & -k_{x\phi\beta p} \\ \hline k_{\beta pxg} & -k_{\beta pxp} & -k_{\beta pxd} & k_{\beta p\beta p} \end{array}, \quad S_y = \begin{array}{c|c|c|c} k_{ygyg} & -k_{ygy p} & 0 & k_{yg\phi p} \\ \hline -k_{ypyg} & k_{ypyp} & -k_{ypyd} & -k_{yp\phi p} \\ \hline 0 & -k_{y\phi p} & k_{y\phi d} & -k_{y\phi\beta p} \\ \hline k_{\phi pyg} & -k_{\phi pyp} & -k_{\phi pyd} & k_{\phi p\phi p} \end{array}, \quad (7)$$

$$S_\gamma = \begin{array}{c|c|c} k_{\gamma g\gamma g} & -k_{\gamma g\gamma p} & 0 \\ \hline -k_{\gamma p\gamma g} & k_{\gamma p\gamma p} & -k_{\gamma p\gamma d} \\ \hline 0 & -k_{\gamma d\gamma p} & k_{\gamma d\gamma d} \end{array},$$

$$W_x = \begin{array}{c|c|c|c} k_{cg} \cdot X_{ng}(t) & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & k_{cd} \cdot X_{nd}(t) & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 \end{array}, \quad W_y = \begin{array}{c|c|c|c} k_{bg} \cdot Y_{ng}(t) & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & k_{bd} \cdot Y_{nd}(t) & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 \end{array}, \quad (8)$$

$$W_\gamma = \begin{array}{c|c|c} (a+w) \cdot k_{bg} \cdot Y_{ng}(t) & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & (a+w) \cdot k_{bd} \cdot Y_{nd}(t) \end{array}.$$

a oznaczenia nadane elementom tych macierzy przedstawiają:

$X_g, Y_g, X_p, Y_p, X_d, Y_d, B_p, \Phi_p, \Gamma_g, \Gamma_p, \Gamma_d$ - drgania poprzeczne głównych mas skipu, jak na rysunku 1,

m_g, m_p, m_d - trzy wartości masy dotyczące kolejno głowicy skipu z jej prowadnicami, pojemnika skipu z dopuszczalnym ładunkiem oraz ramy dolnej z prowadnicami tej ramy,

$J_{\beta p}, J_{\phi p}, J_{\gamma p}, J_{\gamma g}, J_{\gamma d}$ - pięć momentów bezwładności masy, w tym trzy dla masy pojemnika skipu z dopuszczalnym ładunkiem dotyczące, odpowiednio, drgań B_p, Φ_p, Γ_p , oraz po jednym dla głowicy i ramy dolnej odnoszące się, odpowiednio do drgań Γ_g oraz Γ_d ,

$h_g, h_p, h_d, h_{\gamma g}, h_{\beta p}, h_{\phi p}, h_{\gamma p}, h_{\gamma d}$ - osiem współczynników tłumienia wiskotycznego drgań poprzecznych skipu, odpowiednio, drgań postępowych głowicy, drgań postępowych pojemnika z urobkiem, drgań postępowych ramy dolnej, drgań kątowych głowicy, drgań kątowych pojemnika z urobkiem, oraz dla drgań kątowych ramy dolnej skipu,

$k_{xgxg} \div k_{yg yg}$ - trzydzieści pięć współczynników sztywności poprzecznej skipu, w tym czternaście dla jego drgań czołowych, czternaście dla jego drgań bocznych oraz siedem dla drgań skrętnych tego skipu,

a, w - wymiary jak na rysunku 1,

$k_{cg}, k_{cd}, k_{bg}, k_{bd}$ - współczynniki sztywności prowadnic krążkowych skipu, odpowiednio prowadnic czołowych górnych, prowadnic czołowych dolnych oraz prowadnic bocznych górnych i prowadnic bocznych dolnych,

$X_{ng}(t), X_{nd}(t), Y_{ng}(t), Y_{nd}(t)$ - losowe funkcje czasu odwzorowujące oddziaływanie nierówności torów prowadzenia skipu w szybie na prowadnice krążkowe tego skipu, odpowiednio, na prowadnice czołowe górne, na prowadnice czołowe dolne, na prowadnice boczne górne oraz na prowadnice boczne dolne.

Do obliczania wartości elementów macierzy (5)-(8) opracowano w zakresie badań [1] specjalny moduł wspomagania komputerowego, ułatwiający też fizyczną weryfikację zależności matematycznych, którymi opisano te elementy. Ta weryfikacja wykazała, że wartości widma mocy ekstremalnych naprężeń zmiennych zmierzonych dla ciągłych skipów objętych badaniami (1) oraz wartości widma mocy naprężeń obliczone dla tych skipów z wykorzystaniem zależności opisujących elementy macierzy (5) ÷ (8), są wystarczająco zgodne względem siebie. Ta zgodność jest też potwierdzeniem słuszności założeń, które przyjęto dla możliwie jak największego uproszczenia zależności matematycznych opisujących widma mocy dla zmiennych naprężeń w ciągłach nośnych skipu "prawie rzeczywistego". Kolejno podano i omówiono najważniejsze z tych założeń oraz wynikające z nich zależności (9) ÷ (23).

1. Największy wpływ na naprężenia zmienne w ciągłach nośnych skipu mają drgania poprzeczne ustalone (o ustalonych trajektoriach) głównych mas skipu (rys. 1), wyrażone przez dwie liniowe kombinacje tych drgań, nazwane w tym rozdziale jako górne drgania ustalone skipu i dolne drgania ustalone skipu oraz opisane wzorami:

$$x_g = X_g - X_p + c \cdot B_p, \quad y_g = Y_g - Y_p + c \cdot \Phi_p, \quad \gamma_g = \Gamma_g - \Gamma_p, \quad (9)$$

$$x_d = X_d - X_p - d \cdot B_p, \quad y_d = Y_d - Y_p - d \cdot \Phi_p, \quad \gamma_d = \Gamma_d - \Gamma_p, \quad (10)$$

gdzie:

x_g, y_g, γ_g - drgania ustalone górne skipu, odpowiednio, drgania ustalone górne czołowe, drgania ustalone górne boczne oraz drgania ustalone górne skrętne,

x_d, y_d, γ_d - drgania ustalone dolne skipu, odpowiednio, drgania ustalone dolne czołowe, drgania ustalone dolne boczne oraz drgania ustalone dolne skrętne,

c, d - wymiary jak na rysunku 1,

$X_g, Y_g, X_p, Y_p, X_d, Y_d, B_p, \Phi_p, \Gamma_g, \Gamma_p, \Gamma_d$ - drgania ustalone poprzeczne głównych mas skipu jak na rysunku 1.

2. Ustalonym drganiom górnym i dolnym skipu występującym w pasmach częstotliwości rezonansowych tych drgań, odpowiadają równania różniczkowe niezależne względem siebie, mające postaci:

$$\ddot{x}_{gj} + 2\pi \cdot f_{xj} \cdot \alpha_{xg} \cdot \dot{x}_{gj} + 4\pi^2 \cdot f_{xj}^2 \cdot x_{gj} = 4\pi^2 \cdot f_{xj}^2 \cdot \frac{k_{cg} \cdot (c^2 \cdot k_{xgxp} + k_{\beta p \beta p})}{k_{xgxp} \cdot k_{\beta p \beta p}} \cdot X_{ng}(t), \quad j = 1, 2, 3, \quad (11)$$

$$\ddot{x}_{dj} + 2\pi \cdot f_{xj} \cdot \alpha_{xd} \cdot \dot{x}_{dj} + 4\pi^2 \cdot f_{xj}^2 \cdot x_{dj} = 4\pi^2 \cdot f_{xj}^2 \cdot \frac{k_{cd} \cdot (d^2 \cdot k_{xdp} + k_{\beta p \beta p})}{k_{xdp} \cdot k_{\beta p \beta p}} \cdot X_{nd}(t), \quad j = 1, 2, 3, \quad (12)$$

$$\ddot{y}_{gj} + 2\pi \cdot f_{yj} \cdot \alpha_{yg} \cdot \dot{y}_{gj} + 4\pi^2 \cdot f_{yj}^2 \cdot y_{gj} = 4\pi^2 \cdot f_{yj}^2 \cdot \frac{2 \cdot k_{bg} \cdot (c^2 \cdot k_{ygyr} + k_{\phi p \phi p})}{k_{ygyr} \cdot k_{\phi p \phi p}} \cdot Y_{ng}(t), \quad j = 2, 3, 4, \quad (13)$$

$$\ddot{y}_{dj} + 2\pi \cdot f_{yj} \cdot \alpha_{yd} \cdot \dot{y}_{dj} + 4\pi^2 \cdot f_{yj}^2 \cdot y_{dj} = 4\pi^2 \cdot f_{yj}^2 \cdot \frac{2 \cdot k_{bg} \cdot (d^2 \cdot k_{ydyr} + k_{\phi p \phi p})}{k_{ydyr} \cdot k_{\phi p \phi p}} \cdot Y_{nd}(t), \quad j = 2, 3, 4, \quad (14)$$

$$\ddot{\gamma}_{gj} + 2\pi \cdot f_{\gamma j} \cdot \alpha_{\gamma g} \cdot \dot{\gamma}_{gj} + 4\pi^2 \cdot f_{\gamma j}^2 \cdot \gamma_{gj} = 4\pi^2 \cdot f_{\gamma j}^2 \cdot \frac{(a+w) \cdot k_{bg}}{k_{\gamma g \gamma p}} \cdot Y_{nb}(t), \quad j = 1, 2, 3, \quad (15)$$

$$\ddot{\gamma}_{dj} + 2\pi \cdot f_{\gamma j} \cdot \alpha_{\gamma d} \cdot \dot{\gamma}_{dj} + 4\pi^2 \cdot f_{\gamma j}^2 \cdot \gamma_{dj} = 4\pi^2 \cdot f_{\gamma j}^2 \cdot \frac{(a+w) \cdot k_{bd}}{k_{\gamma d \gamma p}} \cdot Y_{nb}(t), \quad j = 1, 2, 3, \quad (16)$$

w których:

- x_{gj}, x_{dj} - ustalone j-te drgania czołowe górne i dolne skipu, które występują w paśmie j-tej częstotliwości rezonansowej f_{xj} tych drgań oraz są wymuszone przez czołowe oddziaływanie $X_{ng}(t)$ oraz $X_{nd}(t)$ nierówności torów prowadzenia skipu na jego krążkowe prowadnice czołowe, odpowiednio, na czołowe prowadnice krążkowe górne i dolne,
- y_{gj}, y_{dj} - ustalone j-te drgania boczne górne i dolne skipu, które występują w paśmie j-tej częstotliwości rezonansowej f_{yj} tych drgań oraz są wymuszone przez boczne oddziaływanie $Y_{ng}(t)$ oraz $Y_{nd}(t)$ nierówności torów prowadzenia skipu na jego krążkowe prowadnice boczne, odpowiednio na boczne prowadnice krążkowe górne i dolne,
- γ_{gj}, γ_{dj} - ustalone j-te drgania skrętne górne i dolne skipu, które występują w paśmie j-tej częstotliwości rezonansowej $f_{\gamma j}$ tych drgań oraz są wymuszone przez boczne oddziaływanie $Y_{ng}(t)$ oraz $Y_{nd}(t)$ nierówności torów prowadzenia skipu na jego krążkowe prowadnice boczne, odpowiednio na boczne prowadnice krążkowe górne i dolne,
- f_{xj} - j-ta częstotliwość rezonansowa drgań czołowych górnych i dolnych, obliczona za pomocą układu równań (1) jako j-ta częstotliwość własna tego układu,
- f_{yj} - j-ta częstotliwość rezonansowa drgań bocznych górnych i dolnych, obliczona za pomocą układu równań (2) jako j-ta częstotliwość własna tego układu,

- $f_{\gamma j}$ - j -ta częstotliwość rezonansowa drgań skrętnych górnych i dolnych, obliczona za pomocą układu równań (3) jako j -ta częstotliwość własna tego układu,
- k_{cg} , k_{cd} , k_{bg} , k_{bd} - współczynniki sztywności prowadnic krążkowych skipu występujące w macierzach (8),
- k_{xgxp} , k_{xdxp} , $k_{\phi p \phi p}$ - współczynniki sztywności czołowej skipu występujące w macierzy S_x przynależnej do (7),
- k_{ygyp} , k_{ydyp} , $k_{\phi p \phi p}$ - współczynniki sztywności bocznej skipu występujące w macierzy S_y przynależnej do (7),
- $k_{\gamma g \gamma g}$, $k_{\gamma d \gamma d}$ - współczynniki sztywności skrętnej skipu występujące w macierzy S_γ przynależnej do (7),
- $X_{ng}(t)$, $X_{nd}(t)$, $Y_{ng}(t)$, $Y_{nd}(t)$ - losowe funkcje czasu występujące w macierzach (8),
- a , c , d , w - wymiary jak na rysunku 1,
- α_{xg} , α_{gxd} , $\alpha_{\gamma g}$ - względne współczynniki tłumienia górnych drgań skipu, wyznaczone empirycznie [1] jako liczby równe, odpowiednio, 0,025, 0,025 oraz 0,008.
- α_{xd} , α_{yd} , $\alpha_{\gamma d}$ - względne współczynniki tłumienia dolnych drgań skipu, wyznaczone empirycznie [1] jako liczby równe, odpowiednio, 0,02, 0,02 oraz 0,007.

3. Naturalnym skutkiem drgań górnych oraz dolnych skipu są kierunkowe ugięcia górnych i dolnych odcinków jego cięgieł nośnych oraz odpowiadające tym ugięciom cztery rodzaje wewnętrznych obciążeń cięgieł. Największe ugięcia oraz obciążenia, które dotyczą końcowych przekrojów każdego z tych odcinków, opisano w zakresie badań [1] następującymi zależnościami:

$$\begin{aligned} u_{xg}(t) &= x_g(t) + 0,5 \cdot b \cdot \gamma_g(t), & u_{yg}(t) &= y_g(t) + s \cdot \gamma_g(t), & u_{\gamma g}(t) &= \gamma_g(t), \\ u_{xd}(t) &= x_d(t) + 0,5 \cdot b \cdot \gamma_d(t), & u_{yd}(t) &= y_d(t) + s \cdot \gamma_d(t), & u_{\gamma d}(t) &= \gamma_d(t), \end{aligned} \quad (17)$$

$$M_{xg}(t) = \frac{6 \cdot EJ_{xg}}{L_g^2} \cdot u_{xg}(t), \quad M_{yg}(t) = \frac{6 \cdot EJ_{yg}}{L_g^2} \cdot u_{yg}(t), \quad (18)$$

$$M_{\gamma g}(t) = \frac{GJ_{sg}}{L_g} \cdot u_{\gamma g}(t), \quad N_g(t) = \frac{EA_g}{200 \cdot L_g} \cdot [u_{xg}(t) + u_{yg}(t)],$$

$$M_{xd}(t) = \frac{6 \cdot EJ_{xd}}{L_d^2} \cdot u_{xd}(t), \quad M_{yd}(t) = \frac{6 \cdot EJ_{yd}}{L_d^2} \cdot u_{yd}(t), \quad (19)$$

$$M_{\gamma d}(t) = \frac{GJ_{sd}}{L_d} \cdot u_{\gamma d}(t), \quad N_d(t) = \frac{EA_d}{200 \cdot L_d} \cdot [u_{xd}(t) + u_{yd}(t)],$$

w których:

$u_{xg}(t)$, $u_{yg}(t)$, $u_{\gamma g}(t)$ - analizowane realizacje czasowe największych ugięć dotyczących górnych odcinków cięgieł skrajnych skipu, odpowiednio ugięć czołowych, ugięć bocznych oraz ugięć skrętnych,

$u_{xd}(t)$, $u_{yd}(t)$, $u_{\gamma d}(t)$ - analizowane realizacje czasowe największych ugięć dotyczących dolnych odcinków cięgieł skrajnych skipu, odpowiednio ugięć czołowych, ugięć bocznych oraz ugięć skrętnych,

b , s - wymiary jak na rysunku 1,

$x_g(t)$, $y_g(t)$, $\gamma_g(t)$ - analizowane realizacje czasowe drgań ustalonych górnych skipu obliczone za pomocą równań (11), (13) i (15),

$x_d(t)$, $y_d(t)$, $\gamma_d(t)$ - analizowane realizacje czasowe drgań ustalonych dolnych skipu obliczone za pomocą równań (12), (14) i (16),

$M_{xg}(t)$, $M_{yg}(t)$, $M_{\gamma g}(t)$, $N_g(t)$ - analizowane realizacje czasowe największych obciążeń wewnętrznych dotyczących górnego odcinka skrajnych cięgieł skipu, odpowiednio, momentu zginającego czołowego, momentu zginającego boczego, momentu skręcającego oraz siły rozciągającej,

$M_{xd}(t)$, $M_{yd}(t)$, $M_{\gamma d}(t)$, $N_d(t)$ - analizowane realizacje czasowe największych obciążeń wewnętrznych dotyczących dolnego odcinka skrajnych cięgieł skipu, odpowiednio, momentu zginającego czołowego, momentu zginającego boczego, momentu skręcającego oraz siły rozciągającej,

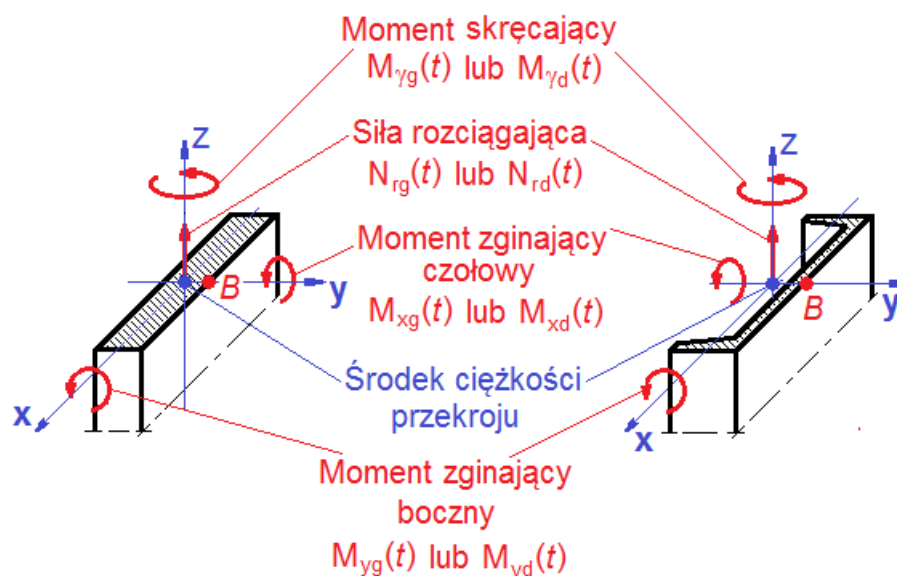
EJ_{xg} , EJ_{yg} , GJ_{sg} , EA_g - sztywności przekrojowe górnych odcinków cięgieł skrajnych skipu, odpowiednio, sztywność przekrojowa na zginanie czołowe, sztywność przekrojowa na zginanie boczne, sztywność przekrojowa na skręcanie oraz sztywność przekrojowa na rozciąganie,

EJ_{xd} , EJ_{yd} , GJ_{sd} , EA_d - sztywności przekrojowe dolnych odcinków cięgieł skrajnych skipu, odpowiednio, sztywność przekrojowa na zginanie czołowe, sztywność przekrojowa na zginanie boczne, sztywność przekrojowa na skręcanie oraz taka sztywność na rozciąganie,

L_g , L_d - długości odcinków cięgła skrajnego, odpowiednio, odcinków górnych i dolnych.

4. Obciążenia wewnętrzne $M_{xg}(t)$, $M_{yg}(t)$, $M_{\gamma g}(t)$, $N_g(t)$ dotyczące przekrojów na końcach górnego odcinka cięgieł skrajnych, jak też obciążenia wewnętrzne $M_{xd}(t)$, $M_{yd}(t)$, $M_{\gamma d}(t)$, $N_d(t)$ odnoszące się do przekrojów na końcach dolnego odcinka tych cięgieł, powodują w poszczególnych punktach tych przekrojów złożony stan naprężeń. Schematy takich przekrojów odnoszące się do dwu najczęściej spotykanych konstrukcji cięgieł, tj. cięgieł z płaskowników oraz cięgieł z ceowników, pokazuje rysunek 2, gdzie przez B oznaczono punkt, w którym równoczesne naprężenia normalne i styczne są ekstremalne dla całego przekroju. Temu punktowi odpowiadają też naprężenia normalne i styczne, które są ekstremalne dla całego cyklu wydobywczego (naprężenia zmienne projektowe), określone jako naprężenia powtarzające się w każdym cyklu wydobywczym o takich samych parametrach. Te naprężenia, stanowiące skutek tzw. wędrówki energii [2], którą

stwierdzono [1] między postępowymi i kątowymi drganiami głównych mas tych skipów, opisano wzorami (20) i (21).



Rys.2. Układ obciążeń wewnętrznych dla najczęściej spotykanych przekrojów cięgieł nośnych skipu górniczego (źródło: opracowanie własne)

Wzory (20) i (21) są następujące:

$$\sigma_{g\max}(t) = \left[\frac{6 \cdot s \cdot EJ_{yg}}{L_g^2 \cdot W_{ykg}} + \frac{(0,5 \cdot b + s) \cdot EA_g}{200 \cdot A_{kg} \cdot L_g} \right] \cdot \left[K_{xg} \cdot \sum_{j=1}^{j=3} x_{gj}(t) + K_{yg} \cdot \sum_{j=2}^{j=4} y_{gj}(t) + \sum_{j=1}^{j=3} \gamma_{gj}(t) \right],$$

$$\tau_{g\max}(t) = \frac{GJ_{sg}}{L_g \cdot W_{skg}} \cdot \left[K_{xg} \cdot \sum_{j=1}^{j=3} x_{gj}(t) + K_{yg} \cdot \sum_{j=2}^{j=4} y_{gj}(t) + \sum_{j=1}^{j=3} \gamma_{gj}(t) \right], \quad (20)$$

$$K_{xg} = \sqrt{\frac{k_{xgxp} \cdot k_{\beta p \beta p}}{k_{\gamma g \gamma p} \cdot (c^2 \cdot k_{xgxp} + k_{\beta p \beta p})}}, \quad K_{yg} = \sqrt{\frac{k_{ygy p} \cdot k_{\phi p \phi p}}{k_{\gamma g \gamma p} \cdot (c^2 \cdot k_{ygy p} + k_{\phi p \phi p})}},$$

$$\sigma_{dmax}(t) = \left[\frac{6 \cdot s \cdot EJ_{yd}}{L_d^3 \cdot W_{ykd}} + \frac{(0,5 \cdot b + s) \cdot EA_d}{200 \cdot A_{kd} \cdot L_d} \right] \cdot \left[K_{xd} \cdot \sum_{j=1}^{j=4} x_{dj}(t) + K_{yd} \cdot \sum_{j=1}^{j=4} y_{dj}(t) + \sum_{j=1}^{j=3} \gamma_{dj}(t) \right],$$

$$\tau_{dmax}(t) = \frac{GJ_{sd}}{L_d \cdot W_{skd}} \cdot \left[K_{xd} \cdot \sum_{j=1}^{j=4} x_{dj}(t) + K_{yd} \cdot \sum_{j=1}^{j=4} y_{dj}(t) + \sum_{j=1}^{j=3} \gamma_{dj}(t) \right], \quad (21)$$

$$K_{xd} = \sqrt{\frac{k_{xdxp} \cdot k_{\beta p \beta p}}{k_{\gamma d \gamma p} \cdot (d^2 \cdot k_{xdxp} + k_{\beta p \beta p})}}, \quad K_{yd} = \sqrt{\frac{k_{ydy p} \cdot k_{\phi p \phi p}}{k_{\gamma d \gamma p} \cdot (d^2 \cdot k_{ydy p} + k_{\phi p \phi p})}},$$

gdzie:

$\sigma_{gmax}(t)$, $\sigma_{dmax}(t)$ - realizacja czasowa naprężenia normalnego w punkcie *B* obu końcowych przekrojów, jakie mają odcinki skrajnych cięgieł skipu, odpowiednio, górne i dolne, obejmująca bliskie otoczenie wartości tego naprężenia, która jest ekstremalna dla całego cyklu wydobywczego,

$\tau_{gmax}(t)$, $\tau_{dmax}(t)$ - realizacja czasowa naprężenia stycznego w punkcie *B* obu końcowych przekrojów, jakie mają odcinki skrajnych cięgieł skipu, odpowiednio, górne i dolne, obejmująca bliskie otoczenie wartości tego naprężenia, która jest ekstremalna dla całego cyklu wydobywczego,

A_{kg} , A_{kd} - powierzchnia każdego z dwu końcowych przekrojów, jakie mają odcinki skrajnych cięgieł skipu, odpowiednio, górne i dolne,

b, *c*, *d*, *s* - wymiary jak na rysunku 1,

EJ_{yg} , GJ_{sg} , EA_g , EJ_{yd} , GJ_{sd} , EA_d , L_g , L_d - jak we wzorach (18) i (19),

k_{xgxp} , k_{xdxp} , $k_{\beta p \beta p}$ - jak w równaniach (11) i (12),

k_{ygyp} , $k_{ydy p}$, $k_{\phi p \phi p}$ - jak w równaniach (13) i (14),

$k_{\gamma g \gamma g}$, $k_{\gamma d \gamma d}$ - jak w równaniach (15) i (16),

W_{ykg} , W_{ykd} - wskaźnik wytrzymałości na zginanie boczne każdego z dwu końcowych przekrojów, jakie mają odcinki skrajnych cięgieł skipu, odpowiednio, górne i dolne,

W_{skg} , W_{skd} - wskaźnik wytrzymałości na skręcanie każdego z dwu końcowych przekrojów, jakie mają odcinki skrajnych cięgieł skipu, odpowiednio, górne i dolne,

$x_g(t)$, $y_g(t)$, $\gamma_g(t)$, $x_d(t)$, $y_d(t)$, $\gamma_d(t)$ - jak we wzorach (17).

5. Poszczególnym realizacjom czasowym naprężeń $\sigma_{gmax}(t)$, $\tau_{gmax}(t)$, $\sigma_{dmax}(t)$, $\tau_{dmax}(t)$ opisanym wzorami (20) i (21), odpowiada widmo mocy tych naprężeń, oznaczone, odpowiednio $G_{\sigma g}(f)$, $G_{\tau g}(f)$, $G_{\sigma d}(f)$, $G_{\tau d}(f)$ oraz wyrażone właściwym z następujących wzorów:

$$G_{\sigma g}(f) = \left[\frac{6 \cdot s \cdot EJ_{yg}}{L_g^3 \cdot W_{ykg}} + \frac{(0,5 \cdot b + s) \cdot EA_g}{200 \cdot A_{kg} \cdot L_g} \right]^2 \cdot \left[K_{xg}^2 \cdot \sum_{j=1}^{j=3} G_{xgj}(f) + K_{yg}^2 \cdot \sum_{j=2}^{j=4} G_{ygj}(f) + \sum_{j=1}^{j=3} G_{\gamma gj}(f) \right],$$

$$G_{\tau g}(f) = \left[\frac{GJ_{sg}}{L_g \cdot W_{skg}} \right]^2 \cdot \left[K_{xg}^2 \cdot \sum_{j=1}^{j=3} G_{xgj}(f) + K_{yg}^2 \cdot \sum_{j=2}^{j=4} G_{ygj}(f) + \sum_{j=1}^{j=3} G_{\gamma gj}(f) \right], \quad (23)$$

$$G_{\sigma d}(f) = \left[\frac{6 \cdot s \cdot EJ_{yd}}{L_d^2 \cdot W_{ykd}} + \frac{(0,5 \cdot b + s) \cdot EA_d}{200 \cdot A_{kd} \cdot L_g} \right]^2 \cdot \left[K_{xd}^2 \cdot \sum_{j=1}^{j=3} G_{xdj}(f) + K_{yd}^2 \cdot \sum_{j=2}^{j=4} G_{yjd}(f) + \sum_{j=1}^{j=3} G_{\gamma dj}(f) \right],$$

$$G_{\tau d}(f) = \left[\frac{GJ_{sd}}{L_d \cdot W_{skd}} \right]^2 \cdot \left[K_{xd}^2 \cdot \sum_{j=1}^{j=3} G_{xdj}(f) + K_{yd}^2 \cdot \sum_{j=2}^{j=4} G_{yjd}(f) + \sum_{j=1}^{j=3} G_{\gamma dj}(f) \right], \quad (24)$$

w których:

A_{kg} , A_{kd} , b , s , EJ_{yg} , GJ_{sg} , EA_g , EJ_{yd} , GJ_{sd} , EA_d , L_g , L_d , k_{xg} , k_{yg} , k_{xd} , k_{yd} , W_{ykg} , W_{ykd} , W_{skg} , W_{skd} - jak we wzorach (21) i (22),

$G_{xgj}(f)$, $G_{ygj}(f)$, $G_{\gamma gj}(f)$ - widmo mocy j -tych drgań górnych skipu, kolejno j -tych drgań górnych czołowych, j -tych drgań górnych bocznych oraz j -tych drgań górnych skrętnych, opisa-ne odpowiednim ze wzorów (25) ÷ (27),

$G_{xdj}(f)$, $G_{yjd}(f)$, $G_{\gamma dj}(f)$ - widmo mocy j -tych drgań dolnych skipu, kolejno j -tych drgań dolnych czołowych, j -tych drgań dolnych bocznych oraz j -tych drgań dolnych skrętnych, opisane odpowiednim ze wzorów (28) ÷ (30).

Wzory (25) ÷ (30) mają postaci:

$$G_{xgj}(f) = \left[\frac{k_{cg} \cdot (c^2 \cdot k_{xgxp} + k_{\beta p \beta p})}{k_{xgxp} \cdot k_{\beta p \beta p}} \right]^2 \cdot \frac{G_{rx}(f)}{\left(1 - \frac{f^2}{f_{xj}^2} \right)^2 + \alpha_{xg}^2 \cdot \frac{f^2}{f_{xj}^2}}, \quad (25)$$

$$G_{ygj}(f) = \left[\frac{2 \cdot k_{bg} \cdot (c^2 \cdot k_{ygy p} + k_{\phi p \phi p})}{k_{ygy p} \cdot k_{\phi p \phi p}} \right]^2 \cdot \frac{G_{ry}(f)}{\left(1 - \frac{f^2}{f_{yj}^2} \right)^2 + \alpha_{yg}^2 \cdot \frac{f^2}{f_{yj}^2}} \quad (26)$$

$$, G_{\gamma gj}(f) = \left[\frac{k_{bg} \cdot (a + w)}{k_{\gamma gy p}} \right]^2 \cdot \frac{G_{ry}(f)}{\left(1 - \frac{f^2}{f_{yj}^2} \right)^2 + \alpha_{\gamma g}^2 \cdot \frac{f^2}{f_{yj}^2}}, \quad (27)$$

$$G_{xdj}(f) = \left[\frac{k_{cd} \cdot (d^2 \cdot k_{xdxp} + k_{\beta p \beta p})}{k_{xdxp} \cdot k_{\beta p \beta p}} \right]^2 \cdot \frac{G_{rx}(f)}{\left(1 - \frac{f^2}{f_{xj}^2} \right)^2 + \alpha_{xd}^2 \cdot \frac{f^2}{f_{xj}^2}}, \quad (28)$$

$$G_{ydj}(f) = \left[\frac{2 \cdot k_{bd} \cdot (d^2 \cdot k_{ydy} + k_{\phi p \phi p})}{k_{ydy} \cdot k_{\phi p \phi p}} \right]^2 \cdot \frac{G_{ry}(f)}{\left(1 - \frac{f^2}{f_{yj}^2}\right)^2 + \alpha_{yd}^2 \cdot \frac{f^2}{f_{yj}^2}}, \quad (29)$$

$$G_{\gamma dj}(f) = \left[\frac{k_{bg} \cdot (a + w)}{k_{\gamma dy}} \right]^2 \cdot \frac{G_{ry}(f)}{\left(1 - \frac{f^2}{f_{yj}^2}\right)^2 + \alpha_{\gamma d}^2 \cdot \frac{f^2}{f_{yj}^2}}, \quad (30)$$

w których:

a, c, d, w - wymiary jak na rysunku 1,

f_{xj} , f_{yj} , $f_{\gamma j}$ k_{cg} , k_{cd} , k_{bg} , k_{bd} , k_{xgxp} , k_{xdxp} , $k_{\beta p \beta p}$, k_{ygyp} , k_{ydy} , $k_{\phi p \phi p}$, $k_{\gamma g \gamma g}$, $k_{\gamma dy}$, α_{xg} , α_{yg} , $\alpha_{\gamma g}$, α_{xd} , α_{yd} , $\alpha_{\gamma d}$ - jak w równaniach (11) ÷ (16),

$G_{nx}(f)$, $G_{ny}(f)$ - widmo mocy nierówności torów prowadzenia skipu w szybie, kolejno, nierówności czołowych i nierówności bocznych, określone przez odpowiedni ze wzorów:

$$G_{nx}(f) = \frac{0,173 \cdot D_x \cdot \frac{V}{L} \cdot f}{1 + k_n \cdot f^5}, \quad G_{ny}(f) = \frac{0,173 \cdot D_y \cdot \frac{V}{L} \cdot f}{1 + k_n \cdot f^5} \quad (31)$$

gdzie:

D_x , D_y , - wariancja największych nierówności torów prowadzenia skipu w szybie, odpowiednio, nierówności czołowych i bocznych, obliczona w oparciu o wyniki pomiarów tych nierówności wykonanych zgodnie z przepisami górnictwymi,

k_n - współczynnik widmowy nierówności torów prowadzenia skipu w szybie, określony dla typowych konstrukcji tych torów jako $0,5 \text{ s}^5$,

L , V - odpowiednio, odstęp pionowy dźwigarów - podpór przewodników w szybie w [m], oraz prędkość tzw. jazdy ustalonej skipu w szybie w [m/s].

Ze wzorów (23) ÷ (30) wynika, że wartości widma mocy zmiennych naprężeń projektowych normalnych oraz stycznych, są względem siebie wprost proporcjonalne. Jest to jedno z jakościowych potwierdzeń, że podane założenia wraz z zależnościami do obliczeń takiego widma są zgodne z wynikami pomiarów naprężeń zmiennych w ciągłach skipów, omówionymi w poprzednim rozdziale niniejszej monografii. Inne potwierdzenia, także ilościowe, przedstawiono w kolejnych częściach tego rozdziału.

3. Przykład obliczeń widma mocy zmiennych naprężeń projektowych dla ciągłej nośnych skipu górniczego

Z zależności podanych w 2. części niniejszego rozdziału wynika, że omawiane obliczenia korzystnie jest wykonać w trzech częściach, z których pierwszą jest skompletowanie danych do obliczeń, drugą jest określenie rezonansowych częstotliwości drgań poprzecznych analizowanego skipu, a trzecią stanowi opracowanie czterech wykresów widma mocy przedmiotowych naprężeń.

Skompletowanie danych do obliczeń polega na zestawieniu potrzebnych do tych obliczeń parametrów konstrukcji analizowanego skipu i parametrów torów prowadzenia, z którymi ma on współpracować w szybie (łącznie ponad 60 liczb) oraz na przygotowaniu aktualnych wyników kontrolnych pomiarów prostoliniowości tych torów do obliczeń parametrów D_x , D_y .

Z kolei określenie rezonansowych częstotliwości drgań poprzecznych analizowanego skipu wymaga najpierw wyznaczenia liczbowych elementów macierzy bezwładności (5) i macierzy sztywności analizowanego skipu (7). Wtedy, po podstawieniu tych macierzy do układów równań (1), (2) i (3) oblicza się jedenaście częstotliwości własnych tych układów, z których każdej przyporządkowuje się oznaczenie częstotliwości rezonansowej stosując zasady:

- $f_{x1} < f_{x2} < f_{x3} - f_{x4}$ - gdy są to częstotliwości własne układu równań (1),
- $f_{y1} < f_{y2} < f_{y3} - f_{y4}$ - gdy są to częstotliwości własne układu równań (2),
- $f_{\gamma1} < f_{\gamma2} < f_{\gamma3} - f_{\gamma4}$ - gdy są to częstotliwości własne układu równań (3).

Natomiast w celu opracowania czterech wykresów widma mocy zmiennych naprężeń projektowych dla ciągłej analizowanego skipu, wyznacza się najpierw wariancje D_x , D_y występujące w zależnościach (31). W tym celu, całą długość jednego i drugiego z tych torów dzieli się na k odcinków o długości ΔH obliczonej za pomocą wzoru (32), po czym każdemu z tych odcinków przyporządkuje się dwa zbiory liczb, jeden zawierający wyniki kontrolnych pomiarów prostoliniowości czołowej tego odcinka, a drugi zawierający takie wyniki dotyczące prostoliniowości bocznej. Następnie, dla każdego z tak utworzonych zbiorów nierówności czołowych wyznacza się wariancję D_{xk} , a dla każdego ze zbiorów nierówności bocznych - wariancję D_{yk} , po czym za pomocą wzorów (33) określa wariancje D_x , D_y podstawiane do zależności (31). Wzory (32) i (33) są następujące:

$$\Delta H \approx \max\left(\frac{3,5 \cdot V}{f_{x1}}, \frac{3,5 \cdot V}{f_{y2}}\right), \quad (32)$$

$$D_x = \max(D_{x1}, D_{x2}, \dots, D_{xk}), \quad D_y = \max(D_{y1}, D_{y2}, \dots, D_{yk}), \quad (33)$$

gdzie

f_{x1}, f_{y2} - częstotliwości rezonansowe drgań poprzecznych analizowanego skipu,

V - prędkość tzw. jazdy ustalonej skipu w szybie.

Kolejno wyznacza się numeryczne wartości czterech funkcji $G_{\sigma g}(f)$, $G_{\tau g}(f)$, $G_{\sigma d}(f)$, $G_{\tau d}(f)$ opisujących za pomocą wzorów (23) i (24) widma mocy zmiennych naprężeń projektowych

normalnych oraz stycznych, po czym dla wartości tych funkcji sporządza się cztery wykresy, które są końcowym wynikiem całości omawianych obliczeń.

Jako przykład przedstawiono w tabelach 1 ÷ 4 oraz na rysunku 3 dane i wyniki dotyczące drugiej oraz trzeciej części omówionych obliczeń wykonanych dla parametrów konstrukcyjnych skipu, który był już użytkowany w szybie, kiedy to, po wykonaniu przez wyciąg górniczy ok. 150 tys. cykli wydobywczych wykryto uszkodzenia zmęczeniowe dolnego odcinka cięgieł skrajnych tego skipu. W tabeli 1 zestawiono parametry bezwładności omawianego skipu jako elementy macierzy (5), w tabeli 2 podano parametry sztywności tego skipu jako elementy macierzy (7), a w tabeli 3 zamieszczono jedenaście częstotliwości własnych obliczonych dla układów równań (1), (2), (3), jako częstotliwości rezonansowych występujących we wzorach 11) ÷ (16) oraz (25) ÷ (30). Z kolei w tabeli 4 zamieszczono dane do numerycznych obliczeń wartości funkcji $G_{\sigma g}(f)$, $G_{\tau g}(f)$, $G_{\sigma d}(f)$, $G_{\tau d}(f)$, a na rysunku 3 pokazano ich wykresy w dwu zestawach, górnym dla górnego odcinka cięgieł skrajnych skipu oraz dolnym - dla dolnego odcinka tych cięgieł. Ponadto, dla każdego z tych zestawów obliczono odpowiadającą mu wartość naprężenia projektowego zredukowanego, oznaczoną, odpowiednio, σ_{zgmax} , σ_{zdmax} oraz obliczoną za pomocą właściwego ze wzorów:

$$\sigma_{zgmax} = \left[\frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{f_g} G_{\sigma g}(f) df + \frac{3}{\pi} \cdot \int_0^{f_g} G_{\tau g}(f) df \right]^{0,5}, \quad (34)$$

$$\sigma_{zdmax} = \left[\frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{f_g} G_{\sigma d}(f) df + \frac{3}{\pi} \cdot \int_0^{f_g} G_{\tau d}(f) df \right]^{0,5}, \quad (35)$$

w których:

- σ_{zgmax} - naprężenie projektowe zredukowane górnego odcinka skrajnych cięgieł analizowanego skipu, obliczone wg hipotezy HMM (Huber, Mises, Hencky) jako największe naprężenie zredukowane końcowych przekrojów (rys. 2) tego odcinka,
- σ_{zdmax} - naprężenie projektowe zredukowane dolnego odcinka skrajnych cięgieł analizowanego skipu, obliczone wg hipotezy HMM (Huber, Mises, Hencky) jako największe naprężenie zredukowane końcowych przekrojów (rys. 2) tego odcinka,
- f_g - największa częstotliwość, dla której funkcje $G_{\sigma g}(f)$, $G_{\tau g}(f)$, $G_{\sigma d}(f)$, $G_{\tau d}(f)$ mają jeszcze niepomijalne wartości, określona jako 9 Hz.

Parametry bezwładności analizowanego skipu górniczego
(źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Tabela 1.

m_g	m_p	m_d	$J_{\beta p}$	$J_{\phi p}$	$J_{\gamma g}$	$J_{\gamma p}$	$J_{\gamma d}$
kg	kg	kg	kgm ²	kgm ²	kgm ²	kgm ²	kgm ²
4520	52300	3290	401900	263600	8170	32100	5390

Parametry sztywności analizowanego skipu górniczego
(źródło: opracowanie własne na podstawie [1])

Tabela 2.

k_{xgxg}	k_{xgxp}	$k_{xg\beta p}$	$k_{xp xg}$	$k_{xp xp}$	$k_{xp xd}$	$k_{xp \beta p}$
N/m	N/m	N	N/m	N/m	N/m	N
$13,5 \cdot 10^6$	$11,1 \cdot 10^6$	$43 \cdot 10^6$	$11,1 \cdot 10^6$	$12,2 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	$41 \cdot 10^6$
k_{xdxp}	k_{xdxd}	$k_{xd\beta p}$	$k_{\beta p xg}$	$k_{\beta p xp}$	$k_{\beta p xd}$	$k_{\beta p \beta p}$
N/m	N/m	N	N	N	N	N·m
$1,2 \cdot 10^6$	$2,9 \cdot 10^6$	$2,3 \cdot 10^6$	$43 \cdot 10^6$	$41 \cdot 10^6$	$2,3 \cdot 10^6$	$173 \cdot 10^6$
k_{ygyg}	k_{ygyp}	$k_{yg\phi p}$	$k_{yp yg}$	$k_{yp yp}$	$k_{yp yd}$	$k_{yp \phi p}$
N/m	N/m	N	N/m	N/m	N/m	N
$3,3 \cdot 10^6$	$0,27 \cdot 10^6$	$1,0 \cdot 10^6$	$0,27 \cdot 10^6$	$0,32 \cdot 10^6$	$0,05 \cdot 10^6$	$0,94 \cdot 10^6$
k_{ydyd}	k_{ydyd}	$k_{yd\phi p}$	$k_{\phi p yg}$	$k_{\phi p yp}$	$k_{\phi p yd}$	$k_{\phi p \phi p}$
N/m	N/m	N	N	N	N	N·m
$0,05 \cdot 10^6$	$3,1 \cdot 10^6$	$0,11 \cdot 10^6$	$1,0 \cdot 10^6$	$0,94 \cdot 10^6$	$0,11 \cdot 10^6$	$4,3 \cdot 10^6$
k_{ygyg}	$k_{ygy p}$	$k_{yp yg}$	$k_{yp yp}$	$k_{yp yd}$	$k_{yd yp}$	$k_{yd yd}$
N·m	N·m	N·m	N·m	N·m	N·m	N·m
$12,7 \cdot 10^6$	$5,1 \cdot 10^6$	$5,1 \cdot 10^6$	$5,7 \cdot 10^6$	$0,62 \cdot 10^6$	$0,62 \cdot 10^6$	$8,3 \cdot 10^6$

Częstotliwości rezonansowe drgań poprzecznych analizowanego skipu górniczego
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 3.

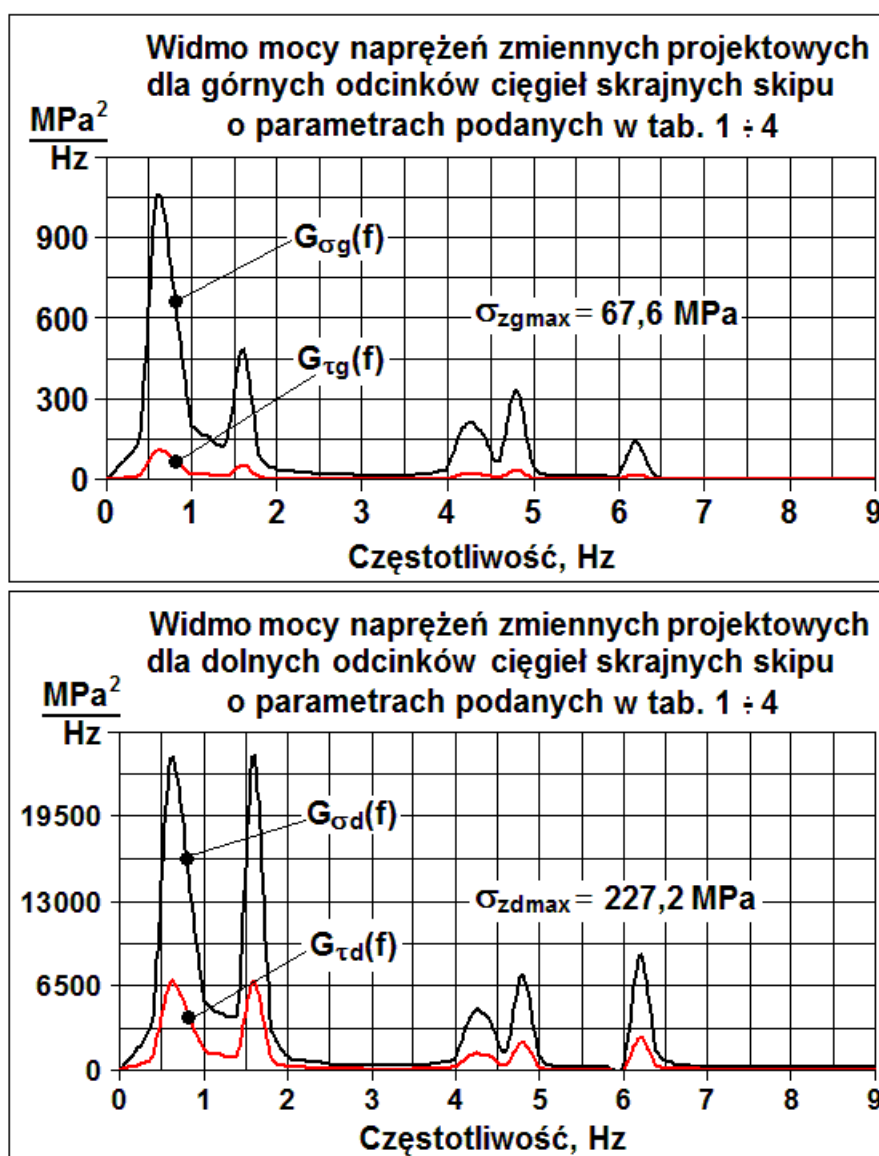
Drgania czołowe				Drgania boczne				Drgania skrętne		
f_{x1}	f_{x2}	f_{x3}	f_{x4}	f_{y1}	f_{y2}	f_{y3}	f_{y4}	$f_{\gamma 1}$	$f_{\gamma 2}$	$f_{\gamma 3}$
Hz	Hz	Hz	Hz	Hz	Hz	Hz	Hz	Hz	Hz	Hz
0,71	1,58	4,73	9,46	0,21	0,69	4,29	4,85	1,66	6,25	6,42

Dane do obliczeń numerycznych wartości funkcji $G_{\sigma g}(f)$, $G_{\tau g}(f)$, $G_{\sigma d}(f)$, $G_{\tau d}(f)$
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 4.

A_{kg}	A_{kd}	a	b	c	d	D_x	D_y
m^2	m^2	m	m	m	m	m^2	m^2
$7,5 \cdot 10^{-3}$	$5,4 \cdot 10^{-3}$	3,2	1,3	3,9	2	$1,27 \cdot 10^{-6}$	$3,72 \cdot 10^{-6}$
EA_g	EA_d	EJ_{yg}	EJ_{yd}	GJ_{sg}	GJ_{sd}	k_{bg}	k_{bd}
N	N	N·m ²	N·m ²	N·m ²	N·m ²	N/m	N/m
$1575 \cdot 10^6$	$1134 \cdot 10^6$	$1176 \cdot 10^2$	$861 \cdot 10^2$	$1,61 \cdot 10^6$	$1,4 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$
k_{cg}	k_{cd}	K_{xg}	K_{xd}	K_{yg}	K_{yd}	L	L_g
N/m	N/m	1/m	1/m	1/m	1/m	m	m
$2,5 \cdot 10^6$	$1,7 \cdot 10^6$	1,05	1,37	0,17	0,28	3	3,3
L_d	s	V	W_{skg}	W_{skd}	W_{ykg}	W_{ykd}	w
m	m	m/s	m ³	m ³	m ³	m ³	m
5,1	0,8	20	$6,8 \cdot 10^{-5}$	$4,9 \cdot 10^{-5}$	$3,8 \cdot 10^{-5}$	$2,7 \cdot 10^{-5}$	0,2

Jak podano na rysunku 3, naprężenie projektowe zredukowane σ_{zgmax} górnego odcinka skrajnych cięgieł analizowanego skipu obliczone za pomocą wzoru (34) wynosi 67,6 MPa, a naprężenie projektowe zredukowane dolnego odcinka tych cięgieł, obliczone z wykorzystaniem wzoru (35), jest równe 227,2 MPa. Jeżeli wziąć pod uwagę, że takie naprężenia - podane w poprzednim rozdziale tej monografii jako wyznaczone w oparciu o widmo mocy ekstremalnych naprężeń zmiennych, które zmierzono w skrajnym cięgle skipu o identycznych parametrach jak skip analizowany - wynoszą odpowiednio 61,7 MPa oraz 219,1 MPa - to można stwierdzić, że uzyskano zadowalające potwierdzenie ilościowej zasadności zarówno założeń jak i wzorów obliczeniowych podanych w 2. części niniejszego rozdziału.



Rys.3. Dwa zestawy wykresów funkcji $G_{\sigma g}(f)$, $G_{\tau g}(f)$, $G_{\sigma d}(f)$, $G_{\tau d}(f)$ opisujących za pomocą wzorów (23) ÷ (27) widma mocy naprężeń projektowych zmiennych w skrajnych cięglach analizowanego skipu o dużej ładowności (źródło: opracowanie własne)

4. Przykład obliczeń zmęczeniowej trwałości projektowej cięgieł nośnych skipu górniczego w oparciu o widmo mocy naprężeń zmiennych projektowych wyznaczone dla skrajnych cięgieł tego skipu

Ten przykład dotyczy skipu, którego cięgła skrajne mają widmo mocy naprężeń zmiennych projektowych pokazane na rysunku 3. Jest zatem kontynuacją poprzedniego przykładu oraz ilustracją obliczeń, które, podobnie jak obliczenia widma mocy naprężeń zmiennych projektowych, korzystnie jest wykonać w trzech częściach. Pierwszą z nich jest skompletowanie danych do obliczeń, drugą jest parametryzacja ogólnych równań projektowej trwałości zmęczeniowej cięgieł skipu, a część trzecią stanowi wyznaczenie parametrów obliczanej trwałości projektowej jako rozwiązań równań tej trwałości po ich parametryzacji.

Skompletowanie danych do omawianych obliczeń polega na zestawieniu ośmiu wartości, które dla przypadku analizowanego skipu zamieszczono w tabeli 5.

Dane do obliczeń projektowej trwałości zmęczeniowej cięgieł nośnych skipu
(źródło: opracowanie własne)

Tabela 5.

f_1	m	N_0	R_{wg}	R_{wd}	T_w	σ_{zgmax}	σ_{zdmax}
Hz	$\div$	$\div$	MPa	MPa	s	MPa	MPa
0,71	2	3,5	63	45	120	67,6	227,2

Te dane mają oznaczenia:

- f_1 - argument (częstotliwość) pierwszego lokalnego maksimum wykresów widma jak na rysunku 3,
- m - wykładnik krzywej zmęczenia, który dla cięgieł skipów objętych badaniami [1] przyjęto jako 3,5, przez analogię konstrukcyjną pomiędzy cięgłami skipu a ustrojami stalowymi, których dotyczy norma [8],
- N_0 - bazowa liczba milionów cykli wydobywczych z udziałem analizowanego skipu, którą, również przez analogię konstrukcyjną pomiędzy cięgłami skipu a ustrojami stalowymi, których dotyczy norma [8], przyjęto jako 2,
- R_{wg}, R_{wd} - kolejno, dla górnego i dolnego odcinka cięgieł, wytrzymałość zmęczeniowa trwała przekroju cięgła ze spoiną pachwinową, określona na bazie N_0 cykli zmian naprężenia normalnego o stałej amplitudzie oraz o współczynniku asymetrii równym -1,
- T_w - nominalny czas jednego cyklu wydobywczego, s.
- $\sigma_{zgmax}, \sigma_{zdmax}$ - naprężenie projektowe zredukowane, odpowiednio, górnego i dolnego odcinka skrajnych cięgieł skipu, obliczone za pomocą właściwego ze wzorów (34) i (35),

Z kolei druga część omawianych obliczeń, którą jest parametryzacja ogólnych równań projektowej trwałości zmęczeniowej cięgieł skipu, obejmuje zastąpienie symbolicznych

współczynników w ogólnych równaniach (36) tej trwałości, przez współczynniki liczbowe dotyczące analizowanego skipu. Równania (36) mają postaci:

$$N_{Sg} - N_0 \cdot \left[\frac{R_{wg}}{\sigma_{eg}(N_{Sg})} \right]^m = 0, \quad N_{Sd} - N_0 \cdot \left[\frac{R_{wd}}{\sigma_{ed}(N_{Sd})} \right]^m = 0, \quad (36)$$

gdzie:

N_{Sg} , N_{Sd} - obliczane parametry projektowej trwałości zmęczeniowej cięgieł skipu, odpowiednio, projektowa trwałość zmęczeniowa górnego odcinka cięgieł oraz projektowa trwałość zmęczeniowa ich odcinka dolnego,

N_0 , R_{wg} , R_{wd} - dane do obliczeń jak w tabeli 5,

$\sigma_{eg}(N_{Sg})$, $\sigma_{ed}(N_{Sd})$ - ekwiwalentna amplituda naprężenia projektowego zredukowanego, odpowiednio σ_{zgmax} , σ_{zdmax} , zdefiniowana jako stała amplituda cyklicznych zmian naprężenia normalnego mających współczynnik asymetrii równy -1 oraz liczbę cykli, odpowiednio, N_{Sg} oraz N_{Sd} ; ta amplituda - po wykorzystaniu zależności z teorii losowych procesów zmęczeniowych dotyczących konstrukcji mechanicznych, np. [3, 8, 14] - jest wyrażona za pomocą odpowiedniego ze wzorów:

$$\begin{aligned} \sigma_{eg}(N_{Sg}) &= \sigma_{zgmax} \cdot \exp \left(-1,676 + 0,958 \cdot K_p + 0,776 \cdot N_{Sg}^{0,426} \right), \\ \sigma_{ed}(N_{Sd}) &= \sigma_{zdmax} \cdot \exp \left(-1,676 + 0,958 \cdot K_p + 0,776 \cdot N_{Sd}^{0,426} \right), \end{aligned} \quad (37)$$

w których:

σ_{zgmax} , σ_{zdmax} - jak w tabeli 5,

K_p - parametr zdefiniowany dla ogólnego przypadku ustrojów konstrukcyjnych jako współczynnik obciążeń [3, 6, 11] obliczany jako:

$$K_p = \left[\int_0^1 q^m f(q) dq \right]^{\frac{1}{m}}, \quad (38)$$

gdzie:

m - wykładnik krzywej zmęczenia,

$f(q)$ - funkcja gęstości prawdopodobieństwa zmiennej losowej q ; ta funkcja - jak wykazano w poprzednim rozdziale tej monografii - ma w przypadku cięgieł skipu następujący wzór:

$$f(q) = 2 \cdot \ln(f_1 \cdot T_w) \cdot q \cdot \exp \left[-q^2 \cdot \ln(f_1 \cdot T_w) \right] \quad (39)$$

w którym

f_1 , T_w - parametry jak w tabeli 1.

Po obliczeniu, dla analizowanego skipu odpowiadającej mu wartości parametru K_p , sformułowano dla zależności (37) ich sparametryzowane postaci, a po podstawieniu ich wraz z liczbami m , N_0 , R_{wg} , R_{wd} do równań (36), uzyskano sparametryzowane postaci tych równań. Są one następujące:

$$N_{Sg} - 97,5 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sg}^{0,426}) = 0, \quad N_{Sd} - 0,431 \cdot \exp(-2,716 \cdot N_{Sd}^{0,426}) = 0, \quad (40)$$

W trzeciej, ostatniej części niniejszego przykładu wyznaczono rozwiązania równań (40), jako liczby N_{Sg} i N_{Sd} . Pierwsza z nich jest trwałością projektową dla górnego odcinka cięgieł skrajnych skipu wyrażoną w milionach cykli wydobywczych wyciągu górniczego, druga jest taką trwałością dla dolnego odcinka tych cięgieł. Obie liczby podano w tabeli 6, w której, zamieszczono również liczby określające w milionach cykli wydobywczych trwałość empiryczną oraz trwałość rzeczywistą cięgieł nośnych analizowanego skipu, podane już w poprzedniej części niniejszej monografii.

Porównanie trwałości zmęczeniowej cięgieł nośnych skipu górniczego, projektowej, empirycznej i rzeczywistej (źródło: opracowanie własne)

Tabela 6.

Trwałość zmęczeniowa cięgieł nośnych analizowanego skipu o dużej ładowności wyrażona w milionach cykli wydobywczych wyciągu górniczego					
Górny odcinek cięgieł nośnych			Dolny odcinek cięgieł nośnych		
Trwałość projektowa	Trwałość empiryczna	Trwałość rzeczywista	Trwałość projektowa	Trwałość empiryczna	Trwałość rzeczywista
2,19	2,25	2,40	0,135	0,145	0,150

Z tabeli 6 wynika, że trwałość projektowa cięgieł nośnych analizowanego skipu, obliczona jako rozwiązanie równań (40), jest zadowalająco zgodna liczbowo z empiryczną oraz rzeczywistą trwałością tych cięgieł, co dotyczy zarówno ich górnego jak i dolnego odcinka. Można zatem stwierdzić, że przedstawione w tym artykule zależności matematyczne, w oparciu o które sformułowano równania (40), są wystarczające do zaproponowania wiarygodnej metody zmęczeniowego obliczania cięgieł nośnych skipu górniczego ze względu na drgania poprzeczne tego skipu związane z jego użytkowaniem w szybie. Jak już podano we wprowadzeniu do niniejszego artykułu, na taką metodę oczekują od wielu lat użytkownicy skipów górniczych, zwłaszcza skipów o dużej ładowności.

5. Podsumowanie

1. Zostały sformułowane zależności matematyczne do obliczania zmęczeniowej trwałości projektowej cięgieł nośnych skipu górniczego, dotyczącej drgań poprzecznych związanych z użytkowaniem skipu w szybie. W niniejszym rozdziale wykazano, że wyniki obliczeń uzyskiwane za pomocą tych zależności dla skipów, przy których wykonano również diagnostyczne badania zmiennych naprężeń w cięgłach, są zadowalająco zgodne liczbowo

zarówno z empiryczną trwałością zmęczeniową ciągów określonej w oparciu o te badania, jak i z rzeczywistą trwałością zmęczeniową tych ciągów.

2. Można stwierdzić, że przedstawione w tym rozdziale zależności matematyczne opisujące zagadnienie obliczania zmęczeniowej trwałości projektowej ciągów nośnych skipu górniczego są wystarczające, aby zaproponować wiarygodną metodę zmęczeniowego obliczania takich ciągów ze względu na drgania poprzeczne skipu związane z jego użytkowaniem w szybie. Na taką metodę od wielu lat oczekują użytkownicy skipów górniczych, zwłaszcza skipów o dużej ładowności.

Literatura

1. Badania stanu zmienności naprężeń doznawanych przez ciąga nośne naczyń wyciągowych wskutek nierówności torów prowadzenia. Niepublikowane raporty z badań wykonanych pod kierunkiem M. Płachno w okresie od 2007 r. do 2016 r. przez AGH-WIMiR dla KGHM PM S.A O/ZG Rudna, udostępnione na potrzeby niniejszej pracy przez ich właściciela.
2. Bogusz W., Engel Z., Giergiel J.: Drgania i szumy. Wydawnictwa Geologiczne, Warszawa 1974
3. Dietrych M.: Wstęp do stochastycznej teorii maszyn. Warszawa , PWN 1972.
4. Heyns M., Heyns P.S, Backeberg R.A.: The Design of Optimal Guide Roller Systems for Mining Conveyances. Materiały International Conference on Mine Hoisting 93, Londyn 1993.
5. Matachowski F.: Opracowanie kryteriów projektowania wybranych elementów nośnych naczyń wyciągowego. Praca doktorska wykonana w AGH Kraków (WIMiR-KWZMiK) w 2011 r.
6. Polska norma PN-79/M-06515. Dźwignice. Ogólne zasady projektowania stalowych ustrojów.
7. Płachno M.: Zagadnienie drgań poprzecznych naczyń wyciągowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Górnictwo z. 180, Gliwice 1989.
8. Płachno M.: Metoda dynamiczna badań stanu zmienności naprężeń w ciągach naczyń wyciągowych powodowanego nierównościami torów prowadzenia. Rozdz. 5 monografii "Transport szybowy 2007", wyd. Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG Gliwice, 2007.
9. Tejszerska D.: Modelowanie drgań poprzecznych naczyń wydobywczego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 113, Gliwice 1993.
10. Thomas G.R.: The effect of conveyance and steelwork flexibilities on slipper plate impact forces. Materiały międzynarodowej konferencji MINE HOISTING 1993, Londyn 1993.
11. Warszyński M.: Niezawodność w obliczeniach konstrukcyjnych. PWN, Warszawa 1988.

Artykuł stanowi wynik pracy dofinansowanej z działalności statutowej.

Analiza stanu naprężenia w urządzeniach załadowniczych komór skipowych

Stanisław Wolny – AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Filip Matachowski – AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono analizę stanu naprężenia w urządzeniach załadowniczych komór skipowych. Wyznaczono obciążenia statyczne, których źródłem jest składowany w zbiorniku urobek, jak również obciążenia dynamiczne wygenerowane przez spływający urobek podczas opróżniania zbiornika. Przedstawiono przykładowo wyniki analizy wytrzymałościowej ograniczone do stanu naprężenia w elementach konstrukcyjnych urządzenia rozładowniczego.

Analysis of stresses in devices loading the skip buckets

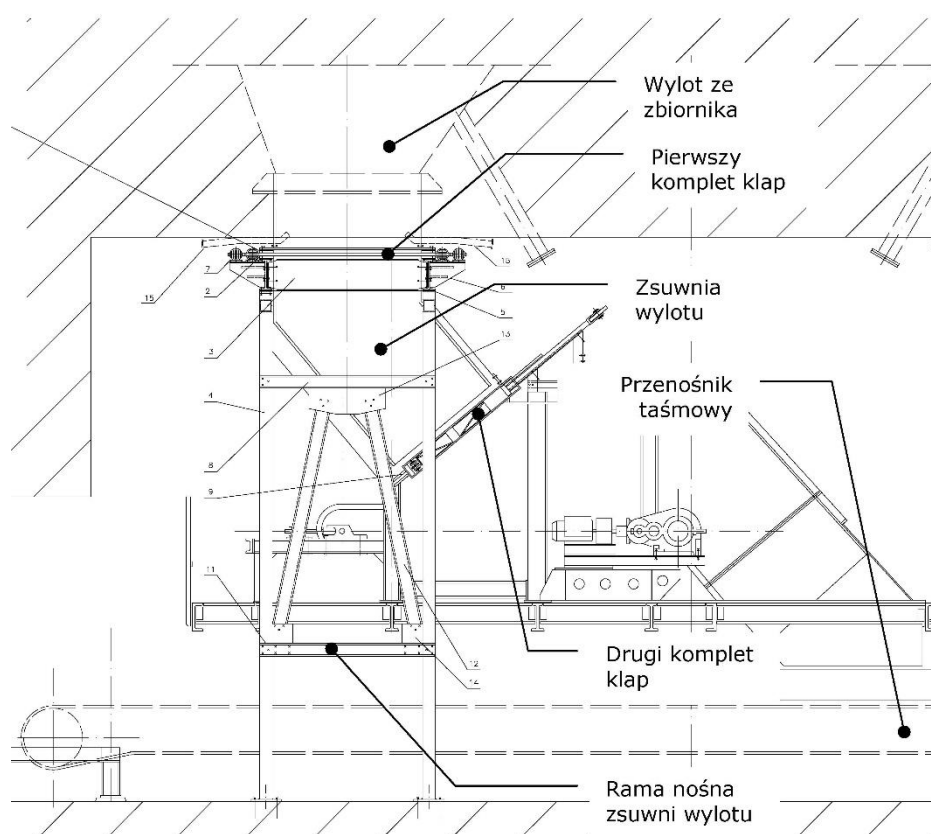
Abstract: This paper presents an analysis of the state of stress in the chambers of the skip loading devices. Static loads have been determined, the source of which is stored in the underground tank as well as the dynamic loads generated by the runoff during tank emptying. For example, the results of strength analysis are limited to the state of stress in the components of the discharge device.

1. Wprowadzenie

Przedmiotem analizy jest konstrukcja urządzenia rozładowniczego (rys. 1) zmodernizowanego według projektu zespołu pracowników jednej z polskich kopalni węgla. Zmiany konstrukcyjne w dotychczas istniejących urządzeniach rozładowniczych polegają na wzmocnieniu wysypu ze zbiornika węgla oraz zastosowaniu dwóch kompletów klap sterowanych hydraulicznie na każdym wysypie. Pierwszy komplet klap składa się z dwóch „pół klap” pracujących w płaszczyźnie poziomej na specjalnej konstrukcji stalowej i służących do całkowitego odcięcia zbiornika od konstrukcji dozownika. Ten zespół klap równocześnie służy do wstępnego regulowania ilości urobku wysypywanego ze zbiornika. Drugi zespół składa się z jednej klapy sterowanej hydraulicznie pracującej w płaszczyźnie skośnej, służącej do regulacji strugi urobku wysypującego się z dozownika na przenośnik taśmowy.

Zsuwnia wylotu wykonana jest jako konstrukcja spawana z blach o grubości 12 mm, uźebrowanych zewnątrz, do których przykręcane są blachy osłonowe (wykładkowe) ze stali trudnościeralnej o grubości nominalnej 8 mm. Zsuwnia jest podwieszona do ramy nośnej za pomocą kołnierзовego połączenia śrubowego. Parametry jednego z tych zbiorników podano poniżej:

- Średnica – 10 m.
- Wysokość zbiornika (do gardzieli wylotowej) – 29,5 m.
- Pojemność zbiornika – 1700 m³.



Rys.1. Widok urządzeń rozładowniczych szybu [źródło: opracowanie własne]

2. Obciążenia statyczne konstrukcji urządzeń załadowniczych

Obciążenie konstrukcji urządzeń załadowniczych przeprowadzono przy założeniu, że zbiorniki są wypełnione w 100% urobkiem zawodnionym, dla którego przyjęto ciężar objętościowy [1]:

$$\rho = 18 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3}$$

Składowe pionową p_{vf} i poziomą p_b parcia wewnętrznego w zbiorniku na głębokości „z” od górnego poziomu zbiornika wyznacza się ze wzorów [2]:

$$p_{vf} = \frac{\rho}{\mu \cdot \lambda u} A \varphi(z) \quad (1)$$

$$p_b = c_b \cdot p_{vf} \quad (2)$$

gdzie:

A – pole przekroju poprzecznego zbiornika,

u – obwód zbiornika w przekroju poprzecznym,

ρ – ciężar objętościowy urobku,

$$\varphi(z) = 1 - e^{\left(\frac{-z}{z_0}\right)} [2],$$

$$z_0 = \frac{A}{\mu \cdot \lambda \cdot u} - \text{głębokość charakterystyczna [2],}$$

z – wysokość zalegania urobku w zbiorniku,

λ – stosunek naporu poziomego do pionowego [2],

μ – współczynnik tarcia urobku o powierzchni zbiornika [2],

c_b – współczynnik naporu na dno [2].

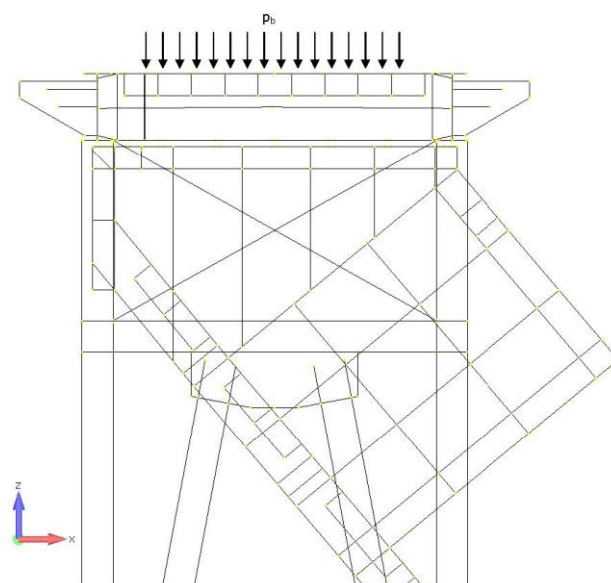
Wartości parametrów niezbędnych do wyznaczenia składowych p_{vf} i p_b parcia wewnętrznego w zbiorniku zainstalowanym na poziomie -400 wraz z wartościami tych składowych zestawiono w tabeli 1.

Wartości parametrów obliczeniowych dla zbiornika na poziomie -400
(źródło: opracowanie własne na podstawie [1, 2])

Tabela 1.

Parametr	Wartość parametru dla zbiornika -400
A	78,5 m ²
u	31,4 m
z	29,5 m
$\frac{A}{u}$	2,5 m
λ	0,6
α_z	50°
z_0	8,3 m
$\Phi(z)$	0,971
c_b	1,8
p_{vf}	145,7 kPa
p_b	263 kPa

Na rysunku 2 pokazano statyczne obciążenie zsuwni wylotu urządzenia załadowniczego przy zamkniętym pierwszym komplecie klap. Konstrukcja obciążona jest obciążeniem ciągłym o intensywności p_b przyłożonym do płaszczyzny górnej klapy poziomej.



Rys.2. Rozkład obciążeń w zsuwni wylotu przy zamkniętym pierwszym komplecie klap
[źródło: opracowanie własne]

Obliczenie składowych parcia wewnętrznego w zsuwni wylotu urządzenia załadowniczego wykonano dla następujących parametrów:

$A = 1,96 \text{ m}^2$ – pole przekroju komory,

$u = 5,6 \text{ m}$ – obwód wewnętrzny komory,

$$\frac{A}{u} = 0,35 \text{ m}.$$

Składowe parcia wewnętrznego w zsuwni wylotu urządzenia załadowniczego wyznaczono ze wzoru:

$$p_n = p_b \cos \alpha$$

gdzie:

α – kąt nachylenia płaszczyzny zsuwni.

Napór normalny na dolną część zsuwni ($\alpha = 50,6^\circ$)

$$p_{nd} = p_b \cos(50,6^\circ) = 195 \text{ kPa}.$$

Napór normalny na górną część zsuwni ($\alpha = 50,6^\circ$)

$$p_{nd} = p_b \cos(50,6^\circ) = 195 \text{ kPa}.$$

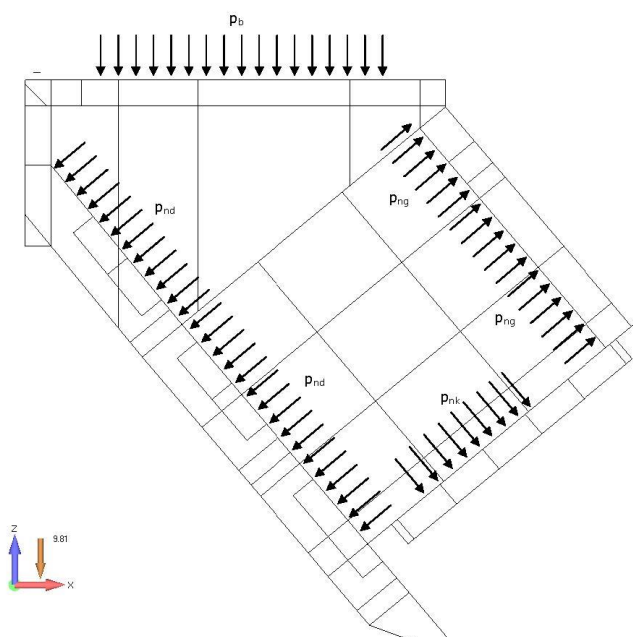
Napór normalny na boczną część zsuwni ($\alpha=82^\circ$)

$$p_{nb} = p_b \cos(82^\circ) = 42,6 \text{ kPa.}$$

Napór normalny na klapę skośną ($\alpha=59,4^\circ$)

$$p_{nk} = p_b \cos(39,4^\circ) = 237 \text{ kPa.}$$

Na rysunku 3 przedstawiono rozkład obciążeń statycznych działających na elementy zsuwni wylotu przy zamkniętej drugiej klapie.



Rys.3. Rozkład obciążeń w zsuwni wylotu przy zamkniętej drugiej klapie
[źródło: opracowanie własne]

Elementy konstrukcji zsuwni (rys. 3) obciążono obciążeniem ciągłym równomiernie rozłożonym o intensywności odpowiednio p_{nd} , p_{nk} , p_{ng} i p_{nb} przyłożonym do odpowiednich ścian zasypu.

3. Obciążenia dynamiczne konstrukcji urządzeń załadowniczych

Do określenia obciążeń występujących na ściankach zsuwni podczas opróżniania zbiornika, mając na uwadze maksymalne ich wartości, przyjęto uproszczony schemat układu, jak na rysunku 4. Założono, że górna powierzchnia zbiornika jest powierzchnią swobodną. Czas, wypływu medium ze zbiornika otrzymano z równania ciągłości przepływu [3]:

$$\mu A_0 \sqrt{2gz} = -A_{(z)} \frac{dz}{dt} \quad (3)$$

gdzie:

μ – współczynnik przepływu,

A_0 – powierzchnia otworu wypływowego,

$\sqrt{2gz}$ – chwilowa prędkość medium w otworze,

$A_{(z)}$ – pole powierzchni swobodnej,

$\frac{dz}{dt}$ – chwilowa prędkość opadania powierzchni swobodnej.

Z równania (3), po rozdzieleniu zmiennych, otrzymamy wzór na czas opróżnienia zbiornika do powierzchni swobodnej, określonej rzędną $z_k = h_3$:

$$t_0 = \frac{1}{\mu A_0 \sqrt{2g}} \int_{z_k}^{z_p} \frac{A_{(z)} dz}{\sqrt{z}} \quad (4)$$

gdzie:

z_p – współrzędna początkowa powierzchni swobodnej medium,

z_k – współrzędna końcowa powierzchni swobodnej medium.

Dla analizowanego zbiornika, ze względu na nieciągłość przekroju otrzymujemy wzór:

$$t_0 = \frac{1}{\mu A_0 \sqrt{2g}} \left[\int_{h_2}^{h_1+h_2} \frac{A_{(z)}}{\sqrt{z}} dz + \int_{h_3}^{h_3} \frac{A_{(z)}}{\sqrt{z}} dz \right] \quad (5)$$

gdzie pierwsza całka w równaniu (5) odnosi się do części zbiornika o stałym przekroju poprzecznym (cylindrycznym o średnicy D - rys. 4). Zatem:

$$t'_0 = \frac{1}{\mu A_0 \sqrt{2g}} \int_{h_2}^{h_1+h_2} \frac{A_{(z)}}{\sqrt{z}} dz = \frac{\frac{\pi D^2}{4}}{\mu \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2g}} \int_{h_2}^{h_1+h_2} \frac{1}{\sqrt{z}} dz = \frac{D^2}{\mu d^2 \sqrt{2g}} 2\sqrt{z} \Big|_{h_2}^{h_1+h_2}$$

stąd:

$$t'_0 = \frac{2D^2}{\mu d^2 \sqrt{2g}} [\sqrt{h_1 + h_2} - \sqrt{h_2}] \quad (6)$$

W powyższym wzorze przyjęto średnicę zastępczą dla przekroju prostokątnego, przez który medium wypływa. Przekrój ten ma wartość $A_0 = 1,44 \text{ m}^2$, stąd:

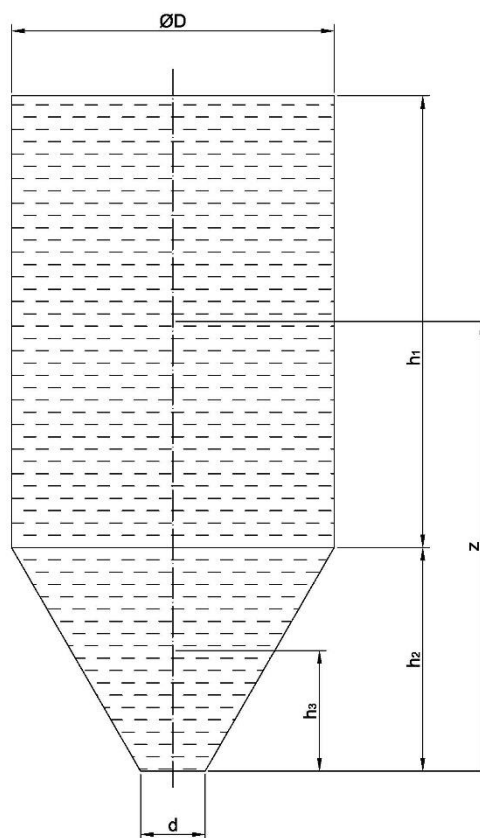
$$d_z = d = \sqrt{\frac{4A_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,44}{\pi}} \cong 1,354 \text{ m}$$

Natomiast druga całka w równaniu (5) odnosi się do dolnej części zbiornika o zmiennym przekroju (rys. 4). Przyjęto, że z walcowej części zbiornika przekrój przechodzi z kołowego, aż do prostokątnego w miejscu wypływu. Zmienną średnicę $D_{(z)}$, tej części zbiornika wyznaczymy z proporcji (rys. 5):

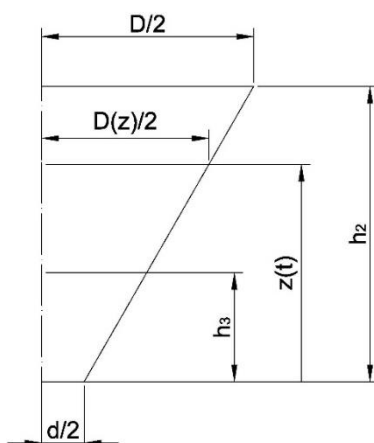
$$\frac{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}}{h_2} = \frac{\frac{D_{(z)}}{2} - \frac{d}{2}}{z} \quad (7)$$

Stąd określimy:

$$D_{(z)} = d + (D - d) \frac{z}{h_2}$$



Rys.4. Schemat zbiornika wraz z wymiarami charakterystycznymi
[źródło: opracowanie własne]



Rys.5. Lej zbiornika wraz z wymiarami charakterystycznymi
[źródło: opracowanie własne]

Podstawiając powyższe do drugiej części wzoru (5) otrzymujemy:

$$t_0'' = \frac{1}{\mu A_0 \sqrt{2g}} \int_{h_3}^{h_2} \frac{\pi}{4} \left[d + (D - d) \frac{z}{h_2} \right]^2 \frac{1}{\sqrt{z}} dz \quad (8)$$

gdzie h_3 jest współrzędną swobodnej powierzchni medium powyżej otworu odpływowego. Po wykonaniu całkowania równanie (8) przyjmuje postać:

$$t_0'' = \frac{2D^2}{\mu d^2 \sqrt{2g}} \left\{ \left(\frac{d}{D} \right)^2 (\sqrt{h_2} - \sqrt{h_3}) + \frac{2d}{3D} \left(1 - \frac{d}{D} \right) \left(h_2 - \frac{h_3}{h_2} \sqrt{h_3} \right) + \frac{1}{5} \left(1 - \frac{d}{D} \right)^2 \left[\sqrt{h_2} - \left(\frac{h_3}{h_2} \right)^2 \sqrt{h_3} \right] \right\} \quad (9)$$

Wobec $\left(\frac{d}{D} \right) = 0,018$, można wyrazy zawierające ten ułamek opuścić, i wtedy wzór (9) przybierze postać:

$$t_0'' = \frac{2D^2}{\mu d^2 \sqrt{2g}} \left\{ \frac{1}{5} h_2 - \frac{1}{5} \left(\frac{h_3}{h_2} \right)^2 \sqrt{h_3} + \frac{2d}{3D} \left(\sqrt{h_2} - \left(\frac{h_3}{h_2} \right) \sqrt{h_3} \right) - \frac{2d}{5D} \left[\sqrt{h_2} - \left(\frac{h_3}{h_2} \right)^2 \sqrt{h_3} \right] \right\} \quad (10)$$

Łączny czas wypływu medium ze zbiornika wyniesie $t_0 = t_0' + t_0''$, co, po połączeniu podobnych wyrazów, w obu całkach ostatecznie daje:

$$t_0'' = \frac{2D^2}{\mu d^2 \sqrt{2g}} \left\{ \sqrt{h_1 + h_2} - \frac{4}{5} \sqrt{h_2} - \frac{1}{5} \left(\frac{h_3}{h_2} \right)^2 \sqrt{h_3} + \frac{2d}{3D} \left(\sqrt{h_2} - \frac{h_3}{h_2} \sqrt{h_3} \right) - \frac{2d}{5D} \left[\sqrt{h_2} - \left(\frac{h_3}{h_2} \right)^2 \sqrt{h_3} \right] \right\} \quad (11)$$

Podstawiając do powyższego wzoru odpowiednie wartości liczbowe, otrzymujemy $t_0 = 139,26$ s. Stąd możemy wyliczyć średnie natężenie wypływu:

$$Q = \frac{V}{t_0} = \frac{1700 \text{ m}^3}{139,26 \text{ s}} = 12,074 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (12)$$

prędkość średnią:

$$V_{sr} = \frac{Q}{A} = \frac{12,074}{1,44} = 8,385 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (13)$$

oraz liczbę Reynoldsa:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{sr} \cdot d}{\mu} = \frac{10^3 \cdot 8,385 \cdot 1,3535}{6,06 \cdot 10^{-4}} \cong 1,873 \cdot 10^7 \quad (14)$$

W powyższym wzorze za μ (lepkość dynamiczna) oraz ρ (ciężar objętościowy) medium przyjęto wartości jak dla wody, mając na uwadze określenie charakteru przepływu, dla konkretnej konstrukcji zbiornika. Jesteśmy więc daleko poza przepływem laminarnym, a otrzymane wyniki mogą być wyższe od rzeczywistych.

Do wylotu medium prowadzi zsuwnia, na końcu której jest otwór wypływowy. Zsuwnia usytuowana jest pod kątem 40° do pionowej strugi medium. Oddziałuje ona na zsuwnie reakcją, którą można wyznaczyć z zasady pędu [3]:

$$R = \rho \cdot Q \cdot V \quad (15)$$

gdzie:

$\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ – gęstość (masa właściwa) medium.

Wektor reakcji dynamicznej R jest prostopadły do osi zsuwni. Wyznaczamy go z zależności wektorowej (rys. 6):

$$R = \rho \cdot Q \cdot V \cdot \cos(50^\circ)$$

W naszym przypadku, dla $\rho = 1800 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ mamy:

$$R = 1800 \cdot 12,074 \cdot 8,385 \cdot 0,643 = 117,17 \text{ kN}$$

Z uwagi na charakter przepływu, uzyskany wynik należy traktować jako zawyżony. Stąd dynamiczny napór normalny na dolną część zsuwni:

$$p_{nd}^d = \frac{R}{A_{zs}} = \frac{117,17}{2,88} = 40,68 \text{ kPa}$$

gdzie:

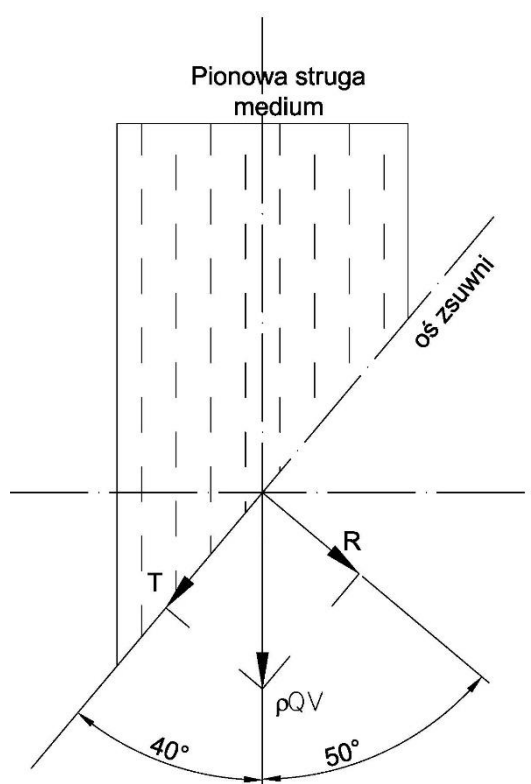
A_{zs} – powierzchnia zsuwni.

co stanowi w sumie:

$$p_{nd} = p_{nd}^s + p_{nd}^d = 195 \text{ kPa} + 40,68 \text{ kPa} = 235,7 \text{ kPa}$$

Natomiast dynamiczny napór styczny na dolną część zsuwni wynosi:

$$p_{wd}^d = \frac{T}{A_{zs}}$$



Rys.6. Rozkład sił na zsuwni od strugi medium [źródło: opracowanie własne]

Stąd wyznaczono nadwyżkę dynamiczną:

$$\frac{p_{nd}}{p_{nd}^s} = \frac{235,7}{195} = 1,21$$

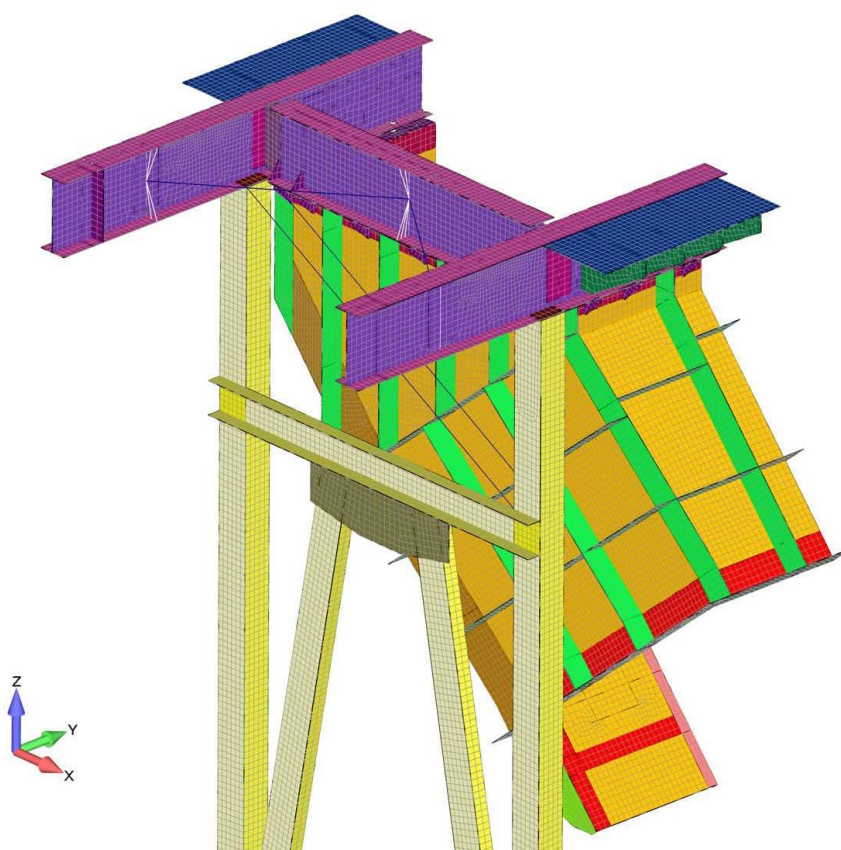
4. Analiza wytrzymałościowa

Dla powyższych wartości obciążeń, zarówno statycznych, przedstawionych w punkcie 2, jak i dynamicznych, przedstawionych w punkcie 3, wykonano analizę wytrzymałościową konstrukcji urządzenia załadowniczego komory skipowej.

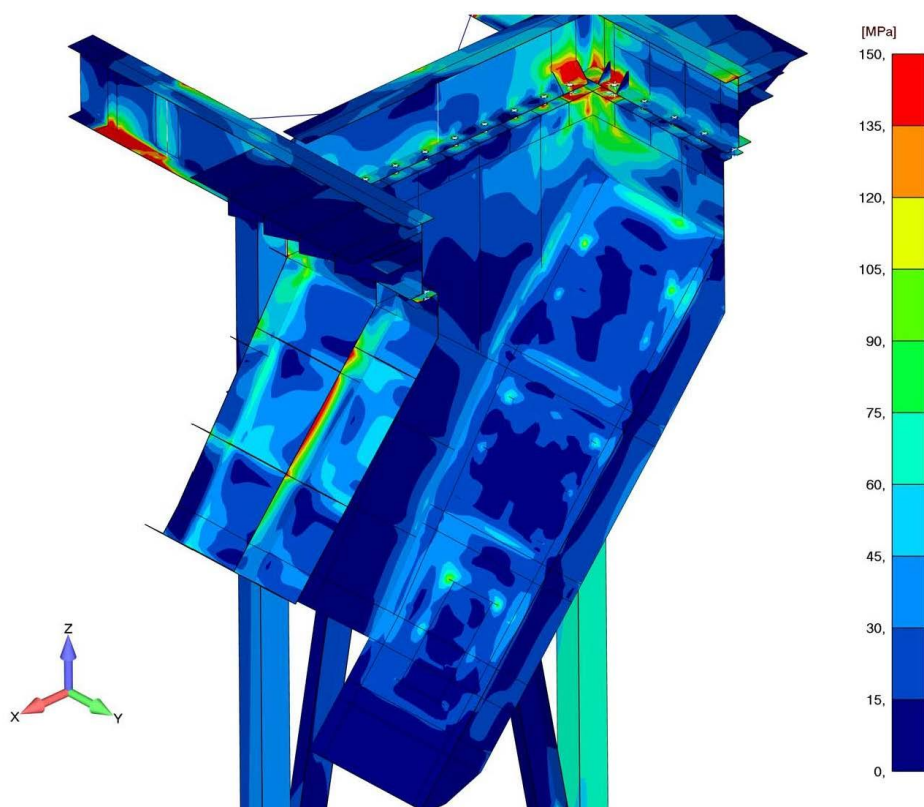
Analizę oparto na modelu MES (metody elementów skończonych) zbudowanego na podstawie dokumentacji technicznej [1] (rys. 7). Jest to model powłokowo-belkowy o stopniu dyskretyzacji około 25 mm.

Na rysunku 8 pokazano poziomicę naprężeń zredukowanych (wg hipotezy Hubera-Henckiego-Misesa powszechnie stosowanej dla konstrukcji stalowych), dla przypadku opróżniania zbiornika przy pełnym otwarciu obu kompletów klap (patrz rys. 1). Dla tego przypadku, opróżniania zbiornika, otrzymano największe naprężenia w elementach konstrukcji. Przypadek ten dotyczy obciążenia normowego, statycznego, konstrukcji zbiornika, dla którego wartości obciążeń zestawiono w rozdziale 2.

Natomiast naprężenia w elementach konstrukcji zbiornika dla obciążeń dynamicznych (patrz rozdział 3) będą o około 21% wyższe w stosunku do pokazanych na rysunku 8.



Rys.7. Model MES powłokowy urządzenia rozładowniczego – zsuwnia wylotu
[źródło: opracowanie własne]



Rys.8. Poziomice naprężeń zredukowanych (wg Hipotezy HMM) dla przypadku opróżniania zbiornika odmiarowego. Widok od strony wewnętrznej przekroju pionowego urządzenia załadowniczego
[źródło: opracowanie własne]

5. Podsumowanie

W przypadku eksploatacji zbiorników odmiarowych najbardziej obciążającym konstrukcję urządzenia załadowniczego komór skipowych jest przypadek opróżniania zbiornika. Ponadto w opracowaniu zwrócono uwagę, że przy projektowaniu tego typu konstrukcji bazując tylko na obciążeniach normowych, statycznych, popełnia się błąd spowodowany nieuwzględnieniem obciążeń dynamicznych. Uwzględnienie w analizie stanu naprężenia obciążeń dynamicznych zwiększa maksymalne ich wartości o około 20% w stosunku do wartości wyznaczonych z uwzględnieniem obciążeń statycznych. Dlatego w przypadku projektowania tak odpowiedzialnych konstrukcji, jak urządzenia załadowncze, które w przypadku awarii mogą spowodować znaczne straty, zarówno materialne jak i osobowe, należy poza klasycznymi obciążeniami statycznymi [2] uwzględniać również obciążenia dynamiczne.

Literatura

1. Dokumentacja Techniczna – Modernizacja urządzeń załadownczych w komorze skipowej poziom -400, 2010.
2. PN-B-03202:1996 Konstrukcje stalowe. Silosy na materiały sypkie. Obliczenia statyczne i projektowanie.
3. Gryboś R.: Podstawy mechaniki płynów, PWN Warszawa, 1998.

Kontrola stanu technicznego zbrojenia szybowego

Stanisław Wolny – AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Sławomir Badura – AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono koncepcję opracowania i wdrożenia do praktyki przemysłowej, nowej dotąd nie mającej aplikacji w polskim górnictwie metody diagnozowania konstrukcji stalowych, w oparciu o badania dynamiki konstrukcji za pomocą testu impulsowego przy zastosowaniu odpowiednich metod przetworzenia sygnału pomiarowego.

Głównym celem jakim kierowali się autorzy opracowania było, aby opracowana metoda spełniała wymagania odpowiednich przepisów górniczych, tak aby mogła być wykorzystywana do okresowej kontroli stanu zbrojenia szybowego.

Control of shaft steelwork's technical conditions

Abstract: The paper presents the concept of development and implementation to industrial practice a new method in Polish mining industry to diagnose steel structures, based on the study of structural dynamics by impulse test using appropriate methods of processing the measurement signal.

The main task of the authors of the study was the developed method meets the mining regulations, that it can be used to periodically control the state of the shaft steelwork system.

1. Wstęp

Utylitarnym celem podjętych badań jest opracowanie algorytmu diagnozowania zmian stanu technicznego konstrukcji zbrojenia szybowego (pracującego w trudnych warunkach i agresywnym korozyjnie środowisku), pozwalającego na szybką identyfikację tych jego elementów, w których nastąpiły uszkodzeniowe zmiany zużyciowe.

Jego idea ukierunkowana jest na opracowanie dotąd nie stosowanej w polskim górnictwie metody diagnozowania stanu konstrukcji stalowych w oparciu o badania dynamiki konstrukcji za pomocą testu impulsowego realizowanego w złożonych, zakłócanych i niestacjonarnych uwarunkowaniach eksperymentalnych. Będą poszukiwane na bazie analizy czasowej funkcji przejścia sygnału od punktu wymuszeń do punktu odbiorcy, symptomy diagnostyczne pozwalające rozpoznać zmiany zużyciowe kontrolowanego elementu zbrojenia.

Ponadto zostanie przeprowadzona analiza i weryfikacja przydatności opracowanych i wskazanych symptomów diagnostycznych do celów rozpoznania uszkodzeń elementów stalowych konstrukcji zbrojenia szybowego, jak również zostanie opracowana dokumentacja wykonawcza aplikacji metody diagnostycznej.

Dotyczyć to będzie jej instrumentalizacji pomiarowej, jak i algorytmów kontrolnych, co pozwoli na wprowadzenie zaproponowanej metody do palety możliwych rozwiązań kontrolnych stanu technicznego konstrukcji zbrojenia szybowego.

2. Geneza problemu

Poziome obciążenie zbrojenia szybowego jest spowodowane drganiami naczynia wydobywczego (klatka, skip) podpartego na sprężystych prowadnicach i poruszającego się wzdłuż pionowych ciągów prowadniczych.

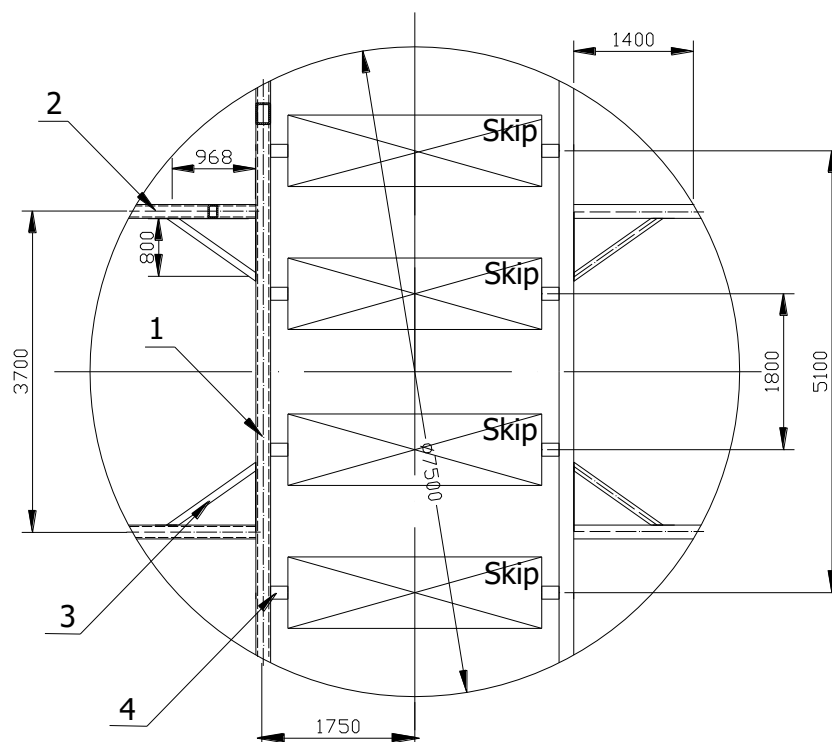
Teoretyczna analiza i przeprowadzone badania [3, 4] wykazują, że przypadkowe nierówności ciągów prowadniczych pobudzają naczynia do drgań poziomych z przypadkową amplitudą i przypadkową częstotliwością. Drgania te są przyczyną oddziaływania naczynia na zbrojenie siłami o przypadkowej wielkości, rozłożonymi wzdłuż głębokości szybu w sposób przypadkowy. Oznacza to, że obciążenie zbrojenia szybowego zależne jest oprócz ciężaru naczynia q z urobkiem Q i prędkością jazdy v , w równym stopniu od pozostałych parametrów układu naczynie wydobywcze-zbrojenie szybowe. Do parametrów tych należą, między innymi, moment bezwładności naczynia z urobkiem, sprężystość układu naczynie-zbrojenie szybowe.

Na sprężystość układu naczynie-zbrojenie w równym stopniu składają się własności sprężyste prowadnic tocznych oraz sprężystość zbrojenia szybowego. Sprężystość zbrojenia szybowego zależy od geometrii ułożenia dźwigarów i prowadników w szybie, ale również od charakterystyk geometrycznych (momentów bezwładności) przekrojów poprzecznych tych elementów. Ograniczenie zatem sił wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia, gwarantującego bezpieczną eksploatację wyciągu, wymaga zapewnienia odpowiednich wartości ww. parametrów. Większość tych parametrów (masa i moment bezwładności naczynia z urobkiem, prędkość jazdy, sprężystość prowadnic tocznych) w zasadzie podczas eksploatacji wyciągu pozostaje stała, natomiast zmianie ulega głównie sprężystość zbrojenia szybowego.

Zmiana sprężystości zbrojenia szybowego spowodowana jest między innymi poluzowaniami połączenia prowadnika do dźwigara, dźwigara do obudowy szybu, ruchami górotworu a głównie zużyciem ciernym i korozyjnym prowadników, oraz korozyjnym dźwigarów. Badania zużycia i ocena stanu technicznego zbrojenia szybowego w praktyce opierają się głównie na pomiarach grubości elementów zbrojenia. Ich realizacja generuje szereg problemów, zarówno wykonawczych jak i informacyjnych, w tym trudną do oszacowania niepewność wyniku rozpoznania. Stąd próba poszukiwania nowych metod rozwiązań diagnostycznych stanu technicznego zbrojenia szybowego.

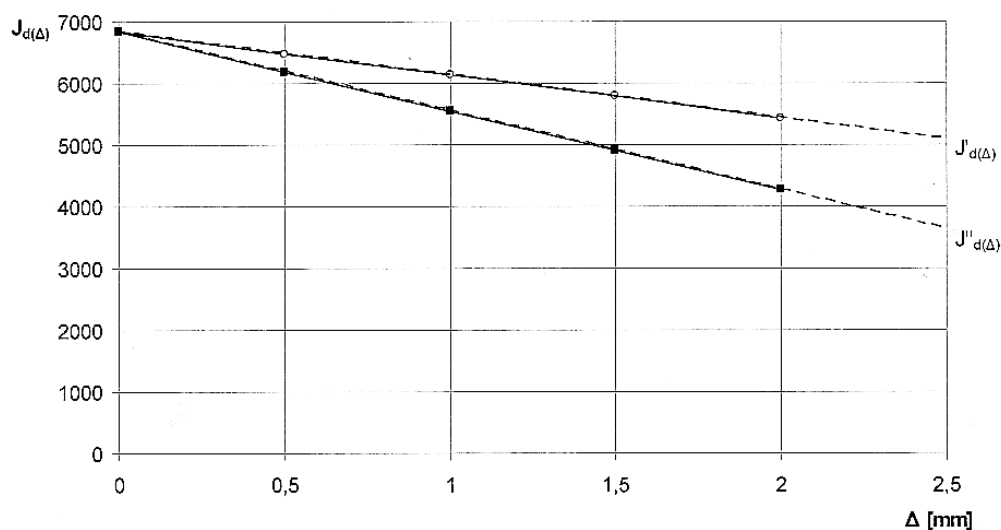
3. Wpływ zmian momentów bezwładności przekrojów poprzecznych prowadników i dźwigarów (w płaszczyźnie zginania) na wartości współczynnika sprężystości zbrojenia szybowego

Dla podkreślenia wagi problemu, poniżej za opracowaniem [5] przedstawiono zmianę momentu bezwładności prowadników i dźwigarów w urządzeniu wyciągowym szybu, którego tarczę przedstawiono na rysunku 1, spowodowanego przez zużycie (ubytek) ścianek. Zależność momentu bezwładności dźwigarów jako funkcję ubytku grubości ścianki pokazano na rysunku 2.



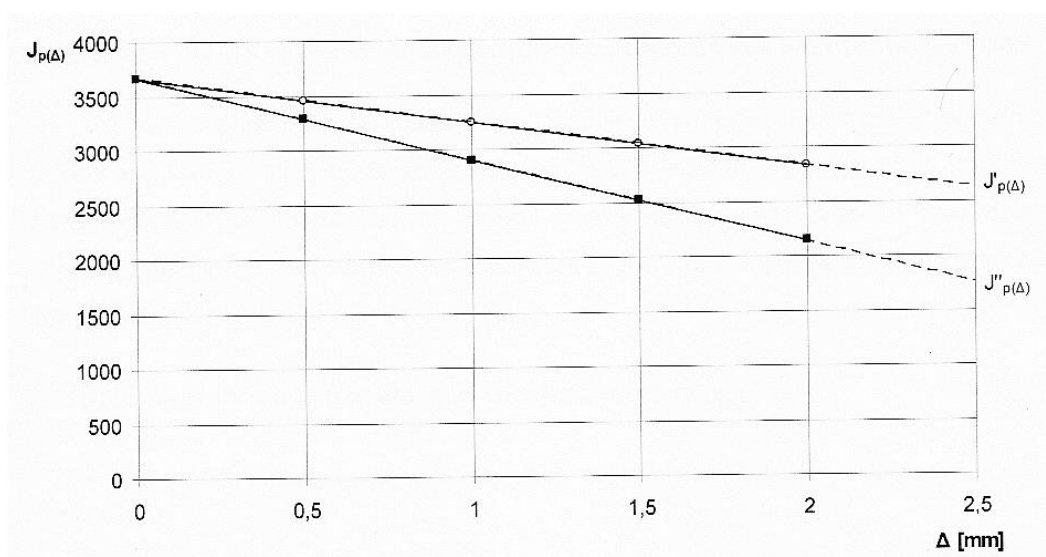
Rys.1. Tarcza szybu:

1 – dźwigar główny [240, 2 – rozpora dźwigara [180,
3 – łącznik przegubowo-cierny $\varnothing 101 \times 12,5$, 4 – prowadnik szybowy [200



Rys. 2. Zmiana momentu bezwładności dźwigarów jako funkcja ubytku grubości jego ścianek

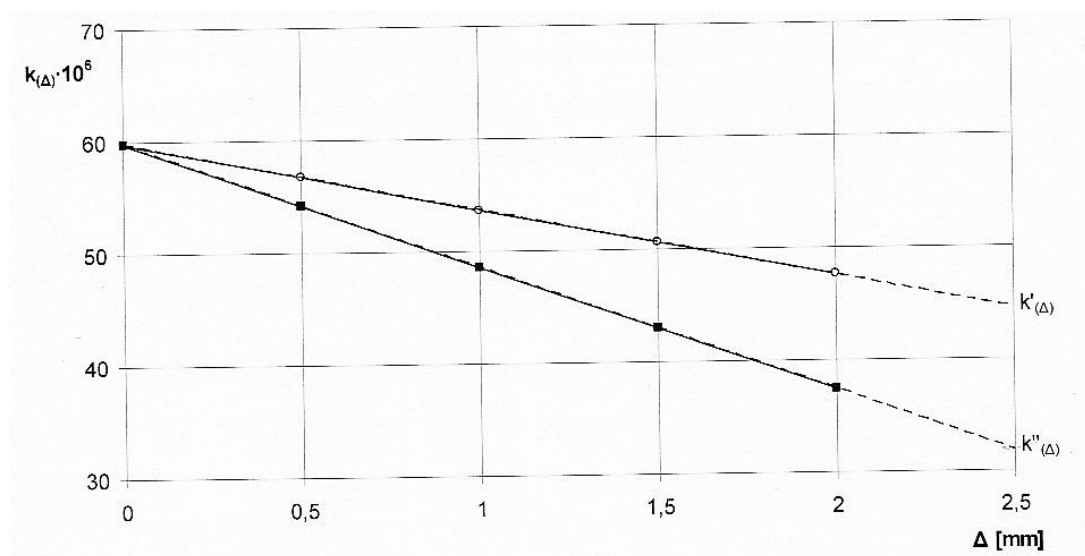
Natomiast na rysunku 3 pokazano zmianę momentu bezwładności prowadnika jako funkcję ubytku grubości jego ścianki.



Rys.3. Zmiana momentu bezwładności prowadnika jako funkcja ubytku grubości jego ścianki

Na powyższych wykresach przez Δ [m] oznaczono ubytek ścianki profili tak dźwigarów, jak i prowadników. Natomiast przez $I'_{d(\Delta)}$ i $I'_{p(\Delta)}$ oznaczono momenty bezwładności dźwigarów prowadników dla przypadku jednostronnego zużycia ścianki profili, a poprzez $I''_{d(\Delta)}$ i $I''_{p(\Delta)}$ dla obustronnego zużycia ścianki.

Ponadto przykładowo na rysunku 4 przedstawiono zmianę współczynnika sprężystości zbrojenia szybowego $k_{(\Delta)}$ w miejscu zamocowania prowadnika do dźwigara, dla cytowanego urządzenia wyciągowego [5].



Rys.4. Wykres zmiany współczynnika sprężystości zbrojenia szybowego

W przypadku ubytków na ściankach wewnętrznych i zewnętrznych profili przewodników i dźwigarów o wielkość 2Δ , wartość współczynnika sprężystości zbrojenia zmniejsza się od 5% do nawet 40%. Na podstawie wykonanych rozważań [5] można określić zmianę wartości współczynnika sprężystości układu naczynia i zbrojenia spowodowanego zużyciem (ciernym i korozyjnym). Oznacza to, że poprzez pomiar wartości współczynnika sprężystości zbrojenia szybowego, będziemy w stanie wyodrębnić te obszary, w których zużycie elementów zbrojenia nie zapewnia już bezpiecznej eksploatacji wyciągu.

Mając powyższe na uwadze, postanowiono ten symptom, a więc zmianę współczynnika sprężystości zbrojenia szybowego wykorzystać do ceny jego stanu technicznego.

4. Ogólna koncepcja metody oceny stanu zużycia konstrukcji zbrojenia szybowego

Koncepcja metody oceny stanu zużycia elementów konstrukcji zbrojenia szybowego powinna uwzględniać:

- możliwość szybkiego wykonania pomiarów na całej głębokości szybu,
- możliwość wykonania pomiarów bez konieczności specjalnego przygotowania badanych elementów,
- możliwość wykonywania badań z naczynia wydobywczego bez konieczności jego przystosowania na potrzeby pomiarów.

Powyższe ograniczenia zostały podyktowane wymaganiami odpowiednich przepisów górniczych [6], tak aby zaproponowana metoda mogła być wykorzystywana do okresowej kontroli stanu technicznego zbrojenia szybowego.

Spośród różnych rozwiązań [1, 2], szczególną uwagę skupiono na metodach diagnostyki przez weryfikację oraz obserwację zmian własności dynamicznych w czasie eksploatacji obiektu [1, 5].

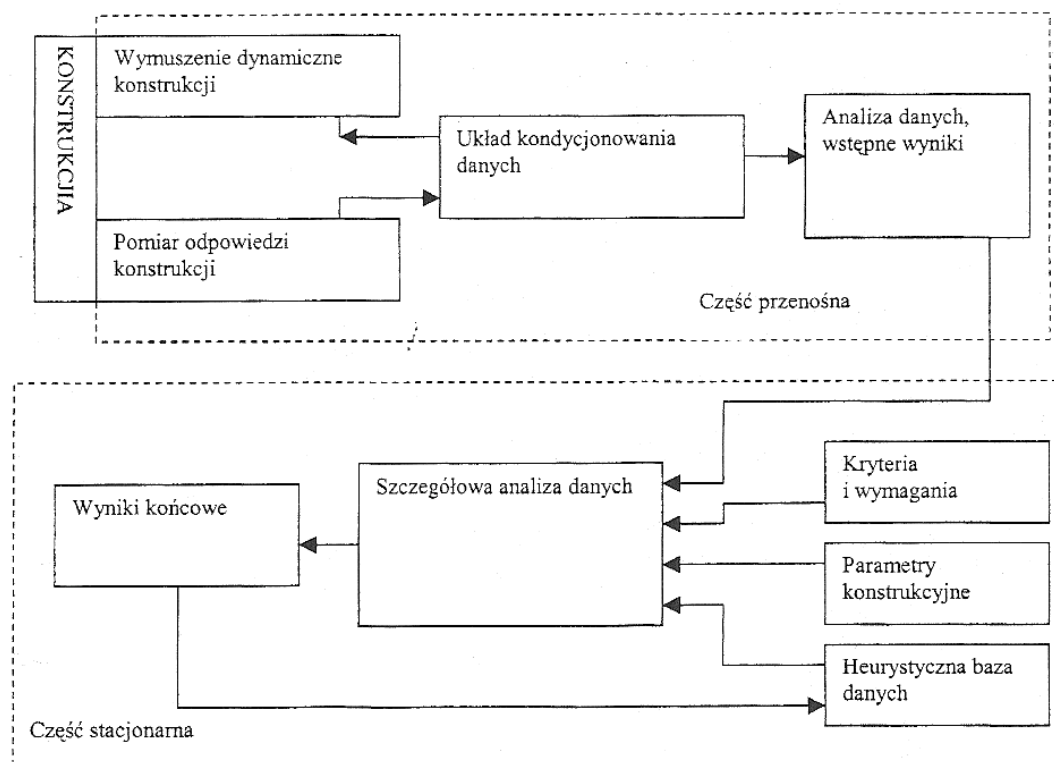
Idea metody polega na analizie zmian wartości parametrów modeli matematycznych opisujących właściwości dynamiczne obiektu w czasie eksploatacji i na tej podstawie określenie lokalizacji oraz rodzaju ewentualnego uszkodzenia, a ponadto ustalenia przyczyn jego powstania.

4.1. System pomiarowy do badań zbrojenia szybowego

Ocena stanu technicznego zbrojenia szybowego według zaproponowanej metody [2] bazuje na wyznaczaniu charakterystyk częstotliwościowych z wykorzystaniem wymuszenia impulsowego i polega na impulsowym pobudzeniu do drgań badanego elementu, a następnie obserwacji odpowiedzi układu na wymuszenie. Mierzone są przebiegi wymuszającej siły oraz przyspieszenia drgań układu jako odpowiedzi na wymuszenie. Z uwagi na niestacjonarny charakter sygnałów pomiarowych konieczne jest przetwarzanie informacji jednocześnie w dziedzinie czasu i częstotliwości.

System diagnostyczny składa się z dwóch części, pomiarowej i stacjonarnej. Część przenośna wykorzystywana w szybie, stanowi przyrząd typu „zbieracz danych” składający się z rejestratora cyfrowego z układem kondycjonowania sygnałów wymuszenia i odpowiedzi na

wymuszenie. Część stacjonarna służąca do wykonywania zaawansowanych obliczeń w trybie „off-line” na powierzchni kopalni komputer stacjonarny PC z specjalizowanym oprogramowaniem zawierającym czasowo-częstotliwościowe algorytmy obróbki sygnałów. Schemat systemu akwizycji i analizy sygnałów diagnostycznych zbrojenia szybowego przedstawiono na rysunku 5 [1, 2, 3].



Rys. 5. Schemat blokowy aparatury pomiarowej

4.2. Wyniki badań eksperymentalnych [4]

Badania polegały na pomiarze grubości przewodnika metodą ultradźwiękową oraz pomiarze odpowiedzi na siłę wymuszającą [4]. Na rysunku 6 przedstawiono zdjęcie zrobione podczas eksperymentu.

Wymuszenia dokonano młotkiem modalnym wraz z pomiarem siły. Odpowiedź mierzono dwoma czujnikami 3-osiowymi. Dla każdego przewodnika pomiary powtarzano trzykrotnie. Analiza sygnałów polegała na detekcji poszczególnych częstotliwości [4].

W wyniku przeprowadzonych obliczeń w tabeli 1 zestawiono ich rezultaty ograniczone tym razem do wartości grubości ścianki przewodników oraz wartości współczynnika tłumienia układu odniesione do lewego i prawego ciągu przewodników na poziomie wybranych dźwigarów.



Rys. 6. Zdjęcie zrobione w czasie prowadzonego eksperymentu

**Wyniki badań grubości przewodników metodą ultradźwiękową
oraz wartości współczynnika tłumienia**

Tabela 1.

Nr dźwigara	Strona lewa grubość [mm]	Strona lewa współczynnik tłumienia	Strona prawa grubość [mm]	Strona prawa współczynnik tłumienia
1	6,9-7,0	0,22	8,8-8,9	0,13
3	6,9-7,0	0,24	6,9-7,0	0,17
5	6,9-7,0	0,21	7,2-7,3	0,16
7	8,0-8,1	0,16	7,9-8,0	0,15
9	7,9-8,0	0,15	8,0-8,1	0,16
11	7,3-7,4	0,19	7,6-7,7	0,17
13	7,6-7,7	0,17	7,3-7,4	0,19
15	7,0-7,1	0,20	6,7-6,8	0,23
17	7,3-7,4	0,17	7,1-7,2	0,19
19	7,3-7,4	0,15	7,2-7,3	0,20
21	6,7-6,8	0,21	6,9-7,0	0,19
23	8,2-8,3	0,14	8,1-8,2	0,17
25	8,0-8,1	0,12	8,0-8,1	0,13
27	8,2-8,3	0,17	7,9-8,0	0,16
29	8,0-8,1	0,13	7,8-7,9	0,16
31	7,3-7,4	0,21	8,4-8,5	0,14
33	8,8-8,9	0,14	8,8-8,9	0,15
35	8,7-8,8	0,16	8,6-8,7	0,13

Zaproponowana metoda umożliwia szybką selekcję elementów wymagających szczegółowej kontroli lub wymiany. Uwzględnia ona dynamikę konstrukcji i bazuje na obserwacji zachowania się zbrojenia po pobudzeniu go do drgań. Określając ją odpowiedź badanego zbrojenia na wymuszenie dostarcza informacji na temat stanu dynamicznego układu, zwłaszcza jego sztywności jako parametru decydującego o bezpieczeństwie eksploatacji.

Badania i doskonalenie dobrze rokującej, co do oczekiwanych rezultatów eksperymentu metody, niestety zostały zaniechane przez pracowników KWZMiK AGH, z powodu braku dalszego zainteresowania nią przez zleceniodawcę. W ostatnim jednak czasie pojawiła się możliwość kontynuacji tej tematyki, co z dużym zadowoleniem przyjął zespół autorski.

5. Podsumowanie

Do określenia stanu naprężenia w elementach naczynia wydobywczego oraz zbrojenia szybowego generowanego w czasie eksploatacji urządzenia wyciągowego oprócz sił je obciążających (między innymi wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia) decydujące znaczenie będzie miał ich stan techniczny (ubytki korozyjne i zużyciowe).

Wyniki eksperymentów ograniczone do pomiaru sił wzajemnego oddziaływania naczynia i zbrojenia, skonfrontowane z wynikami badań, których celem jest ocena stanu technicznego konstrukcji zbrojenia szybowego – według metody której wstępną propozycję opisano w opracowaniu – pozwoli na właściwą ocenę stanu wyężenia w elementach naczynia i zbrojenia. Przeprowadzone badania wstępne stanu technicznego konstrukcji zbrojenia szybowego potwierdziły użyteczność przyjętej metodyki i na co autorzy wyrażają nadzieję będą z powodzeniem doskonalone.

Literatura

1. Estymacja sygnałów diagnostycznych w badaniach konstrukcji stalowych z wykorzystaniem transformaty falkowej Fouriera — Estimation of diagnostic signals in the inspection of steel structures using the wavelet Fourier transform / Wojciech BATKO, Andrzej MIKULSKI // W: Bezpieczeństwo transportu linowego w obowiązującym prawie i normach technicznych: praca zbiorowa = Ropeway transport safety in current legislation and technical standards / pod red. Józefa Hansela; Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica w Krakowie. Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Katedra Transportu Linowego. — Kraków : KTL AGH, 2004. — (Zeszyty Naukowo-Techniczne / WIMiR KTL ; z. 33). — S. 147–153. — Bibliogr. s. 153, Streszcz., Summ.
2. Wolny S. i in. : Opracowanie metod kontroli stanu technicznego zbrojenia oraz elementów złącznych z wykorzystaniem nowoczesnych metod diagnostyki technicznej. Praca naukowo badawcza. Katedra Wytrzymałości Materiałów i Konstrukcji AGH Kraków 2002.
3. Wolny S., Badura S. i in. : Wyznaczanie rzeczywistych współczynników bezpieczeństwa dla dźwigarów i przewodników szybowych z wykorzystaniem diagramów rzeczywistych obciążeń i wyężenia zbrojenia w szybach z prowadzeniem sztywnym. Praca naukowo badawcza. Katedra Wytrzymałości Materiałów i Konstrukcji AGH Kraków 2005. Etap I.

4. Wolny S., Badura S. i in. : Wyznaczanie rzeczywistych współczynników bezpieczeństwa dla dźwigarów i przewodników sztywnych z wykorzystaniem diagramów rzeczywistych obciążeń i wyłączenia zbrojenia w sztywnych z prowadzeniem sztywnym. Praca naukowo badawcza. Katedra Wytrzymałości Materiałów i Konstrukcji AGH Kraków 2005. Etap II.
5. Wolny S. i in.: Metodologia oceny stanu wyłączenia zbrojenia sztywnego. Praca naukowo badawcza. Katedra Wytrzymałości Materiałów i Konstrukcji AGH Kraków 2008.
6. Dziennik ustaw nr 99. Poz. 1003. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczenia wyrobów do stosowania w zakładach górniczych.

Nieniszczące badania magnetyczne lin stalowych

Jerzy Kwaśniewski - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Szymon Molski - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Paweł Mazurek - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Maciej Roskosz - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Mirosław Witoś - Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych

Streszczenie: W rozdziale omówiono możliwości diagnostyki lin stalowych z wykorzystaniem dostępnych magnetycznych metod badań nieniszczących: aktywnych i pasywnych. Przedstawiono wyniki badań i oceny stanu technicznego lin o powierzchniowym styku drutów tzw. lin kompaktowanych. Do badań wykorzystano zmodernizowaną aparaturę umożliwiającą pomiary zmian magnetyzacji i wycieku pola powstające w wyniku efektów magnetomechanicznych.

Magnetic non-destructive testing of wire ropes

Abstract: The article discusses the possibilities of wire ropes inspections using available active and passive magnetic non-destructive methods. The results of research and evaluation of technical condition of ropes with surface contact of wires, so-called compacted ropes. The research was carried out with modernized apparatus enabling measurements of magnetization changes and field leakage resulting from magnetomechanical effects.

1. Wprowadzenie

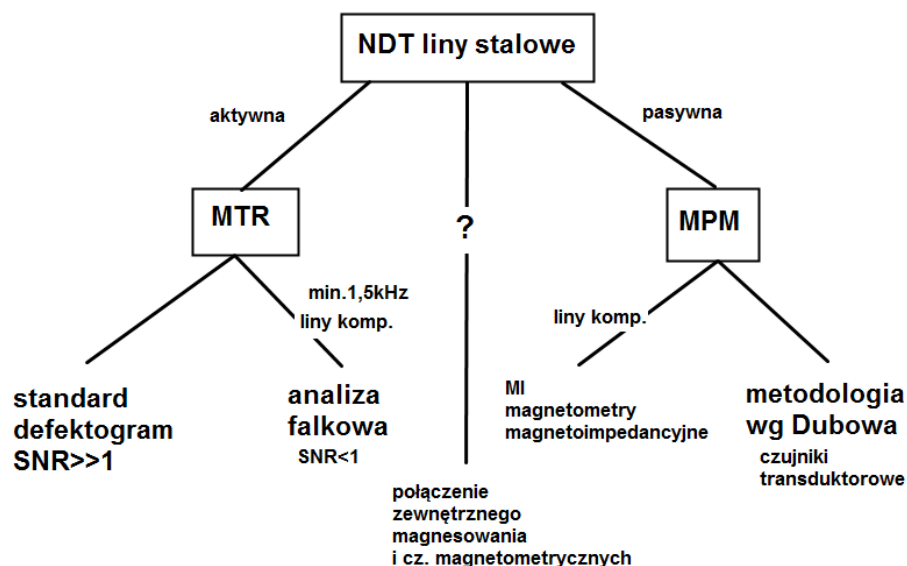
Metody prowadzenia magnetycznych badań nieniszczących lin stalowych wpisują się w dwie grupy: metodę aktywną – wykorzystującą zewnętrzne źródło pola magnetycznego i pasywną – bazującą na naturalnym namagnesowaniu badanej struktury (rys. 1).

Od kilkadziesiąt lat w AGH w Katedrze Transportu Linowego rozwijana jest metoda badań magnetycznych lin stalowych. Przez długie lata w metodzie MTR wykorzystywane jest zewnętrzne pole magnetyczne (metoda aktywna), które pozwala na generowanie zmian eksploatacyjnych wywołanych procesami zużycia. Sposoby magnesowania lin stosowane w magnetycznych aktywnych metodach NDT przedstawiono na rysunku 2.

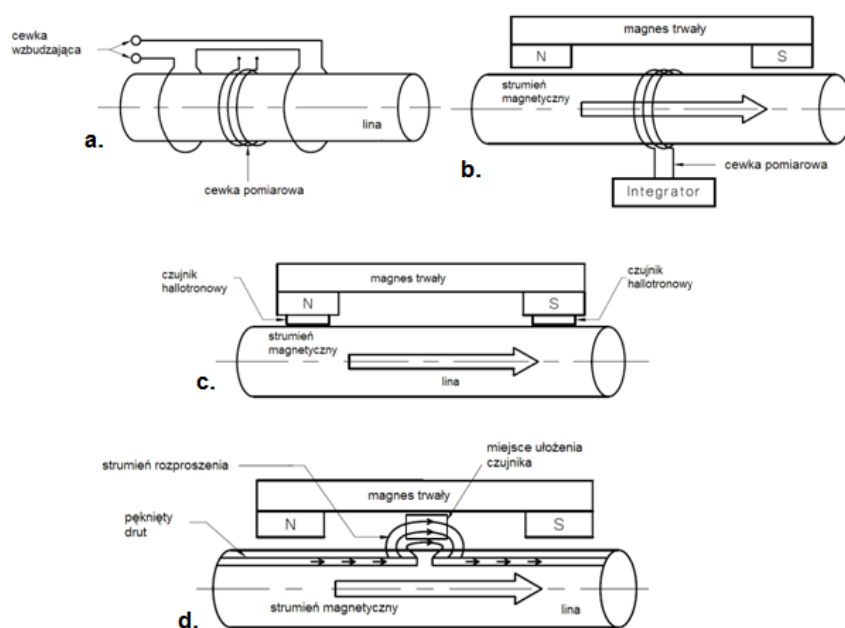
Dotychczas stosowana metoda MTR, mimo zachowania odpowiednich warunków magnesowania, nie spełnia oczekiwań w odniesieniu do mikro pęknięć z jakimi mamy do czynienia w linach o powierzchniowym styku drutów (tzw. lin kompaktowanych). Główną formą zużywania się lin o powierzchniowym styku drutów są pęknięcia drutów, których końce nie rozchodzą się i nie tworzą szczelin powietrznych.

Wykazano możliwości zwiększenia czułości badań, poprzez zastosowanie filtrowania standardowego sygnału z wykorzystaniem analizy falkowej. Wymaga to jednak przyjęcia odpowiednich parametrów technicznych i metrologicznych w odniesieniu do obwodu magnetycznego oraz zastosowanie odpowiedniego filtra w analizie matematycznej dobranego dla konkretnej średnicy i typu liny [6]. Na rysunku 3 pokazano przykład filtracji zarejestrowanego sygnału z badania liny kompaktowanej z zamodelowanym uszkodzeniem (wpleciony w linę drut o średnicy 1 mm z pęknięciem bez szczeliny). Widoczne są tam sygnały

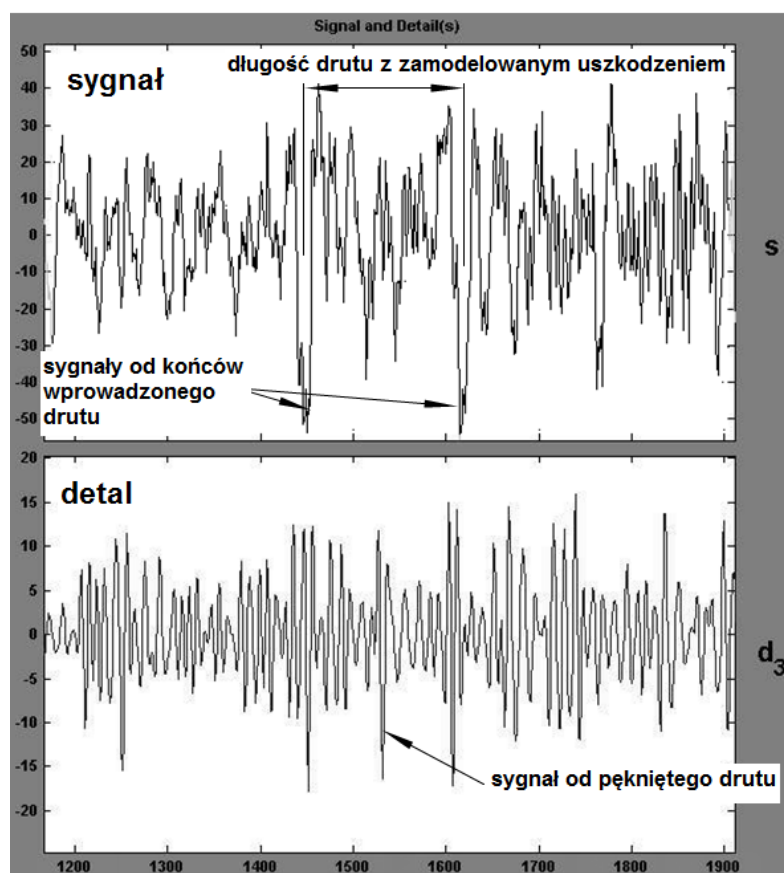
pochodzące od końców wplecionego drutu oraz na detalu d3 sygnał od pęknięcia nie posiadającego szczeliny. W zarejestrowanym sygnale z liny kompaktowanej nie jest widoczne uszkodzenie z uwagi na duży poziom sygnału szumu liny.



Rys.1. Rozwój metodologii stosowanej w badaniach lin stalowych

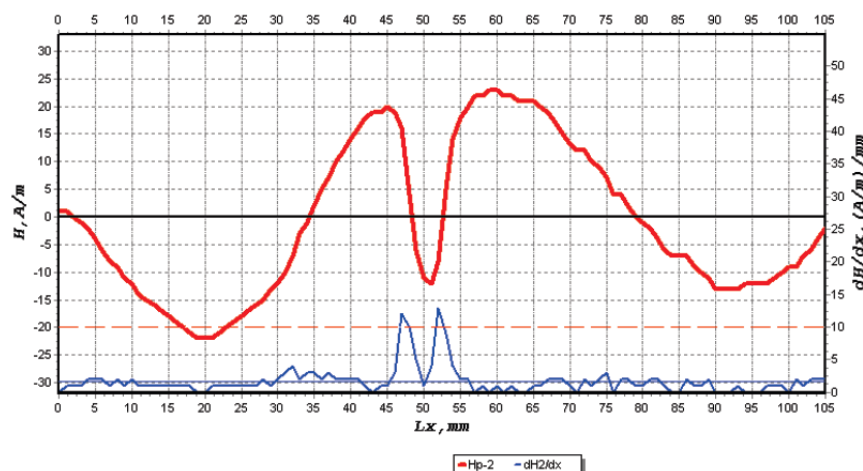


Rys.2. Metody magnesowania w metodzie MTR (a. Schemat sposobu magnesowania wykorzystującego zjawisko elektromagnetyczne, b. c. Schematy sposobów pomiaru strumienia magnetycznego w badanej linii, d. Schemat sposobu pomiaru strumienia rozproszenia – stosowanego w metodzie MTR)



Rys.3. Zarejestrowany sygnał z badania liny kompaktowanej oraz detal dekompozycji z poziomu d_3 analizy falkowej z widocznym zamodelowanym na drucie uszkodzeniem bez szczeliny

Wielu autorów opisuje możliwości wykorzystania efektu magnetycznej pamięci metalu MPM [2, 4] (metoda pasywna - rys. 1) i naturalnego namagnesowania w magnetycznym polu Ziemi. Metoda MPM rozwijana przez A.A. Dubowa [1] oparta jest na znanym zjawisku rozproszenia strumienia magnetycznego na obszarach materiału o odmiennej przenikalności magnetycznej. Nie wymaga ona czyszczenia i sztucznego magnesowania badanych elementów, co znacznie ułatwia prowadzenie badań diagnostycznych [1]. Wykorzystywana jest sporadycznie także w badaniu lin stalowych (rys. 4). Potwierdzono jej przydatność jedynie do uszkodzeń widocznych na powierzchni liny. Zjawisko magnetycznej pamięci metalu zostało wykorzystane w badaniach drutów linowych o różnym stopniu ich zmęczenia [2].



Rys.4. Przebiegi zmian H_p i K_{in} uzyskane podczas przesuwania sondy ruchem śrubowym wzdłuż osi splotki nad pękniętymi drutami [2]

Jednak technologia według Dubowa nie pozwala na wykrycie anomalii magnetycznych w linach kompaktowanych, gdzie mamy do czynienia z pęknięciami które nie generują szczelin znajdujących się wewnątrz liny.

W ostatnich latach pojawiły się nowe możliwości pomiaru pól magnetycznych z wykorzystaniem stosunkowo tanich czujników magnetometrycznych, które można wykorzystać w metodzie pasywnej.

2. Nowe możliwości wykorzystania czujników magnetometrycznych w diagnostyce lin kompaktowanych

Metoda MPM wymaga wiarygodnego pomiaru słabych i średnich pól magnetycznych w paśmie niskich częstotliwości (od 0 do kilkuset Hertz w zależności od prędkości skanowania obiektu i wymaganej rozdzielczości detekcji anomalii magnetycznych), przy zachowaniu jak najlepszego współczynnika sygnału do szumu, SNR (ang. **S**ignal to **N**oise **R**atio). Każda konstrukcja liny posiada inną wartość własnego pola magnetycznego, co w istotny sposób wpływa na sygnał szumu.

Na rysunku 5 przedstawiono wartości zmierzonej indukcji nad linami o różnej konstrukcji. To namagnesowanie jest źródłem szumu w rejestrowanym sygnale. Do detekcji anomalii magnetycznych liny o powierzchniowym styku drutów (wad struktury, piętna magnetycznego po wcześniejszych badaniach MTR) wymagany jest co najmniej jednoosiowy magnetometr (kompas). Do analizy ilościowej i jakościowej symptomów diagnostycznych MPM wymagany jest pomiar trzech składowych ortogonalnych wektora indukcji magnetycznej lub natężenia pola magnetycznego.

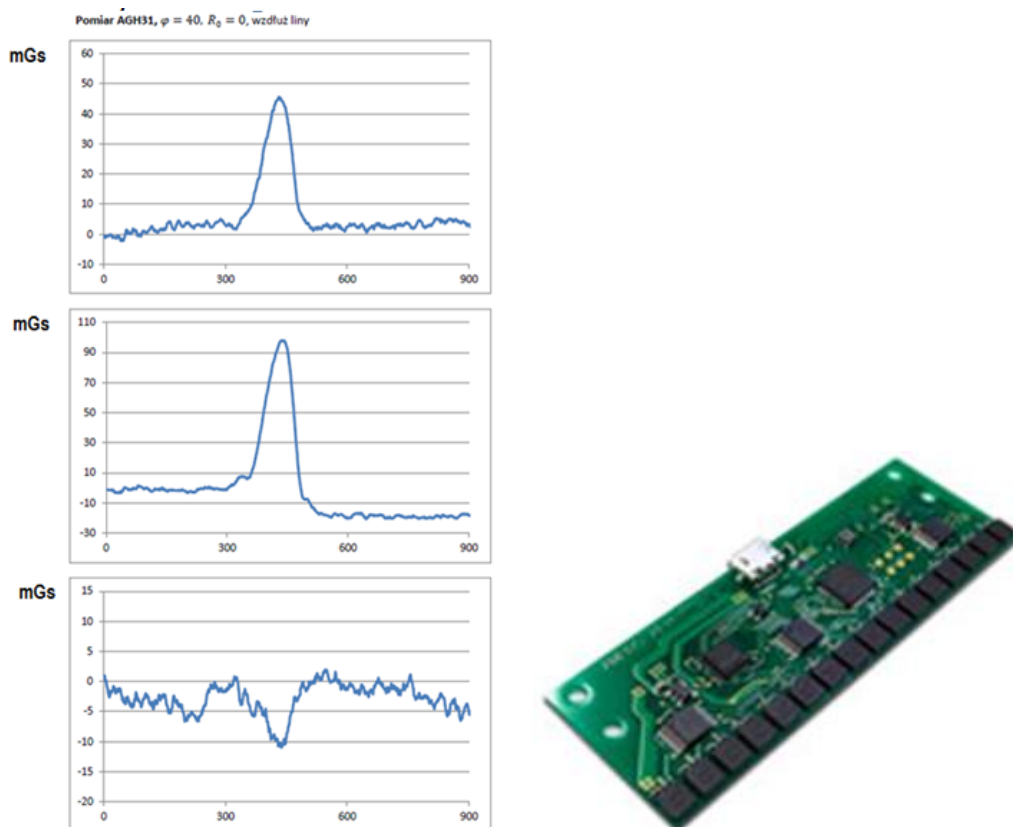


Rys.5. Wartości zmierzonej indukcji w odległości 10 mm nad linami o różnej konstrukcji

Na rysunku 6 zamieszczono wyniki zarejestrowanych składowych z jednego magnetometru pochodzących od anomalii magnetycznej wywołanej pękniętym drutem bez szczeliny znajdującym się w osi liny o dużym współczynniku wypełnienia.

Weryfikację innowacyjnego pomysłu, chronionego zgłoszeniem patentowym [3] na wykorzystanie macierzy magnetometrów do rejestracji anomalii magnetycznych, wykonano na linie kompaktowanej w szybie Bzie1. Listwy z magnetometrami umieszczono w niemagnetycznej obudowie w odległości ok. 1,3 m i w odległości: ok. 1 cm od liny, powyżej głowicy pomiarowej GPSplita połączonej z rejestratorem MD121 (rys. 7).

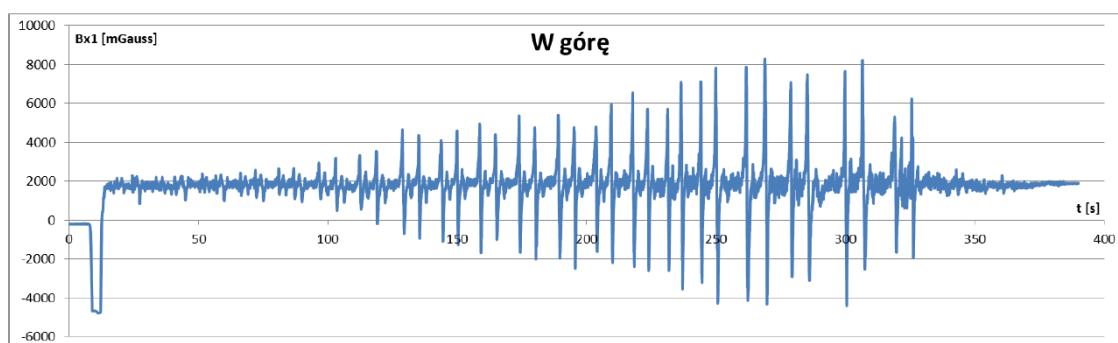
Wykonano badanie metodą MTR oraz z wykorzystaniem magnetometrów, wykonując także zerowanie magnetometrów do zastanego pola magnetycznego przed ruchem liny. Przykład uzyskanego zapisu zamieszczono na rysunku 8. Zauważono wyraźne podobieństwo uzyskanych zapisów z badania porównawczego.



Rys. 6. Widok listwy z magnetometrami oraz wyniki zarejestrowanych składowych z wybranego czujnika magnetometrycznego



Rys.7. Usytuowanie głowicy GPSplit oraz listwy z magnetometrami na badanej linii w trakcie badań porównawczych



Rys.8. Składowa „x” z magnetometru (obraz anomalii z namagnesowania liny polem ziemskim)

Dla rdzenia czujnika magnetometrycznego wykonanego z materiału amorficznego o dużej magnetoimpedancji (MI) i wysokiej częstotliwości prądu elektrycznego (rzędu MHz) możliwe jest osiągnięcie czułości pomiarowej magnetometrów rzędu piko tesli [5], czułość, która kilka lat temu była osiągana tylko przez drogie magnetometry SQUID i TMR. Zaletą czujników MI jest duży zakres pomiarowy (do kilku miliTesli), pokrywający w pełni zakres pracy czujników SQUID, czujników transduktorowych używanych w klasycznej metodzie MPM przez firmę Energodiagnostyka i EddySun Electronic i czujników magnetorezystancyjnych (AMR, GMR).

Czujniki MI obejmują również częściowo zakres pracy czujników z efektem Halla - czujników przeznaczonych do pomiaru średnich i silnych pól magnetycznych (od $500\ \mu\text{T}$ do kilku T). Czujniki Halla są stosowane w defektoskopii MTR do detekcji zmian reluktancji obwodu magnetycznego (detekcji korozji i ciągłych ubytków przekroju liny). Pasmo pracy czujników MI może być kształtowane w zakresie częstotliwości od 0 do 1 MHz, w zależności od wymagań aplikacji, m.in. prędkości skanowania, rozdzielczości, SNR. Czujniki MI mają nieznacznie gorszą charakterystykę SNR dla składowej DC pola magnetycznego niż czujniki transduktorowe.

Nowe podejście do sposobu badań lin stalowych (rys. 1) związane jest także z trzecią ścieżką metodologii w której łączymy zewnętrzne magnesowanie z czujnikami magnetometrycznymi, co jest przedmiotem dalszych prac prowadzonych w Akademii Górniczo-Hutniczej. Pozwoli to z pewnością na jeszcze większe wyeksponowanie anomalii magnetycznych. Jest to kolejna droga do opracowania aparatury pozwalającej na kompleksową diagnostykę lin kompaktowanych.

3. Podsumowanie

W rozdziale omówiono możliwości badań lin stalowych z wykorzystaniem metod aktywnych i pasywnych. Wskazano na sposoby pomiaru anomalii magnetycznych lin stalowych bez potrzeby jej magnesowania zewnętrznym polem magnetycznym. Zwrócono także uwagę na możliwość wykrycia anomalii magnetycznej wywołanej pęknięciami bez szczelin co jest istotnie w diagnostyce lin kompaktowanych.

Literatura

1. Dubow A.A., Dubow A.L.A., Kołokolnikow S.M.: Metoda magnetycznej pamięci metalu (MPM) i przyrządy kontroli. Poradnik. Warszawa 2004, Firma Resurs.
2. Hankus J.: Biomagnetyzm i magnetyzm ziemski sprzymierzeńcami badań diagnostycznych lin stalowych. Dozór Techniczny nr 1 (217) Warszawa 2005.
3. Kwaśniewski J., Witoś M., Molski Sz.: Zgłoszenie patentowe nr P.420534 Urządzenie do oceny niejednorodności namagnesowania lin stalowych oraz sposób oceny niejednorodności namagnesowania lin stalowych. Kraków 2017.
4. Sharatchandra Singh W. et al., Flexible GMR Sensor Array for Magnetic Flux Leakage Testing of Steel Track Ropes. Journal of Sensors, 2012, Article ID 129074, 6 pages, doi:10.1155/2012/129074.
5. Mohri K., Magneto-Impedance Sensor. http://www.jst.go.jp/tt/EN/cips_details/pdf_2/3_8.pdf
6. Kwaśniewski J., Molski Sz., Ruta H., Krakowski T.: Technical diagnostics of compacted ropes The International Journal of TRANSPORT & LOGISTICS ISSN 1451-107X DOPRAWA A LOGISTIKA 2012.

Charakterystyka prowadzenia linowego w świetle obowiązującego prawa

Grzegorz Olszyna - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Andrzej Tytko - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Jerzy Tobys - Zespół Rzecznawców Urzędów Technicznych „AUTORYTET”,
Przedsiębiorstwo Usługowo - Produkcyjno - Handlowe Spółka z o.o.

Streszczenie: W zakładach górniczych KGHM i kilku kopalniach węgla kamiennego stosuje się linowe elastyczne prowadzenie naczyń wyciągowych. Prowadzenie to wymaga zastosowania lin konstrukcji zamkniętej lub półzamkniętej. Prowadzenie linowe od strony projektowania szybów, zabudowy i utrzymania jest niewątpliwie bardziej praktyczne od prowadzenia sztywnego. Wprowadzone w tym roku znowelizowane Prawo Górnicze w zakresie dotyczącym prowadzenia linowego wprowadziło kilka istotnych zmian w porównaniu z dotychczas obowiązującym. Zmiany te powodują, że niektóre zapisy są mniej rygorystyczne w porównaniu z dotychczas obowiązującymi.

W rozdziale scharakteryzowano stosowane w Polsce rozwiązania prowadzenia linowego, stosowane konstrukcje lin prowadniczych oraz odbojowych. Omówiono istotne zmiany w znowelizowanym prawie górniczym. Rozdział kończy podsumowanie omawiające najbardziej istotne cechy prowadzenia linowego poczynione w KGHM.

Characteristics of guidance ropes of rules of applicable law

Abstract: In mining works KGHM and several coal mines use rope flexible guiding dishes hosting. This guidance the use of a full locked or half locked rope. Rope guidance from shaft design, development and maintenance is undoubtedly more practical than rigid guidance. Introduced in this year amended Mine Law in respect of guiding rope it has made some significant changes compared to the previous one. These changes mean that some records are less stringent than they were before.

The article describes used in Poland rope guiding, used ropes guiding designs. It discussed important changes in the amended mining law. The article concludes with a summary of the most important features of rope navigation made in KGHM.

1. Wstęp

Zwiększanie głębokości szybów górniczych i ich odległości od przodków nakłada konieczność zapewnienia niezawodnej wentylacji tymi szybami. Układy dźwigarów prowadzenia sztywnego naczyń zmniejszają przekrój tarczy szybowej, co ma wpływ na zmniejszenie i zaburzenie przepływu powietrza potrzebnego na wentylację kopalni. Prowadzenie sztywne jest ponadto drogie w utrzymaniu ze względu na konieczne częste kontrole, bieżące naprawy oraz wymiany całych ciągów prowadniczych. Jednym ze sposobów poprawy tej sytuacji, czyli obniżenie oporów przepływu powietrza, jest zastosowanie prowadzenia linowego. W polskim prawie dopuszczalne są stosowane dwa rozwiązania prowadzenia linowego z linami odbojowymi oraz bez stosowania tychże lin. Stosowanie

przewodzenia bez lin odbojowych wiąże się z koniecznością stosowania większych odległości ruchowych pomiędzy naczyniami w szybie.

Funkcjonalnie rozróżnia się dwa rodzaje przewodników linowych: liny przewodnicze oraz liny odbojowe. Te pierwsze służą jako przewodniki i mają bezpośrednie połączenie z naczyniami poprzez przewodnice. Te drugie mają na celu ograniczenie możliwego przemieszczenia się poprzecznego naczyń w trakcie ich mijania się na drodze przejazdu. Na przestrzeni kilkudziesięciu lat doświadczeń w eksploatacji systemów prowadzenia linowego w polskim górnictwie miedziowym i węglowym istniały dwie koncepcje: zastosowanie na obydwa rodzaje lin tych samych konstrukcji oraz w późniejszym okresie od roku 2002 zastosowanie na liny odbojowe lin o zwiększonej sztywności poprzecznej. Pośrednio wynikało to z zapisu w przepisach o konieczności stosowania na liny odbojowe lin o średnicy o 2 mm większej od lin przewodniczych. Systemy prowadzenia linowego mają długą żywotność i dla ich użytkowników problem pojawiał się gdy należało wymienić liny przewodnicze i odbojowe na nowe. Ponieważ systemy prowadzenia i głowice szybów zostały zaprojektowane na obciążenia od lin o jednakowych średnicach, aby dostosować się do wymogów zwiększenia średnicy lin odbojowych należałoby ponownie przeliczyć konstrukcję głowicy szybu i być może w niektórych przypadkach dokonać jej wzmocnienia. Ponieważ postępowanie takie było i drogie i bardzo niepraktyczne, a zwiększenie średnicy lin przewodniczych o 2 mm niekoniecznie prowadziło do zwiększenia ich sztywności poprzecznej kopalnie występowały do Wyższego Urzędu Górniczego o odstępstwo w tym zakresie. Autorzy niniejszego rozdziału mieli w tym swój udział jako eksperci. Jednocześnie na wielu branżowych konferencjach apelowano do władz górniczych o odstąpienie od tego zapisu co właśnie stało się faktem. Niniejszy rozdział poświęcono omówieniu systemów prowadzenia linowego w aspekcie znowelizowanego prawa górniczego.

2. Przepisy prawne dotyczące projektowania i eksploatacji lin przewodniczych i odbojowych

Akty prawne dotyczące projektowania oraz eksploatacji układów prowadzenia linowego zostały opracowane w latach 70-tych ubiegłego wieku przez Główny Instytut Górnictwa na zlecenie Ministerstwa Górnictwa i Energetyki jako: „Wytyczne projektowania, wykonania i eksploatacji, linowego prowadzenia naczyń wyciągowych w szybach kopalnianych przemysłu węglowego” [5].

Opracowane wytyczne następnie zostały wprowadzone do „Przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy oraz prowadzenia ruchu i specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych” jako załącznik nr 17: „Wymagania w zakresie budowy i obsługi górniczych wyciągów szybowych”. Zmiany dotyczyły głównie edycji, a praktycznie zakres merytoryczny pozostał ten sam.

W roku 2002 Minister Gospodarki wydał Rozporządzenie z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie: „Bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych” [6]. Przepisy praktycznie zostały powtórzone zgodnie z Załącznikiem nr 17.

Ostatnia aktualizacja przepisów zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu

podziemnych zakładów górniczych [7] wprowadziła niewielkie zmiany w przepisach dotyczących lin prowadniczych i odbojowych. Przede wszystkim uchylono tabelę określającą minimalną średnicę liny prowadniczej w zależności od głębokości szybu oraz przepisy dotyczące badania starcia i korozji drutów lin prowadniczych i odbojowych.

Zmieniono zapis dotyczący stosowania dwóch lin prowadniczych do prowadzenia naczyń wyciągowych pomocniczych wyciągów szybowych o prędkości jazdy nie większej niż 2 m/s i nośności naczynia nie większe niż 20 kN oraz przeciwcieżarów o masie nie większej niż 5000 kg. Dokonano zmian w zakresie nominalnej odległości między naczyniem wyciągu szybowego, a naczyniem pomocniczego wyciągu szybowego uruchamianego tylko wtedy, gdy pozostałe wyciągi szybowe w szybie są nieczynne. Obecnie według pkt. 3.14..3.9 powinna wynosić $a_n \geq 250$ mm.

Uchylono w Rozporządzeniu zapis „Średnica lin odbojowych powinna być co najmniej o 2 mm większa od lin prowadniczych”. W zakresie współczynników bezpieczeństwa oraz sił naciągu lin prowadniczych i odbojowych nie dokonano zmian.

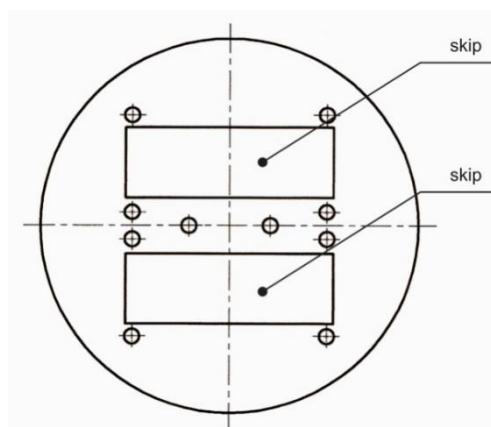
3. Stosowane rozwiązania lin prowadniczych odbojowych

Prowadzenia linowe w górniczych wyciągach szybowych różnią się w zależności od:

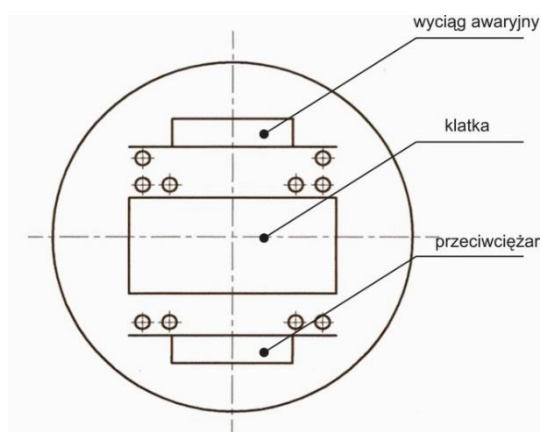
- ustawienia naczyń,
- liczby przedziałów,
- średnicy szybu.

Praktycznie można spotkać kilka rozwiązań prowadzenia linowego rozmieszczonego w tarczy szybu górniczego:

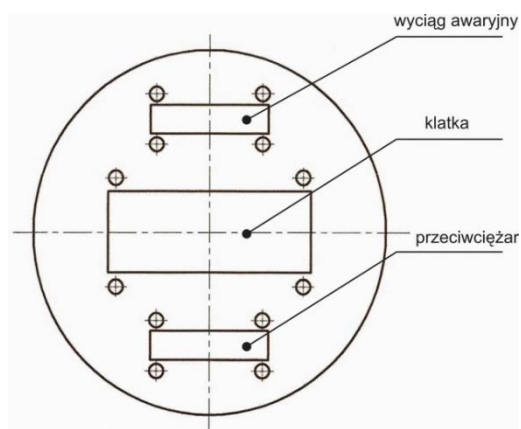
- Liny prowadnicze usytuowane są w narożach dwóch naczyń (skipów), a między naczyniami usytuowane są liny odbojowe (rys. 1);
- Liny prowadnicze usytuowane są wzdłuż dłuższych boków klatki, przeciwcieżaru i klatki wyciągu awaryjno - rewizyjnego (2 liny) (rys. 2);
- Liny prowadnicze usytuowane są w narożach klatki, przeciwcieżaru i klatki wyciągu awaryjno-rewizyjnego (4 liny) (rys. 3);
- Liny prowadnicze usytuowane są w narożach naczynia (rys. 4);
- Liny prowadnicze usytuowane są w narożach klatki i przeciwcieżaru (rys. 5);
- Liny prowadnicze usytuowane są w narożach klatki (rys. 6);
- Liny prowadnicze usytuowane są wzdłuż dłuższego boku klatki oraz krótszych boków przeciwcieżaru (rys. 7);



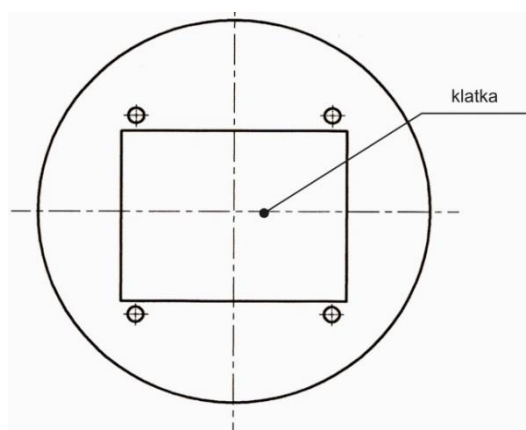
Rys. 1. Liny przewodnicze usytuowane są w narożach dwóch naczyń (skipów), a między naczyniami usytuowane są liny odbojowe



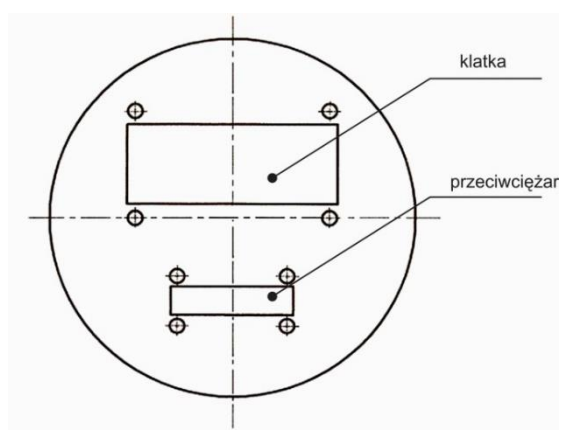
Rys. 2. Liny przewodnicze usytuowane są wzdłuż dłuższych boków klatki, przeciwciężaru i klatki wyciągu awaryjno-rewizyjnego (2 liny),



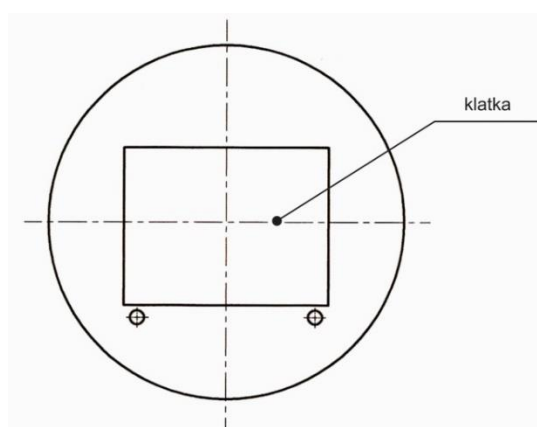
Rys. 3. Liny przewodnicze usytuowane są w narożach klatki, przeciwciężaru i klatki wyciągu awaryjno-rewizyjnego (4 liny),



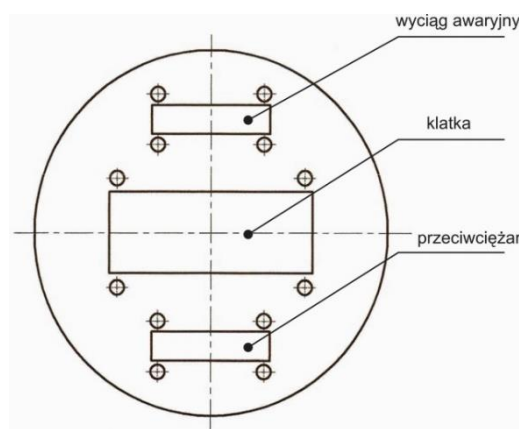
Rys. 4. Liny przewodnicze usytuowane są w narożach naczynia



Rys. 5. Liny przewodnicze usytuowane są w narożach klatki i przeciwiężaru



Rys. 6. Liny przewodnicze usytuowane są w narożach klatki



Rys. 7. Liny przewodnicze usytuowane są wzdłuż dłuższego boku klatki oraz krótszych boków przeciwnego narożnika

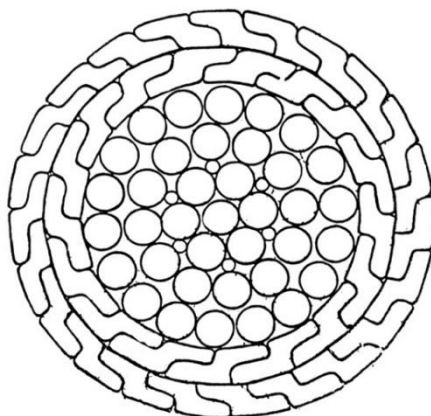
Liny przewodnicze i odbojowe są zawieszone pionowo w szybie. Stosowane są konstrukcje lin jednozwitych tzw. zamkniętych (FLCR) lub półzamkniętych (HLCR). Za pomocą zawiesi górnych (typu zalewane stożki lub zaciski klinowe) mocowane są w konstrukcji wieży wyciągowej [1, 3]. Prostoliniowość lin zapewniają obciążniki przymocowane do lin specjalnymi zawieszami oraz tuleje stabilizujące.

Liny przewodnicze i odbojowe charakteryzują się:

- dużą sztywnością poprzeczną,
- praktycznie nieodkrętnością,
- gładką powierzchnią,
- odpornością na starcia i korozję,
- stosunkowo łatwą zabudową.

Sztywność poprzeczna lin jest parametrem trudnym do interpretacji fizycznej. Jego wartość zależy zarówno od modułu sprężystości wzdłużnej E [MPa], jak i budowy poprzecznej liny, średnicy drutów okrągłych, liczby i wymiarów drutów kształtowych, liczby warstw drutów, długości skoków i kierunków zwicha w poszczególnych warstwach. Zwiększenie średnicy liny półzamkniętej niewątpliwie wpływa na zwiększenie jej sztywności poprzecznej, ale parametr ten w znacznie większym stopniu kształtowany jest poprzez zastosowaną konstrukcję liny. Nie można więc arbitralnie powiedzieć, że zwiększenie średnicy liny prowadzi do zwiększenia jej sztywności poprzecznej [4].

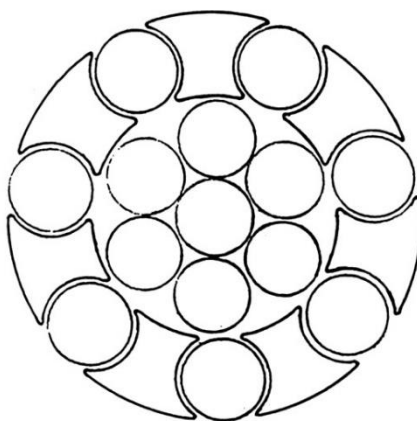
Liny budowy zamkniętej zbudowane są na jednym drucie rdzeniowym, na którym w kolejnych warstwach jest nawiniętych kilka lub kilkanaście warstw drutów okrągłych. Linę zamykają przeważnie dwie warstwy drutów kształtowych typu „S” i „Z”. Podstawową wadą lin budowy zamkniętej (rys. 8) jest fakt, że liny te dostępne są w większości jako nieocynkowane [2].



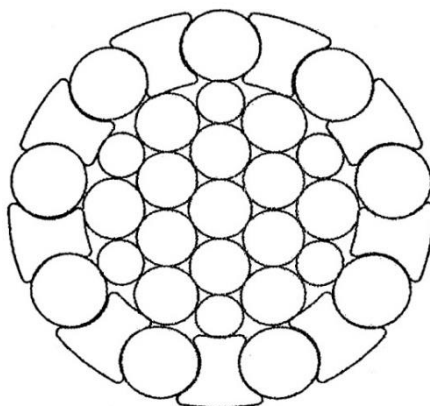
Rys. 8. Przykładowy przekrój poprzeczny liny przewodniczej o średnicy 44 mm

W linach budowy półzamkniętej na drucie rdzeniowym w zależności od średnicy liny są nawinięte jedna lub dwie warstwy drutów okrągłych. Warstwę zewnętrzną stanowią naprzemiennie ułożone druty okrągłe „O” i kształtowe typu „X”. Druty te są najczęściej ocynkowane.

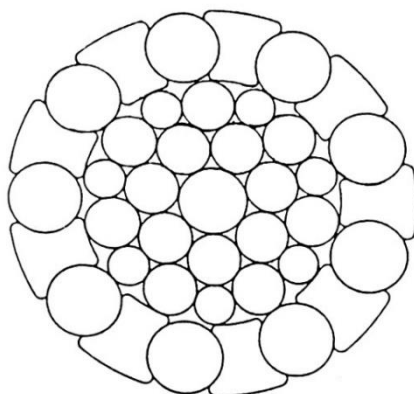
W Polsce jako liny przewodnicze i odbojowe stosowane są liny półzamknięte kilku średnic i konstrukcji wykonywanej przez kilku producentów przedstawione na rysunkach 9, 10, 11. Liny te różnią się konstrukcjami, budową warstw wewnętrznych, wymiarami drutów okrągłych i kształtowych typu „X”. Należy nadmienić, że liny półzamknięte w porównaj z linami zamkniętymi wykonane są z mniejszej liczby drutów grubszych, są więc tańsze.



Rys.9. Przekrój poprzeczny liny przewodniczej o średnicy 45 mm



Rys. 10. Przekrój poprzeczny liny przewodniczej o średnicy 45 mm



Rys. 11. Przekrój poprzeczny liny przewodniczej o średnicy 45 mm

Ze względu na charakter pracy liny przewodnicze powinny spełniać również następujące wymagania:

- posiadać dużą sztywność poprzeczną, co zapewnia konstrukcja półzamknięta oraz wyjątkowo duże jak na liny wymiary poprzeczne drutów,
- posiadać „gładką” powierzchnię,
- wymiary drutów profilowanych muszą zapewniać jak najlepszą charakterystykę zużycia eksploatacyjnego, czyli zapewnić odporność na korozję i starcia,
- konstrukcja liny powinna zapewniać możliwość utrzymania pękniętego drutu w obrysie przekroju poprzecznego liny.

4. Podsumowanie

W tabeli 1 zestawiono różne właściwości lin konstrukcji zamkniętej (FLCR) i półzamkniętej (HLCR) stosowanych na liny przewodnicze. Porównanie zdecydowanie wypada na korzyść lin konstrukcji półzamkniętej.

Porównanie własności i eksploatacyjnych lin przewodniczych

Tabela 1.

Lp.	Wskaźnik	Liny przewodnicze budowy zamkniętej FLCR	Liny przewodnicze budowy półzamkniętej HLCR
1.	Charakterystyka lin: - konstrukcja - średnia/grubość drutów zewnętrznych - moment odkrętu, - zwartość - wypełnienie przekroju	- skomplikowana - 6 mm - mały - średnia - duże	- prosta - 8-9 mm - mały - bardzo duża - duże
2.	Eksploatacja/ Zużycie - zakładanie - okres eksploatacji Odporność na: - korozję, - starcia, - deformacje, - uszkodzenia mechaniczne, - pękanie drutów zewnętrznych, - wyplecenie drutu.	- b. trudne - kilka lat (szyby wydechowe) - mała - mała - mała - mała - średnia - mała	- trudne - 15-25 lat - duża - duża - duża - duża - duża - duża

Na podstawie wieloletnich doświadczeń uzyskanych głównie w KGHM „Polska Miedź” S.A., gdzie prowadzenie linowe naczyń wyciągowych jest szeroko stosowane można wykazać zalety tego rozwiązania. W 11 szybach (zlikwidowano szyby R-VI) zabudowane jest 66 lin przewodniczych i odbojowych o średnicach 45 mm i 52 mm. Liczba pracujących lin jest aktualna na dzień 01.08.2017 r. W przebudowie oraz w głębinie znajdują się trzy szyby w których zostanie zastosowane prowadzenie linowe. Będą to liny przewodnicze budowy półzamkniętej. Zalety prowadzenia linowego [8] są następujące:

- duża, bądź zadawalająca trwałość eksploatacyjna,
- zwarta zabudowa tarczy szybowej,
- duża odporność lin na uszkodzenia mechaniczne,
- znaczne zmniejszenie oporów wentylacji co prowadzi do zwiększenia wydajności w zakresie przepływu powietrza i większej efektywności energetycznej,
- mniejsze obciążenie obudowy szybu w porównaniu do prowadzenia sztywnego,
- obniżenie kosztów eksploatacji prowadzenia,
- prosta technologia wymiany,
- łatwość konserwacji (smarowanie uzupełniające),
- dopracowane i proste metody kontroli stanu technicznego.

ZRUT „AUTORYTET” dla jednego z szybów wykonał projekt zastąpienia lin przewodniczych budowy półzamkniętej o średnicy 52 mm, linami przewodniczymi budowy półzamkniętej o średnicy 45 mm [9]. Rozwiązanie to ma następujące zalety:

- odciążenie konstrukcji wieży szybowej ze względu na 30% zmniejszenia ciężaru lin przewodniczych,
- obniżenie kosztów zakupu lin o 30-40% ze względu na mniejszą masę wynikającą z ciężaru lin i zastosowania prostszej konstrukcji liny,
- prostsza wymiana lin ze względu na zmniejszenie masy.

Reasumując w kontekście znolizowanego prawa i wieloletnich doświadczeń w eksploatacji lin przewodniczych i odbojowych z pełną odpowiedzialnością można zalecić to rozwiązanie prowadzenia naczyń wydobywczych w nowo projektowanych szybach zwłaszcza o dużych, przekraczających 1000 m głębokości ciągnięcia.

Literatura

1. Hankus J.: Budowa i właściwości mechaniczne lin stalowych. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 1990 r.
2. Tytko A., Olszyna G.: Opinia techniczna dotycząca stosowania w górnictwym wyciągu szybowym szybu P VI lin przewodniczych i odbojowych o tej samej średnicy. Praca niepublikowana wykonana dla KGHM Polska Miedź S. A Oddział Zakłady Górnicze "Polkowice – Sieroszowice". Kraków 2016 r.
3. Tytko A. Eksploatacja lin stalowych. Wydawnictwo Śląsk. Katowice 2003 r.
4. Tytko A., Tobys J.: Eksploatacja lin przewodniczych i odbojowych w górnictwych wyciągach szybowych Transport szybowy, KOMAG, Gliwice, 2011.
5. Ministerstwo Górnictwa i Energetyki, Główny Instytut Górnictwa: Wytyczne projektowania, wykonania i eksploatacji, linowego prowadzenia naczyń wyciągowych w szybach kopalnianych przemysłu węglowego. Dział Wydawnictw GIG, Katowice 1972 r.
6. Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie: Bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych - (Dz. U. Nr 139 z 2002 r.- poz. 1169, z późniejszymi zmianami, w związku z art. 224 ustawy Prawo geologiczne i górnicze).
7. Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych - (Dz.U. z 2017 r.- poz. 1118).
8. Tobys J.: Sprawdzenie rozwiązań konstrukcyjnych lin przewodniczych dla wszystkich szybów KGHM Polska Miedź S.A. z prowadzeniem linowym. Praca niepublikowana wykonana dla KGHM Polska Miedź S.A. Oddział Zakłady Górnicze "Polkowice-Sieroszowice" – Polkowice 2016 r.
9. Tobys J.: Prace niepublikowane wykonane dla KGHM Polska Miedź - Polkowice 2010-2017.

Kryteria odkładania lin wciągarek głównych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego w świetle ich badań wytrzymałościowych

Andrzej Tytko - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Dominik Jambor - AGH Akademia Górniczo-Hutnicza

Streszczenie: Omówiono zagadnienia kryteriów odkładania lin wciągarkowych pracujących w układach wciągarek głównych kołowych koparek wielonaczyniowych produkcji firm Krupp i Orenstein. Przedstawiono wyniki badań wytrzymałościowych lin zdjętych z tych maszyn.

Discard criteria for main hoisting winch ropes used in opencast mining industry in the light of strength tests

Abstract: Discard criteria for hoisting ropes operating in main hoisting winches of Krupp and Orenstein bucket wheel excavators are discussed. Strength tests for ropes discarded from the winches are presented.

1. Wstęp

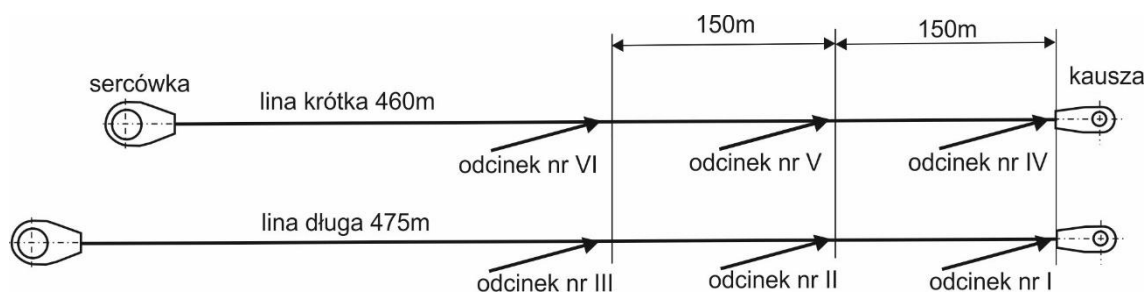
Liny stalowe są elementami podstawowymi w systemach transportu pionowego podziemnych kopalń rud miedzi i węgla kamiennego w Polsce. Stanowią również niezwykle ważny element w systemach podnoszenia organy urabiające maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego stosowanych w polskich kopalniach odkrywkowych wydobywających węgiel brunatny. Właśnie węgle kamienny i brunatny są podstawą polskiej energetyki i tak zapewne pozostanie w Polsce przez najbliższe kilkadziesiąt lat [4]. W tym okresie czasu wiele kopalń ulegnie likwidacji, ale zostaną uruchomione nowe. Tematyka racjonalnej i bezpiecznej eksploatacji tych maszyn jest więc na czasie. Dobre praktyki dotyczące eksploatacji górniczych wyciągów szybowych w Polsce są powszechnie stosowane, a podstawowe zasady eksploatacji stosowanych tam lin są sformalizowane i powszechnie akceptowane [5]. Nieco inaczej jest w górnictwie odkrywkowym, gdzie wiedza na temat eksploatacji lin stosowanych w maszynach podstawowych jest tylko w podstawowym zakresie sformalizowana i ciągle gromadzona.

Niniejszy rozdział omawia problematykę kryteriów odkładania lin wciągarkowych pracujących w układach wciągarek głównych kołowych koparek wielonaczyniowych typu SRs2000, SchRs4600 i SchRs4000 produkcji firmy Krupp i Orenstein. Należy nadmienić, że maszyny te należą do największych maszyn samodzielnie poruszających się. W rozdziale przedstawiono wyniki badań wytrzymałościowych lin zdjętych z tych maszyn. Celem badań było stwierdzenie na podstawie badań wytrzymałościowych trzech konstrukcji lin wyselekcjonowanych przez KWB Bełchatów czy rzeczywiste osłabienie tych lin w momencie odłożenia rzeczywiście dyskwalifikowało te liny zgodnie z kryteriami odkładania określonymi w normie PN-M-80284 pt. „Górnictwo odkrywkowe. Dopuszczalne zużycie lin stalowych” [3].

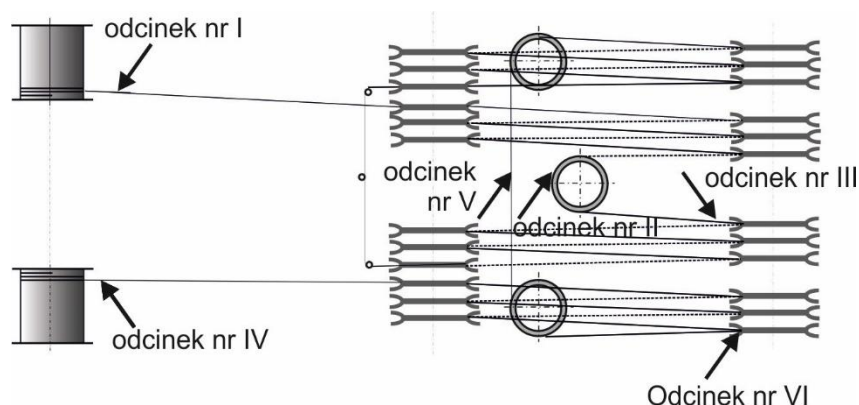
Jest to o tyle istotne, że liny wciągarek głównych odkładane są głównie na podstawie zmniejszenia wymiaru średnicy i bez widocznych symptomów świadczących o zużyciu zmęczeniowym, np. w postaci pękniętych drutów. W tej sytuacji, gdy zmęczenie materiału drutów nie powoduje ich pęknięcia, również metoda badań magnetycznych jest mało przydatna do oceny stanu tak zużytych lin.

2. Metoda i obiekt badań

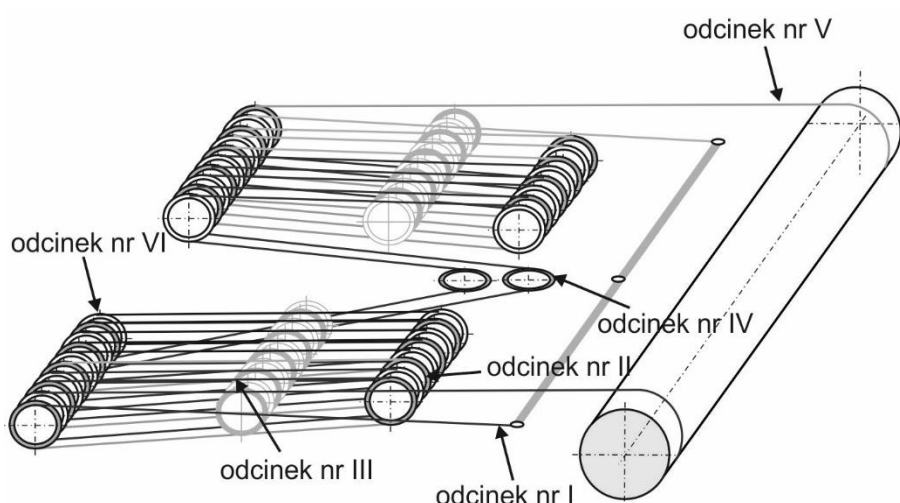
Obiektem badań były liny trzech różnych konstrukcji: 42 8x25F-IWRC, 60 8x36WS-IWRC i 72 8x36WS-IWRC (oznaczenie wg, normy PN-EN 12385-1:2000). Z każdej z lin po zdjęciu pobrano sześć odcinków do badań. Selekcję przeprowadzono pod kątem zróżnicowanego zużycia. Miejsca pobrania odcinków przedstawiono na rysunkach 1 – 3, wybierając je tak, aby pozyskać do badań odcinki o największym, średnim i minimalnym zużyciu. Ostatecznie z każdej liny przebadano wytrzymałościowo 5 odcinków wyselekcjonowanych tak, aby miały one zróżnicowany poziom zużycia.



Rys. 1. Miejsca pobrania do badań odcinków liny 72 8x36WS-IWRC 1770 A z koparki SchRs4600



Rys. 2. Schemat olinowania koparki SchRs4600 i miejsca pobrania do badań odcinków liny 60 8x36WS-IWRC 1770 A



Rys. 3. Schemat olinowania koparki SRS2000 i miejsca pobrania do badań odcinków liny 42 8x25F-IWRC 1770 A

Badania wykonano w następującym zakresie:

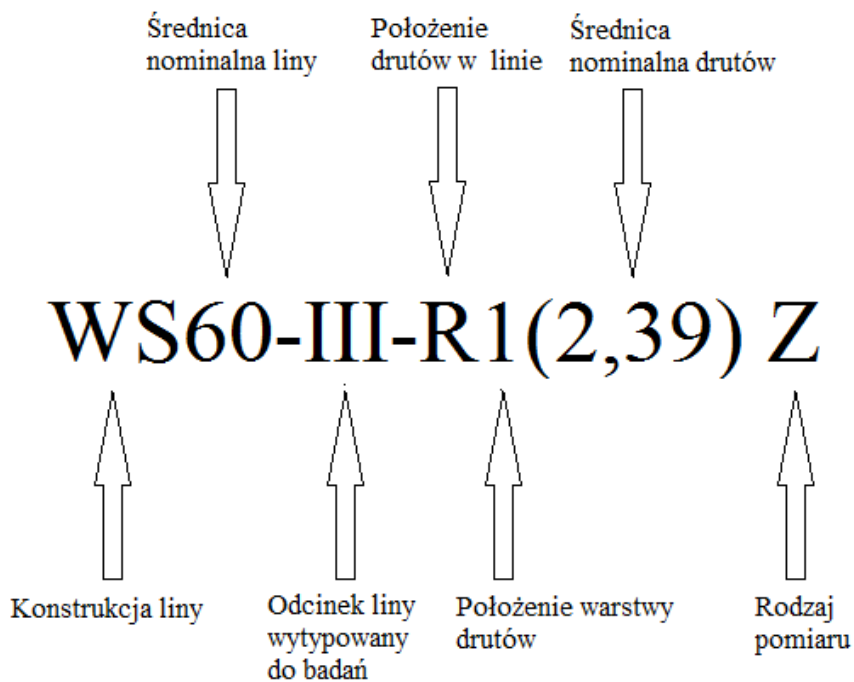
- badania normowe drutów na zrywanie [1] w celu określenia wytrzymałości drutu oraz stopnia osłabienia poszczególnych odcinków lin,
- badania normowe drutów na skręcanie [2], w celu określenia stopnia zużycia zmęczeniowego drutów w poszczególnych warstwach splotek lin,
- pomiar średnicy każdego drutu w celu określenia stopnia zużycia ściernego i korozyjnego drutów w poszczególnych warstwach splotek lin,
- wizualna ocena przełomów i powierzchni drutów.

Uzyskane wyniki badań zostały stabelaryzowane w taki sposób, że identyfikowano parametry poszczególnych drutów zgodnie z ich położeniem w rdzeniu, splotce i warstwie splotki. Pozwoliło to na analizę porównawczą stopnia zużycia całego odcinka liny oraz drutów o tych samych wymiarach mających określone położenie w linie.

Na rysunku 4 przedstawiono przykładowo przekrój poprzeczny jednej z badanych lin konstrukcji WS, a na rysunku 5 przykładowa etykietę do oznaczania poszczególnych drutów liny tej konstrukcji. Podobnie postąpiono w przypadku pozostałych lin. Oznaczenia zawarte w etykietach wykorzystano następnie przy opisie rysunków na których przedstawiono wyniki badań.



Rys. 4. Lina 60 8x36WS-IWRC 1770 A [fot. ZRUT "AUTORYTET"]



Rys. 5. Przykładowa etykieta oznaczania liny konstrukcji 60 8x36-WS-IWRC oraz sposób oznaczenia literowego poszczególnych grup drutów w rdzeniu i splotkach powierzchniowych

3. Wyniki badań

Wykonane badania doprowadziły do zgromadzenia następujących zbiorów danych:

- średnice drutów, [mm];
- liczby skręceń drutów;
- siły zrywającej poszczególne druty, [N];

Oslabienie poszczególnych odcinków lin względem najmniej osłabionego odcinka referencyjnego (pobranego z miejsce liny zwykle załęgającego na bębnie) wyznaczono na podstawie sumarycznej siły zrywającej linę w całości (sumy sił zrywających wszystkie druty). Oslabienie to obliczono według formuły (1).

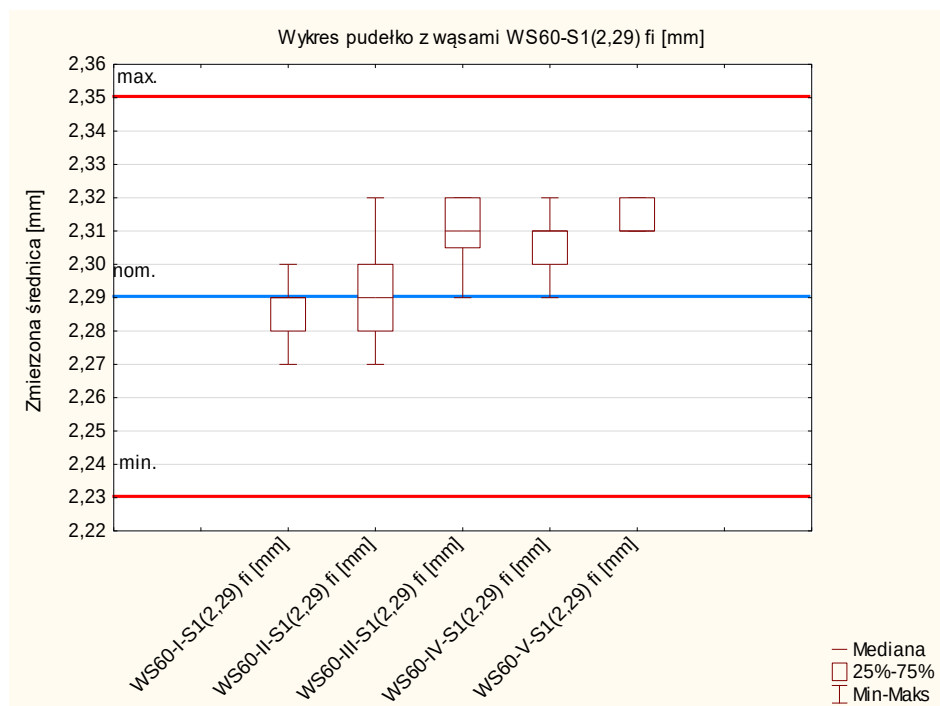
$$osłabienie = \frac{F_{sum} - F_{ref}}{F_{ref}} \quad (1)$$

gdzie: F_{sum} – sumaryczna siła zrywająca dany odcinek liny [N],

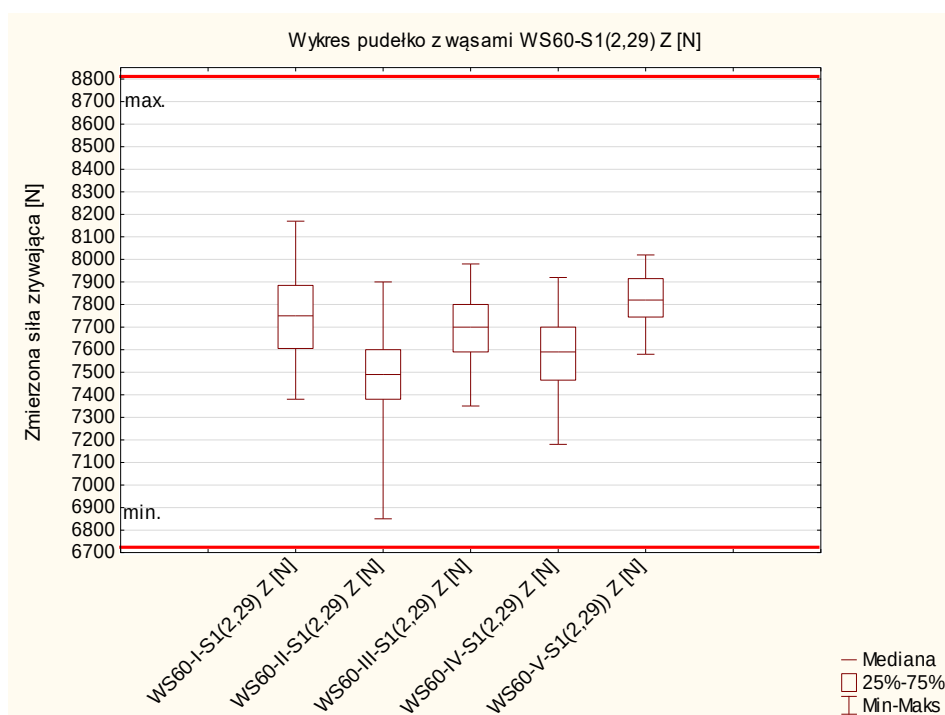
F_{ref} – sumaryczna siła zrywająca odcinek referencyjny [N],

Wyniki badań wytrzymałościowych uwzględniające położenie drutów w poszczególnych warstwach liny i splotki przedstawiono w formie tzw. „wykresów skrzynkowych”. Wykresy te w sposób graficzny odzwierciedlają medianę oraz kwartale 25% i 75% rozkładu danego parametru. Umieszczenie wykresów pięciu odcinków lin na jednym rysunku pozwala na ocenę zużycia poszczególnych odcinków lin. Na rysunkach tych podano także minimalną wartość lub rozrzut danego parametru dopuszczalny przez normy

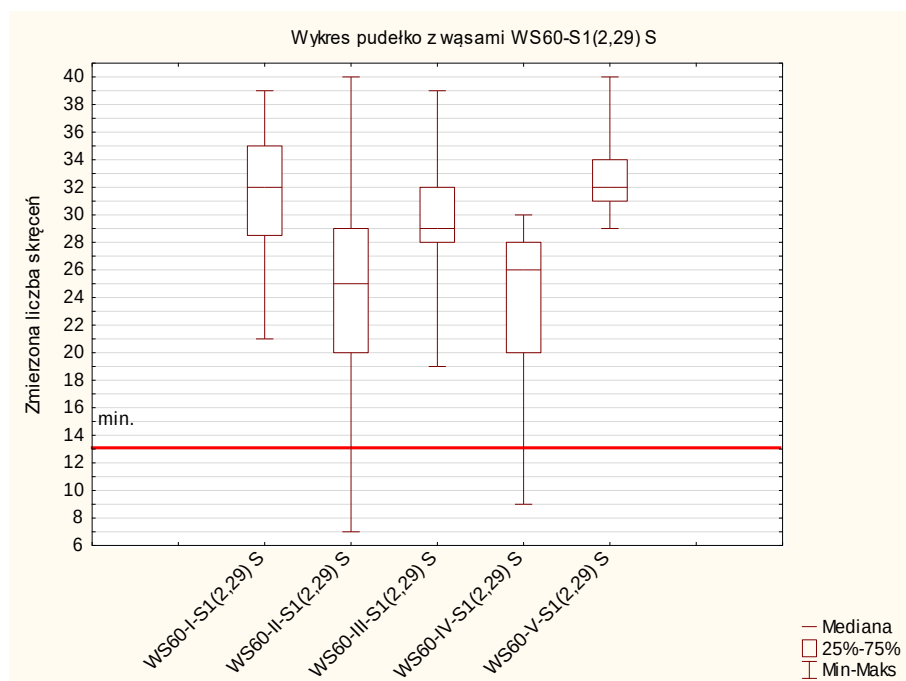
Dokonano też analizy zależności pomiędzy spadkiem własności plastycznych drutów mierzonej liczbą skręceń, a wartością siły zrywającej. Analizy te wykonano dla wszystkich konstrukcji lin i grup jednakowych średnic drutów. Objętość niniejszej pracy nie zezwala na zaprezentowanie wyników całości badań. Przykładowe uzyskane wyniki analizy w formie wykresów przedstawiono na rysunkach 6 – 9, natomiast ich syntetyczne omówienie w formie wniosków.



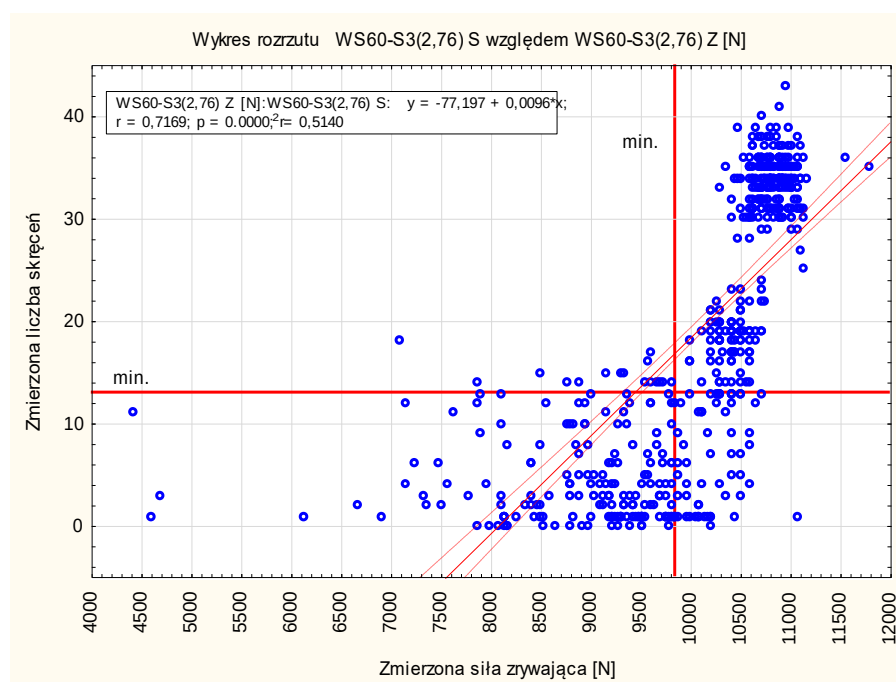
Rys. 6. Wykres rozrzutu średnic drutów liny WS60-S1(2,29)



Rys. 7. Wykres rozrzutu siły zrywającej druty liny WS60-SR1(2,64)



Rys. 8. Wykres rozrzutu liczby skręceń drutów liny WS60-SR1(2,64)



Rys. 9. Wykres zależności liczby skręceń i siły zrywającej druty liny WS60-S3(2,76)

4. Podsumowanie

Odcinki badanych lin pracujących we wciągarkach głównych maszyn odkrywkowych znacząco różnią się między sobą stopniem zużycia, w zależności od wykonywanej pracy (liczby przegięć) w układzie wielokrążkowym. Zgodnie z oczekiwaniem największe osłabienie wykazują odcinki lin pobrane z wytypowanych miejsc o stwierdzonej największej liczbie przegięć na krążkach. Osłabienia te wynoszą odpowiednio: lina WS72 – 17,4%, lina WS60 – 15,3%, lina F42 – 10,8%. Oznacza to, że liny zostały odłożone prawidłowo, a ich stopień zużycia (stan) w momencie odłożenia nie zagrażał bezpiecznej eksploatacji.

Odcinki lin na martwych końcach i zbiegające z bębnow praktycznie nie wykazują zużycia.

Zużycie zmęczeniowe drutów objawiające się spadkiem liczby skręceń (przy pełnym braku pęknięć zmęczeniowych) jest dominujące oraz postępuje znacznie szybciej niż spadek ich sił zrywających. Stwierdzono istotny związek pomiędzy spadkiem liczby skręceń a wartością siły zrywającej druty tej samej średnicy. Współczynnik determinacji liniowej wynosi od 0,59 do 0,64.

Największy spadek własności wytrzymałościowych oraz plastycznych wykazują druty ze spletek i druty warstwy zewnętrznej spletek rdzeniowych.

Styk punktowy drutów, zarówno we wbudowanych rdzeniach spletek rdzeniowych, jak i między spletkami, a spletkami rdzeniowymi znacząco przyspiesza zużycie tychże drutów.

Wyniki badań mogą być pomocne dla diagnostów i personelu technicznego w kontroli stanu technicznego lin pracujących we wciągarkach głównych maszyn odkrywkowych.

Analiza wyników badań wytrzymałościowych drutów i całych odcinków potwierdziła zasadność kryteriów odkładania lin zawartych w normie PN-M-80284:1997 *Górnictwo odkrywkowe - Dopuszczalne zużycie lin stalowych*.

Literatura

1. PN – 83/H-04316 z dnia 1.01.1984 r. Próba statycznego rozciągania drutów.
2. PN - ISO 7800 z dnia 5.02.1996 r. Próba jednokierunkowego skręcania drutów
3. PN-M-80284. Górnictwo odkrywkowe. Dopuszczalne zużycie lin stalowych.
4. Tajduś A., Czaja P., Kasztelewicz Z.: Stan obecny i strategia rozwoju branży węgla brunatnego w I połowie XXI wieku w Polsce. Górnictwo i geologia 2010 r. Tom 5. Zeszyt 3
5. Tytko A. Eksploatacja lin stalowych. Wydawnictwo Śląsk. Katowice 2003.

Kontrola obciążeń lin górniczego wyciągu wielolinowego z bębнем odciskowym

Iljin S.R., Adorskaja L.G - IGTM im. N.S. Poljakowa NAN Ukrainy

Kochan P.S., Plachotnyj S.A. - CORUM GROUP

Smowż A.L - Aljans-D

Władimirow I.W - Pawłogradugol

Iljina S.S., dr inż. Kiriczienko W.E., Iljina I.S - Narodowy Uniwersytet Górniczy

Контроль натяжений канатов шахтной многоканатной подъемной установки с моноблочным отклоняющим шкивом

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono aparaturę i program do ciągłej kontroli obciążeń lin w czterolinowym wyciągu szybowym z bębнем odciskowym zastosowanym w kopalni węgla kamiennego „Bohaterowie Kosmosu” (Ukraina). Podano wyniki zastosowanego pomiarowego układu eksperckiego (przydatności aparatury), wyniki pomiarów sił w linach podczas cyklu pracy (jazda w górę i w dół) skipów. Wykazano, że bęben odciskowy przyczynia się do koncentracji rozstrojenia naciągów lin na krótkim ich odcinku pomiędzy bębнем pędnym a odciskowym, co prowadzi do systematycznego poślizgu oddzielnych lin na bębnach. Przedstawiono także wyniki pracy zastosowanego układu programowego w reżimie wydobywania, zalecenia dotyczące korekacji rowków wykładzin bębnów oraz długości lin z uwzględnieniem faktycznej promieniowej sprężystości wykładzin.

Достижение максимально равномерного распределения натяжений с заданной степенью точности является одной из наиболее ответственных задач в работе службы механика подъема при эксплуатации многоканатных установок (МК ШПУ). Повышенный уровень разбаланса натяжений канатов приводит к резкому сокращению срока их службы, вызывает пробуксовку канатов по шкиву, ускоренное разрушение футеровки, повышает уровень динамических нагрузок на армировку стволов со стороны подъемных сосудов и, в том числе, ухудшает динамическую устойчивость их движения [1, 2].

В мировой практике микропроцессорные системы мониторинга натяжений канатов применяются уже достаточно давно. Опыт эксплуатации таких систем в Польше описан в работах [2, 3]. Они выполняют функцию мониторинга натяжений. Корректировка радиусов перемотки канатов осуществляется путем серии пробных подрезок футеровок, начиная с желобов, соответствующих канату с наибольшим натяжением в режиме подъема сосуда. Корректировки длин канатов производится путем установки дополнительных или удаления части имеющихся вкладышей в подвесных устройствах.

С начала появления, многоканатные установки имели отдельные отклоняющие или направляющие шкивы, которые не влияли на разбаланс натяжений. В 70-х годах 20 века появились установки с моноблочными отклоняющими шкивами, которые имели малый

угол охвата. Практика сразу показала, что из-за наличия короткого участка струны между ними началось проскальзывание канатов по их футеровке и ее интенсивный износ. Это явилось серьезным препятствием для безопасной и эффективной эксплуатации таких шкивов.

Паллиативное решение, устранившее техническое препятствие к эксплуатации таких систем, состояло в том, что в качестве футеровки отклоняющих шкивов стал применяться скользкий износостойкий материал Бекопласт. Канаты постоянно, с высокой частотой проскальзывали по отклоняющему шкиву, имеющему минимальный угол охвата порядка 10° - 15° . Это имитировало, в некоторой степени, эффект работы раздельных отклоняющих шкивов. В отечественной практике известен случай, когда такая пробуксовка в четырехканатной скиповой установке сопровождалась параметрическим возбуждением поперечных колебаний короткой струны между шкивами и отвеса со стороны отклоняющего шкива при подходе сосуда к верхней части ствола. При замене Бекопласта на резину динамический эффект резонансного возбуждения поперечных колебаний перестал фиксироваться [4].

В 2016 году в Украине создана первая автоматизированная система контроля натяжений канатов (СКНК) для многоканатной подъемной машины ЦШ-5х4 угольного скипового подъема ПСП «ШУ им. Героев Космоса» ПАО «ДТЭК ПАВЛОГРАДУГОЛЬ». В состав СКНК входит комплект силоизмерительных звеньев в подвесных устройствах скипов, аппаратура передачи телеметрической информации на АРМ механика подъема «АКНК-ДНЕПР» и программный комплекс Экспертной системы обработки данных (ЭСКНК).

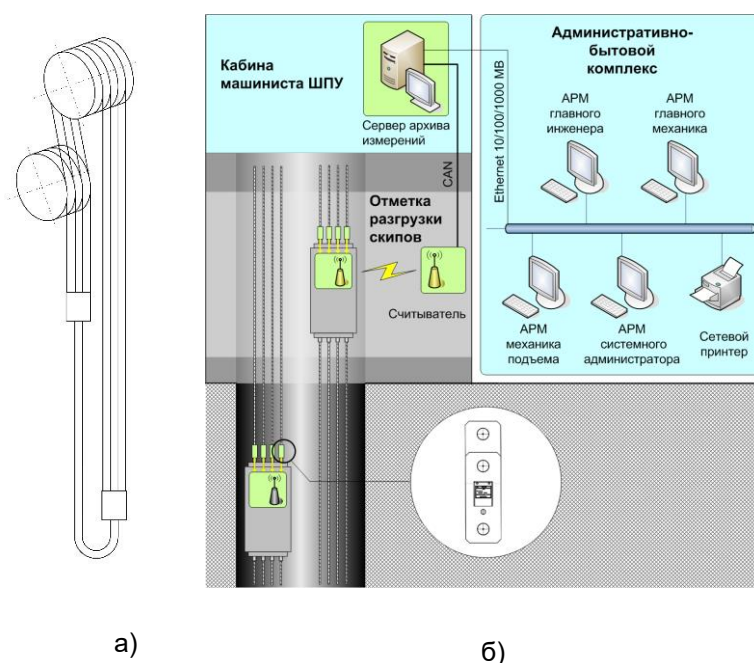


Рис. 1. Схема подъема (а); функциональная схема СКНК (б)

Генеральный проект, силоизмерительные звенья и программный интерфейс верхнего уровня разработаны ООО «CORUM GROUP» (г. Киев), аппаратура «АКНК-ДНЕПР» - ООО НПП «Альянс-Д» (г. Днепр), научно-методическое обеспечение,

функциональная схема программного обеспечения ЭСКНК верхнего уровня и программно-математическое ядро - Институтом геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины (г. Днепр). Функциональная схема комплекса показана на рис. 1.

На рис. 2 приведена функциональная схема ПО верхнего уровня, разработанная на основании положений научно-методического обеспечения, представленного в работе [5] и обеспечивающая сбор, хранение, обработку данных и выдачу рекомендаций по корректировке радиусов желобов шкивов и длин канатов.

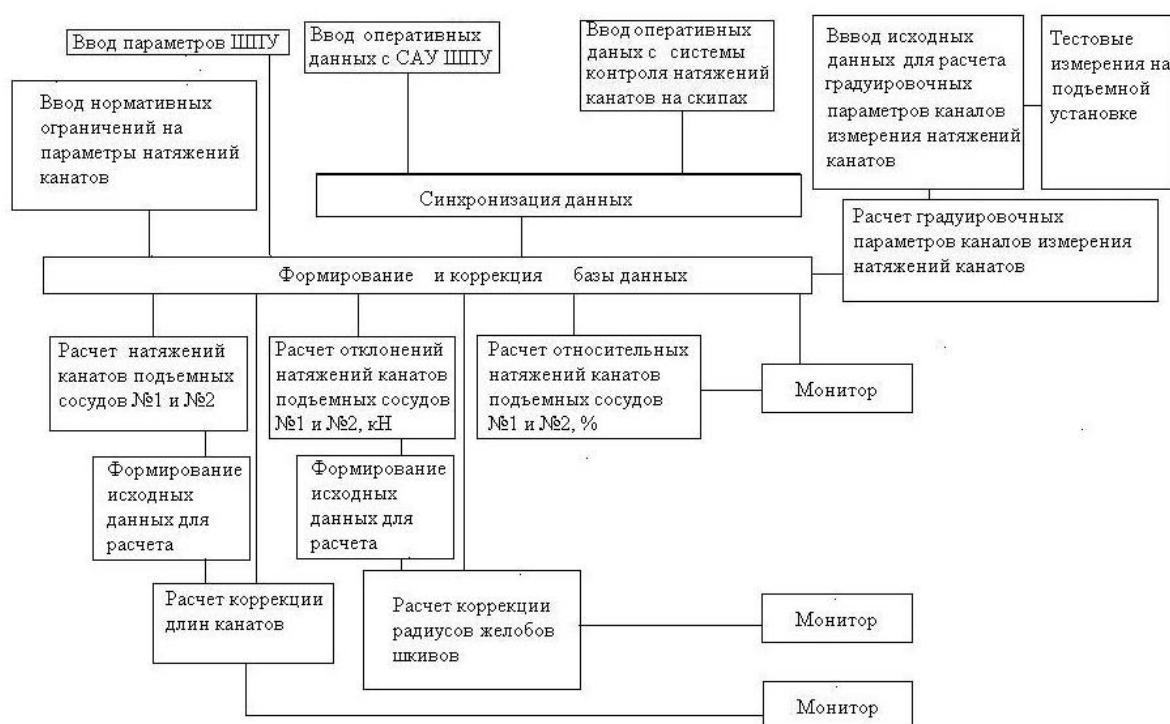


Рис. 2. Функциональная схема программного обеспечения ЭСКНК

Измерения исходных параметров в шахтных условиях, необходимых для работы программного обеспечения верхнего уровня, проводились в соответствии со специально разработанными для данных условий Методикой и Инструкцией. Анализ данных, полученных этим комплексом в режиме мониторинга, показал, что установка резиновой футеровки на моноблочном отклоняющем шкиве привела к тому, что из-за ее более высокого коэффициента трения, чем у Бекопласта, срывы со скольжением стали более редкими (7-8 раз на протяжении цикла движения сосуда, приблизительно через 20-40 м подъема, поочередно на нескольких канатах). Вместе с тем, они сопровождались рывками по натяжениям канатов гораздо большей амплитуды, чем обычно происходит при футеровке из Бекопласта.

Окна программы мониторинга натяжений канатов при перегоне порожних восточного и западного скипов подъемной установки показаны на рис. 3. В начале цикла идет

подъем западного скипа (со стороны отклоняющего шкива) - спуск восточного, после прихода скипов в крайние положения в стволе идет спуск западного – подъем восточного. Из графиков видно, что наибольшие срывы проскальзывания происходят по моноблочному отклоняющему шкиву в струне и западном отвесе.

При этом амплитуда рывков в западном отвесе и, очевидно, в струне столь велика, что вызывает синхронные локальные пробуксовки по ведущему шкиву в восточном отвесе даже на малой скорости подъема 1 м/с, хотя и намного меньшей амплитуды.

На рис. 4 приведены окна программы в режиме мониторинга отклонение натяжений канатов от средних значений в том же цикле спуска/подъема скипов. Линии 6 и 7 показывают, соответственно, уровень максимально допустимых по Правилам безопасности [6, 7] значений отклонений натяжений в крайних точках ствола (15% при нижнем положении скипа, 25% при верхнем).

Из графиков видно, что в восточном отвесе со стороны ведущего шкива отклонения натяжений превышают нормативный предел 25% только в начале спуска при уходе скипа из разгрузочных кривых. В течение всего дальнейшего цикла перегона порожних скипов отклонения натяжений находятся в допустимых пределах. Аналогичная картина наблюдается в западном отвесе.

Отклонения натяжений в нем превышают допустимые 15% только в районе дозатора. В дальнейшем они остаются в нормативных пределах. Следует отметить, что в момент пробуксовки при подходе к разгрузочным кривым отклонения натяжений канатов №3 и №4 так же кратковременно выходят за нормативный предел 25%.

Приведенные результаты, показывают, что, не смотря на то, что отклонения натяжений в отвесах находятся в нормативных пределах в системе происходит интенсивное кратковременное проскальзывание канатов по отдельным шкивам.

Это практически подтверждает обоснованное теоретически в работах [5, 8, 9] положение, о том, что наличие участка короткой струны, который становится концентратором разбаланса натяжений, коренным образом меняет соотношение между величиной отклонений натяжений канатов в набегающей и сбегающей ветвях и соотношениями Эйлера на каждом шкиве в отдельности по сравнению с традиционной подъемной установкой, оснащенной одним многоканатным шкивом, для которой эти нормативы были разработаны.

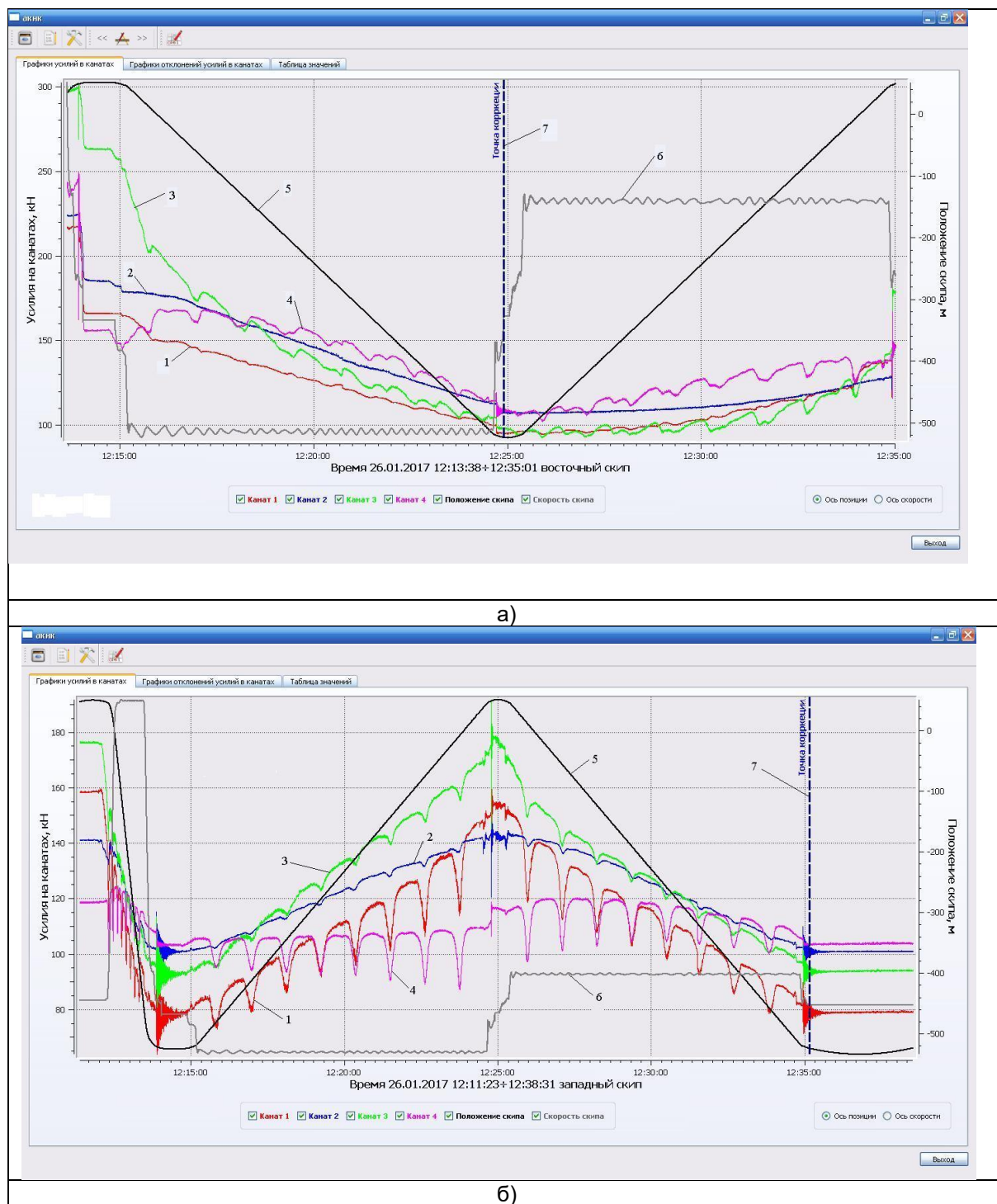


Рис.3. Натяжения канатов подъемной установки: восточный отвес (а), западный отвес (б)

Кривые 1, 2, 3, 4 - натяжения канатов соответственно №1, №2, №3, №4; 5- координата скипа, 6 – скорость скипа, 7 – отметка положения скипа в дозаторе

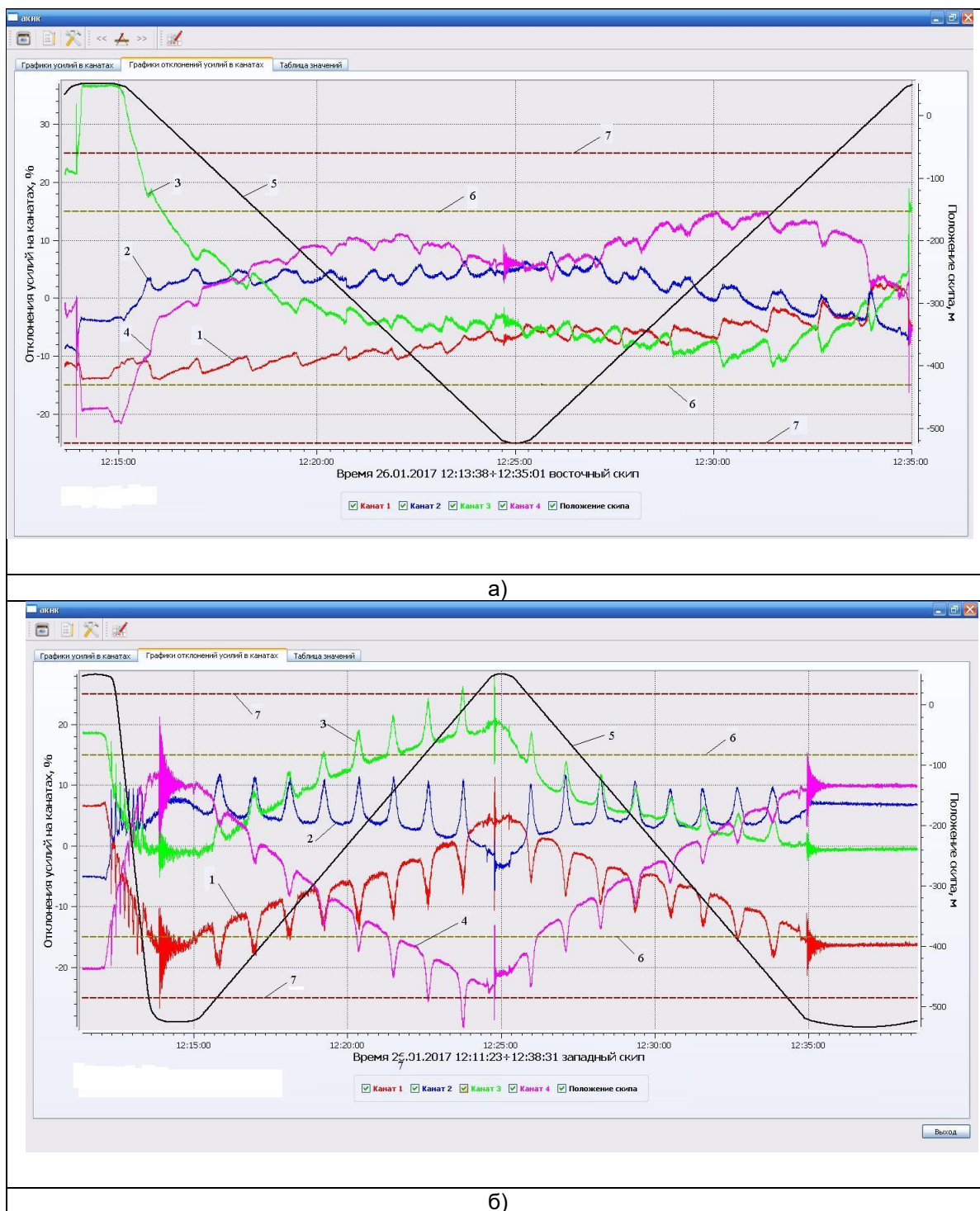


Рис.4. Отклонения натяжений канатов подъемной установки: восточный отвес (а), западный отвес (б)

Кривые 1, 2, 3, 4 - отклонения от среднего значения натяжений канатов соответственно №1, №2, №3, №4; 5- координата скипа; 6 – максимально допустимое отклонение натяжений $\pm 15\%$ при нижнем положении скипа в стволе; 7 - максимально допустимое отклонение натяжений $\pm 25\%$ при верхнем положении скипа в стволе

Действующие в настоящее время нормативы были установлены на основании большого числа теоретических и экспериментальных исследований, описанных в работе [6]. Для установок с несколькими моноблочными шкивами такие исследования отсутствуют. Представленные результаты говорят о необходимости обоснования специальных нормативов по допускаемым отклонениям натяжений канатов с учетом наличия участка струны с целью предотвращения локальной пробуксовки и ускоренного истирания футеровки отклоняющего шкива или применения специальных технических решений, исключающих такую пробуксовку.

Традиционно в отечественной практике регулировка длин канатов и радиусов желобов ведущего шкива выполняется в соответствии с методикой НИИГМ им. М. М. Федорова [10]. Она была разработана для установок с отдельными шкивами, однако в настоящее время применяется так же на всех установках с моноблочными отклоняющими шкивами. При этом ее эффективность, по отзывам службы эксплуатации, даже в последнем случае подтверждается удовлетворительными практическими результатами. Это можно объяснить только тем, что на отклоняющих шкивах футеровка Бекопласт обладает очень низким коэффициентом трения и при перегоне меток из набегающего отвеса в сбегающий происходит почти непрерывная пробуксовка канатов и частичное выравнивание натяжений между струной и отвесом со стороны отклоняющего шкива, в некоторой степени похожее на процесс в системе с отдельными отклоняющими шкивами.

Рассмотрим подробнее процесс определения натяжений канатов, коррекции радиусов шкивов и длин канатов по этой Методике. Целью операций методом меток является выявление желоба с наименьшим «приведенным» радиусом перемотки и определения величины его превышения для остальных желобов. После решения этих задач желоба с большими радиусами подрезаются по футеровке до уровня наименьшего из них. В работе [6] показано, что чисто геометрический радиус шкива не может совпадать с истинным значением «приведенного» радиуса перемотки в силу ряда технических и технологических причин.

Согласно [11] вначале все метки на всех канатах устанавливаются на одном уровне, например, в зоне копра со стороны набегающего отвеса. Слип в это время находится на нижнем уровне ствола. Приведенная жесткость участка каната определяется по формуле (1).

$$C_k = \frac{EF}{l_k} \quad (1)$$

где EF – агрегатная жесткость каната на растяжение (определяется согласно Техническим условиям на канат или экспериментально и зависит от его конструкции); l_k – длина участка каната (рис. 1).

Из (1) видно, что при испытаниях отклоняющего шкива канаты его отвеса будут иметь наибольшую длину, поэтому их жесткость будет гораздо меньше, чем на участке струны между шкивами и от ведущего шкива до коуша.

При движении меток к ведущему шкиву сечения каната в желобе с наименьшим приведенным радиусом будут *отставать* от остальных, а с наибольшим – *опережать* остальные. Следовательно, при подходе к шкиву произойдет заметный разбег меток по вертикали, который можно измерить. Разбег меток интегрировано проявляет суммарное влияние всех факторов, влияющих на разбаланс натяжений канатов.

При проходе меток относительно небольшое расстояние (20 м - 30 м) их разбег до подхода к отклоняющему шкиву будет формироваться разбегом радиусов его желобов. После прохода отклоняющего шкива метки попадут на короткий (порядка 10-15 м) участок струны.

При синхронном вращении двух шкивов происходит суперпозиция влияния желобов первого по ходу меток шкива (в данном случае отклоняющего) и второго (ведущего) на взаимное расположение меток в струне. Если желоб второго шкива, так же как и первого, имеет наибольший радиус под своим канатом, то он перегоняет соответствующую метку вперед по отношению к остальным. Аналогично, если желоб на втором шкиве имеет наименьший радиус под другим канатом, от метка на нем отстает от остальных. Вся картина взаимного расположения меток переносится в сбегающий отвес и качественно получает такую же схему, как в установке с одним многоканатным шкивом.

Иная картина получается, если на втором (ведущем) шкиве желоб, соответствующий канату с наибольшим радиусом желоба первого по ходу (отклоняющего) шкива имеет наименьший радиус из всех. Так же получается, что если под другим канатом желоб второго (ведущего) шкива имеет радиус наименьший из всех. В этом случае метка, которая опережала остальные под влиянием первого шкива из-за воздействия уменьшенного радиуса второго, начинает отставать от остальных. Соответственно метка под другим канатом, у которого радиус первого шкива был меньше других, начинает опережать другие метки под влиянием увеличенного радиуса второго шкива.

Такая суперпозиция воздействий двух шкивов на одну струну приводит к тому, что после перехода через второй шкива (ведущий) метка, которая была впереди всех и метка, которая была позади всех, окажутся сближенными. Расстояние между ними окажется существенно меньше, чем, если бы канаты перематывались только через один моноблочный шкив. Причем, если на втором шкиве наибольший радиус превышает минимальный на значительную величину, то их метки, которые еще в начале струны занимали крайние положения, могут сблизиться на столько, что какая-то из остальных меток выйдет вперед всех, а какая-то другая окажется позади всех в сбегающем отвесе.

В этом случае картина взаимного расположения меток, попавших в сбегающий отвес, не будет отражать картину взаимных соотношений радиусов желобов ни на каком шкиве в отдельности, а будет отражать их некоторое интегральное соотношение. Проточка желобов, основанная на этой картине, выполненная на первом по ходу меток шкиве по методике [10], не приведет к желаемому уравниванию канатов. Аналогичные рассуждения справедливы и для обратного хода канатов с установкой меток на отвесе ведущего шкива.

Если при перегоне меток из поднимающего в опускающийся отвес происходит срыв скольжения каната в сторону более нагруженного участка, то метка на канате, совершившем проскальзывание, сместится в сторону пробуксовки по отношению к остальным меткам. Если радиус желоба первого по ходу (отклоняющего шкива) больше

остальных, то натяжение в его канате в поднимающемся отвесе растет, а в струне ослабляется. Если на втором по ходу (ведущем) шкиве соответствующий радиус его желоба меньше других, то из-за этого его канат в струне еще больше ослабляется.

Угол охвата отклоняющего шкива и коэффициент трения футеровки намного меньше, чем у ведущего шкива, поэтому срыв со скольжением произойдет в первую очередь по отклоняющему шкиву в сторону набегающего отвеса. Соответственно это еще больше переместит метку, которая после схода с отклоняющего шкива была впереди всех назад, к уровню остальных меток.

Аналогичный процесс происходит с меткой на канате, у которого радиус желоба на первом по ходу шкиве меньше остальных, а на втором больше. Однако в этом случае будет происходить перегрузка этого каната на участке струны и его ослабление на участке набегающего отвеса.

При таком соотношении радиусов срыв с пробуксовкой каната по отклоняющему шкиву произойдет в сторону струны. Его метка, которая при сходе со шкива была позади всех остальных, подвинется вперед относительно других меток. Это еще сильнее уменьшит расстояние между крайними метками. В этом случае может оказаться, что уже на участке струны крайними метками станут метки на других канатах, радиусы желобов которых не были на первом шкиве ни самым большим, ни самым малым.

Такой процесс пробуксовки способствует выравниванию натяжений каната на участке отвеса и струны. Если же футеровка отклоняющего шкива имеет минимальный коэффициент трения, такой, что пробуксовка происходит практически непрерывно при малейшем отклонении натяжений в струне и набегающем отвесе, то в этом случае методом меток определить отклонения радиусов на отклоняющем шкиве практически не возможно, так как система по своим свойствам приближается к системе с отдельными отклоняющими шкивами.

При установке меток со стоны отклоняющего шкива их разбег, зафиксированный после схода с ведущего шкива, будет в большой степени соответствовать разбегу радиусов второго походу (ведущего) шкива.

В установке с отдельными отклоняющими шкивами разбег меток, устанавливаемых поочередно на одном, а потом на другом отвесах должен показать достаточно близкие результаты (теоретически - одинаковые), так как отклонения радиусов желобов ведущего шкива не могут измениться за это время. Если в установке с двумя моноблочными шкивами эти результаты существенно разнятся (рис. 5), то это показывает, на сколько отклоняющий шкив влияет на разбег меток, при их перегоне через оба шкива.

Рассмотрим результаты эксперимента по применению метода меток на этой подъемной установке, представленные на рис. 5.

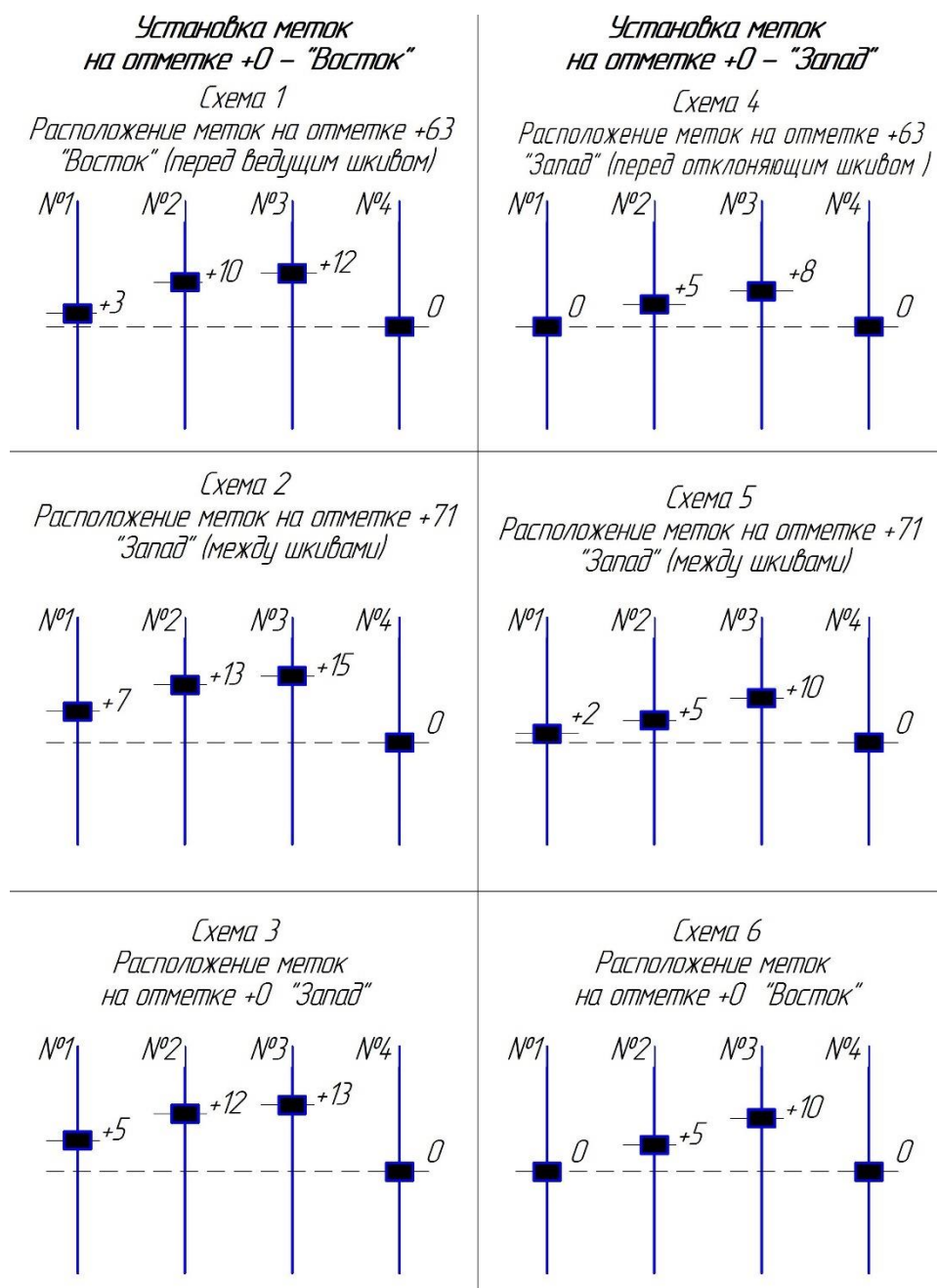


Рис.5. Расположение меток при перемотке через систему 2-х моноблочных многоканатных шкивов

Для наглядности процесса были внесены некоторые изменения в традиционную схему контроля методом меток. Во-первых, для максимального снижения жесткости набегающего отвеса поднимающийся скип стартовал из самого нижнего положения в стволе – из уровня дозатора, а не из положения скипов в его средней части. Метки нанесены на канаты на уровне 0-й отметки ствола. Затем, при перегоне скипов метки были остановлены перед набеганием на шкив и измерено их взаимное расположение,

затем осуществлен перегон меток в струну и так же измерено их взаимное расположение. Потом метки были перемещены до уровня 0-й отметки копра в противоположный отвес и измерено их взаимное расположение. Эта же процедура была повторена с другим скипом. Результаты измерений представлены на рис. 5.

Из рис. 5 видно, что после прямого и обратного циклов перегона метки установились в противоположных отвесах на разных относительных уровнях. Это подтверждает обоснованное выше положение, что система из двух шкивов вносит искажение в их взаимное перемещение. Соответственно, если затем вычислять величину необходимой подрезки радиусов желобов ведущего (или отклоняющего) шкива по каждому из проведенных перегонов на основании формул работы [10], то результаты будут отличаться друг от друга, внося неопределенность в выбор выполняемых действий.

Следует отметить, что при эксплуатации данной подъемной установки систематический контроль и коррекция радиусов желобов ведется по ведущему шкиву с футеровкой типа Бекорит. Коррекция радиусов резиновой футеровки отклоняющего шкива в силу технических причин проводится гораздо реже при интенсивности работы подъема порядка 400 скипов/сутки.

Представленное в [5] математическое обеспечение позволяет автоматизировать процесс вычисления рекомендованных параметров коррекции радиусов желобов отклоняющего и ведущего шкивов. На рис. 6 приведено окно программы в режиме выдачи рекомендаций по проточке желобов резиновой футеровки отклоняющего шкива по данным, полученным в процессе проводимых экспериментов. Из выведенных результатов видно, что самый малый радиус перемотки каната имеет желоб №4, поэтому все остальные желоба должны быть подрезаны до его уровня. Самый большой радиус имеет желоб №3, поэтому его радиус должен быть уменьшен на самую большую величину 2 мм, за ним по величине коррекции идут желоба №2 и №1.

Соотношение этих значений полностью совпадает с соотношением натяжений канатов, показанных на заднем плане окна и рис. 4б. Видно, что канат №3 при подъеме скипа имеет самое большое натяжение, канат №4 самое меньшее, второе место по уровню натяжения занимает канат №2, третье - канат №1. То есть, величины необходимой коррекции радиусов желобов, определенные в режиме подъема сосуда, находятся в прямой зависимости от натяжений его головных канатов.

На рис. 7 приведено окно программы в режиме выдачи рекомендаций по коррекции длин канатов. Расчет проводится на основании показаний системы измерения натяжений в точке загрузки восточного скипа. Видно, что канат №4 является самым перегруженным, соответственно, его длина самая меньшая. По ней должно проводиться укорочение остальных канатов: 1-й канат должен быть укорочен на 80 мм, второй - на 10 мм, 3-й - на 70 мм.

Естественно, что в соответствии с рекомендациями Методики [10], корректировка длин канатов должна проводиться после выполнения корректировки радиусов шкивов и устранения основной причины нарушения баланса в распределении натяжений между головными канатами ШПУ.

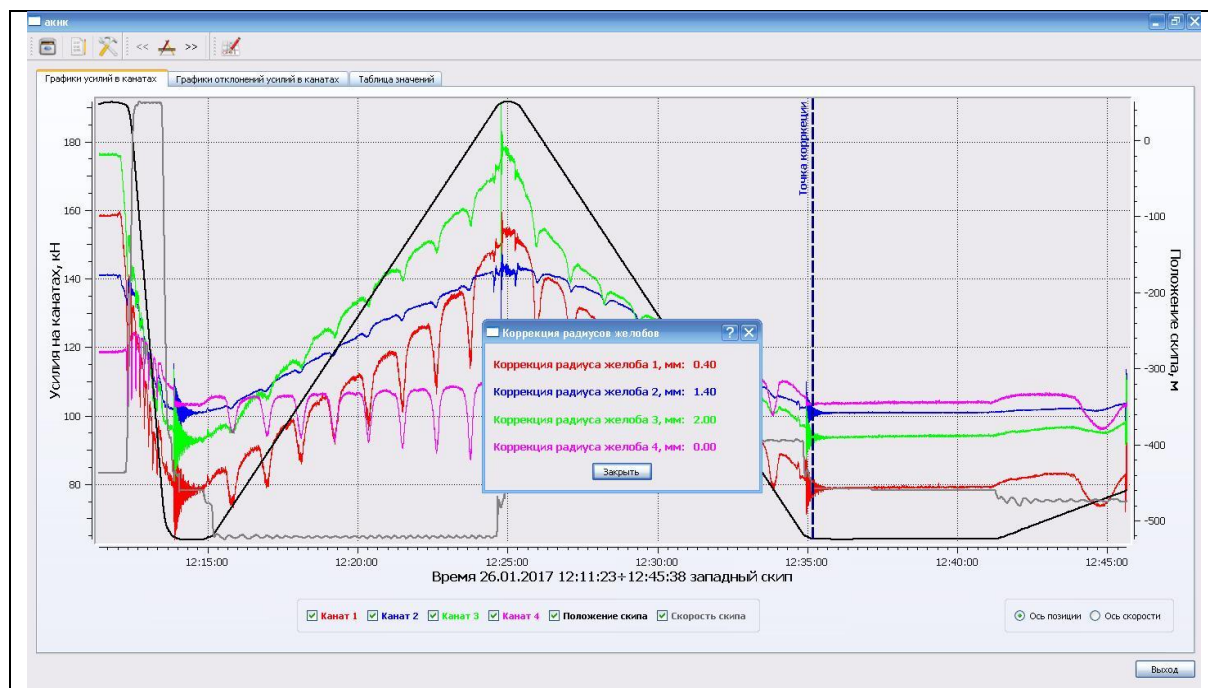


Рис.6. Окно программы в режиме выдачи рекомендаций по проточке желобов резиновой футеровки отклоняющего шкива со стороны западного скипа



Рис.7. Окно программы в режиме выдачи рекомендаций по корректировке длин канатов

Приведенные результаты наглядно показывают, что наличие 2-х моноблочных многоканатных шкивов приводит к созданию нештатного режима пробуксовки канатов и ускоренному износу футеровки. Практика показала, что антифрикционная футеровка

Бекопласт в этих условиях служит порядка восьми месяцев, в то время как фрикционная футеровка Бекорит на ведущем шкиве служит более восьми лет. Понятно, что использование отдельных отклоняющих шкивов устраняет эту проблему. В этом случае существенно повышается точность определения параметров коррекции длин канатов и радиусов желобов в программном обеспечении Экспертной системы в связи с исключением помех, вызванных влиянием моноблочного отклоняющего шкива.

Непосредственное участие в создании и отладке этой системы так же принимали: Кучма В.П., Коленчук Н.С., Голуб Ю.М. Меняйло О.Ю. (ООО «CORUM GROUP»), Молчанов С.Ю., Максимов Е.В., Шпак П.А., Жовтяк Ю.А., Кодолов Э.В., (ООО НПП «Альянс-Д»), Вовк В.А., Ткаченко В.П., Гуртовой А.А. (г. Павлоград, ШУ им. Героев Космоса, ПАО «ДТЭК ПАВЛОГРАДУГОЛЬ»).

Выводы

1. Наличие второго моноблочного шкива в канатоведущей системе подъемной установки создает концентрацию разбаланс натяжений между канатами на участке струны между шкивами.
2. Даже при соблюдении ограничений на разбаланс натяжений канатов в отвесах, нормированного Правилами безопасности для установок с отдельными отклоняющими шкивами, в установках в два моноблочными шкивами при работе происходит постоянная пробуксовка отдельных канатов по отклоняющему и в меньшей степени по ведущему шкивам, в зависимости от коэффициента трения футеровки отклоняющего шкива.
3. Применение в составе ШПУ программно-аппаратного комплекса непрерывного контроля натяжений канатов позволяет существенно снизить разбаланс натяжений канатов при эксплуатации, повысить срок службы канатов, снизить динамические возмущения на подъемные сосуды и контактные нагрузки на армировку стволов.

Литература

1. Ильин С.Р. Влияние отклонений радиусов желобов шкива на взаимодействие подъемного сосуда с армировкой при многоканатном подъеме / ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. Сб-к. науч. тр. Вып. 105, Днепропетровск. -2013 -С.165-181. Режим доступа: <http://geotm.dp.ua/images/collections/105/sb10521.PDF>
2. Тадеуш Вробель. Опыт эксплуатации в части проведения измерений нагрузки на головные подъемные канаты многоканатных рудничных подъемных установок, а также применения практического метода их уравнивания. / Tadeusz Wróbel, Sławomir Jurasz, Jerzy Świetlicki, Andrzej Bielecki, Daniel Honisz. III Międzynarodowa konferencja - Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie Organizowana przez Centrum Badań i Dozoru Górnictwa w Łędzinach (listopad 2007 r.) pp.1-9. - Электронный ресурс: http://www.temix.com.pl/publikacje/publikacja_6_ru.pdf/

3. Манец, И.Г. Техническое обслуживание и ремонт шахтных стволов. Изд. 5. Т. 2. / И.Г. Манец, Б.А. Грядущий, В.В. Левит / Под общей редакцией С.А. Сторчака. – Донецк: «Світ книги», 2012. -457 с.
4. Трибухин, В.А. Причины возникновения вибраций элементов многоканатной подъемной установки башенного расположения и пути их устранения / В.А. Трибухин, А.С. Мельничук, А.В. Демченко, П.Н. Гончаров // Сборник научных трудов. ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова»: Проблемы експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. -Вып.106.-Донецк, 2012. -С. 56-64.
5. Ильин С.Р. Особенности регулировки натяжений канатов многоканатных подъемных установок с моноблочными отклоняющими шкивами / С.Р.Ильин, И.С.Ильина // Геотехническая механика. Вып. 126 2016. с. 144-172. Режим доступа: <http://geotm.dp.ua>
6. Правила безпеки під час розробки родовищ рудних та нерудних корисних копалин підземним способом. Затв. наказом Міністерства соціальної політики України 23.12.2016 № 1592. -160с. (Нормативний документ Мінсоцполітики України)
7. Правила безпеки у вугільних шахтах: НПАОП 10.0-1.01-10. Затв. наказом Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду 22.03.2010 № 62. – Київ Мінвуглепром України, 2010 – 430 с. (Нормативний документ Мінвуглепрому України)
8. Ильин, С.Р. Перераспределение усилий между канатами при многоканатном подъеме грузов / Деп. ВИНТИ. №3288-В87. М. 1987 -11 с.
9. Белобров, В.И. Динамика шахтного подъема / В.И. Белобров, В.А. Дзензерский, В.И. Самуся, С.Р. Ильин. – Днепропетровск: Изд. Днепропетровского университета, 2000 – 380 с.
10. Руководство по контролю и регулировке распределения нагрузки между головными канатами многоканатных подъемных установок. РТМ 07.015-84. / Минуглепром СССР. ВНИГМ им. М.М. Федорова. Донецк. – 1984. 39 с.

Badanie obciążeń lin w górniczych wyciągach wielolinowych z bębнами odciskowymi

Iljin S.R. - IGTM im. N.S. Poljakowa NAN Ukrainy

Iljina I.S., Kiriczenko W.E., Iljina S.S - Narodowy Uniwersytet Górniczy

Исследование натяжений канатов многоканатных подъемных установок с моноблочными отклоняющими шкивами

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono badania wpływu odchyień promieni rowków bębnow pędnych i długości lin górniczych wyciągów szybowych z bębнами odciskowymi na rozkład sił pomiędzy linami w strunach i zwisających gałęziach lin nośnych. Określono warunki wystąpienia lokalnych poślizgów oddzielnych lin nośnych na bębnie pędnym i odciskowym. Otrzymano rozwiązania określające ilościowe zależności rozrzutu naciągów lin w gałęziach i strunach lin pomiędzy bębнами. Wykazano, że krótka struna lin pomiędzy bębнами jest źródłem zwiększającym rozrzut naciągów pomiędzy linami (rozstrojenie sił w linach) w wyniku czego poślizg oddzielnych lin powstaje głównie na bębnie odciskowym i zależy od różnic pomiędzy odchyleniami promieni rowków jednej i tej samej liny na bębnie napędowym i odciskowym jednocześnie. Wykazano, że dopuszczalne graniczne wielkości odchyień promieni rowków zależą od sprężystości wykładzin bębna pędnego i odciskowego. Opracowano model matematyczny procesu rozrzutu naciągów lin, adoptowania go do zastosowania w programie automatycznych układów do kontroli obciążeń lin wyciągów wielolinowych. Otrzymano rozwiązania pozwalające za pomocą programowania, określić i zapewnić parametry do niezbędnej korekcji długości oddzielnych lin i promieni rowków wykładzin bębnow w celu osiągnięcia równomiernego rozkładu sił pomiędzy linami.

Проблема выравнивания натяжений в канатах шахтных подъемных установок с одним многоканатным шкивом достаточно хорошо изучена. Теоретические основы расчета разбаланса натяжений изложены во многих работах. Наиболее фундаментальным трудом в этом вопросе считается монография, написанная в 1963 году под руководством академика П.П. Нестерова [1]. В развитие изложенных в ней методов во ВНИИГМ им. М.М. Федорова (СССР) был разработан руководящий документ [2], который стал основным практическим пособием для механиков по методам контроля и выравнивания натяжений многоканатных подъемных установок. Основные результаты последующих исследований изложены в монографии [3].

В Европе наибольшее практическое применение получили электронные средства мониторинга натяжений канатов стационарных и проходческих установок. Их технические и программные средства, а так же результаты применения описаны во многих работах [4-10]. В 70-х годах 20-го столетия многие подъемные установки Европы и СССР начали оборудовать моноблочными отклоняющими шкивами (установки с башенным копром – одним шкивом, а установки с наземным расположением машины - двумя). Такие шкивы оказались дешевле в изготовлении и проще в эксплуатации. При

этом научных исследований и расчетов, учитывающих системное влияние на разбаланс натяжений двух или трех последовательно установленных в пакете канатов многоканатных шкивов практически не известно. Документ [2] до сих пор является основным, при выравнивании натяжений канатов в этих установках.

Первая же практика эксплуатации показала, что на моноблочных отклоняющих шкивах начался интенсивный износ футеровки из-за постоянной пробуксовки канатов. Естественным инженерным выходом из этой ситуации оказалось применение на отклоняющих шкивах антифрикционной футеровки типа Бекопласт с пониженным коэффициентом трения. Тем самым было обеспечено почти свободное проскальзывание канатов по желобам отклоняющих шкивов, что в некоторой степени явилось имитацией работы раздельных шкивов, которые обеспечивали свободное проворачивание желобов в окружном направлении при возникновении разбаланса натяжений. В эксплуатации и в настоящее время находится достаточно большое количество таких установок. Общие математические модели, описывающие процессы разбаланса натяжений в отвесах и коротких струнах (между шкивами), а так же результаты вычислительных экспериментов на их основе, были получены в работах автора [11, 12].

В этих работах теоретически было показано, что при определенных сочетаниях отклонений радиусов на смежных шкивах (отклонения радиусов от среднего значения имеют противоположные знаки под одним и тем же канатом) короткие струны становятся концентраторами нарастающего разбаланса натяжений, который за несколько десятков метров подъема приводит к нарушению условий Эйлера и пробуксовке по желобу шкива, имеющего наименьшее значение показателя экспоненты. Таким шкивом из-за наименьшего значения угла охвата, как правило, оказывается отклоняющий шкив. На рис. 1 приведены расчетные и кинематические схемы установок с несколькими многоканатными шкивами в одной силовой цепочке.

Учитывая, что активно применяющиеся в настоящее время электронные средства мониторинга в качестве исходной информации получают данные с силомерных датчиков, встроенных в подвесные устройства, приведенные в [11, 12] математические модели в отклонениях длин целесообразно преобразовать в соответствующие системы уравнений в отклонениях натяжений. Для установки с 2-мя моноблочными отклоняющими шкивами они примут вид (1).

$$\begin{aligned}
 & \frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{11}(\varphi_1)\Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) - \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_1(\varphi_1)} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) = G_1 \cdot \frac{EF}{l_1(\varphi_1)};; \\
 & \frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{21}(\varphi_1) \cdot \frac{l_1(\varphi_1)}{l_2} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) + F_{22}(l_2)\Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1) = G_2 \cdot \frac{EF}{l_2} ; \\
 & \frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(3)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{32}(l_2) \cdot \frac{l_2}{l_3} \Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1) + F_{33}(l_3)\Delta\tilde{Q}_i^{(3)}(\varphi_1) = G_3 \cdot \frac{EF}{l_3}; \\
 & \frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(4)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{43}(l_3) \cdot \frac{l_3}{l_4(\varphi_1)} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(3)}(\varphi_1) + \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_4(\varphi_1)} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(4)}(\varphi_1) = G_4 \cdot \frac{EF}{l_4(\varphi_1)}
 \end{aligned} \tag{1}$$

Для установки на копре башенного типа вид (2)

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{11}(\varphi_1)\Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) - \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_1(\varphi_1)} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) &= G_1 \cdot \frac{EF}{l_1(\varphi_1)}; \\ \frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{21}(\varphi_1) \cdot \frac{l_1(\varphi_1)}{l_2} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) + F_{22}(l_2)\Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1) &= G_2 \cdot \frac{EF}{l_2}; \\ \frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(3)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{32}(l_2) \cdot \frac{l_2}{l_3(\varphi_1)} \Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1) + \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_3(\varphi_1)} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(3)}(\varphi_1) &= g_3 \cdot \frac{EF}{l_3(\varphi_1)}; \end{aligned} \quad (2)$$

Средние натяжения в струнах канатов равны средним натяжениям в соответствующих отвесах, находящихся по одну с ними сторону от ведущего шкива.

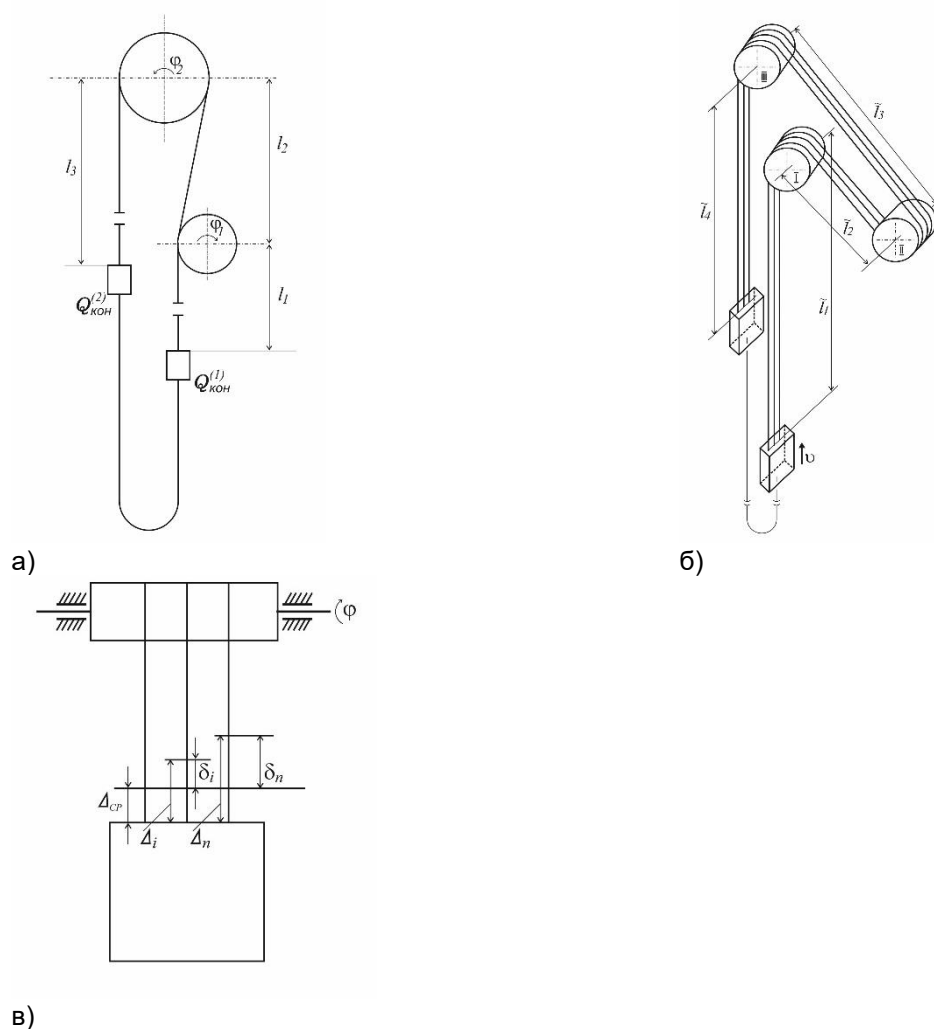


Рис. 1 - Схемы подъемных установок с моноблочными шкивами

а) – подъемная установка с одним барабанным отклоняющим шкивом; б) - подъемная установка с двумя копровыми шкивами барабанного типа; в) - расчетная схема разбаланса длин канатов одной ветви

Полные усилия в i -ом канате в точках набегания и схода на шкивах по его участкам равны:

$$Q_i^{(j)}(\varphi_1) = Q_{cp}^{(j)} + \Delta Q_i^{(j)}(\varphi_1), \quad (3)$$

где для установки с одним цельным отклоняющим шкивом:

$$Q_{cp}^{(1)} = \frac{Q_{кон}^{(1)}}{n} + q \cdot H; \quad Q_{cp}^{(2)} = Q_{cp}^{(1)}; \quad Q_{cp}^{(3)} = \frac{Q_{кон}^{(2)}}{n} + q \cdot H; \quad (4)$$

для установки с двумя барабанными копровыми шкивами:

$$Q_{cp}^{(1)} = \frac{Q_{кон}^{(1)}}{n} + q \cdot H; \quad Q_{cp}^{(2)} = Q_{cp}^{(1)}; \quad Q_{cp}^{(4)} = \frac{Q_{кон}^{(2)}}{n} + q \cdot H; \quad Q_{cp}^{(3)} = Q_{cp}^{(4)}, \quad (5)$$

H – полная длина набегающей ветви каната; $Q_{кон}^{(1)}$, $Q_{кон}^{(2)}$ соответственно веса сосудов в набегающей и сбегающей ветвях установки, q – погонный вес одного каната.

Пробуксовка каната по отклоняющему или ведущему шкиву наступает, когда нарушаются условия Эйлера по нескольжению.

Коэффициенты уравнений имеют вид.

$$\begin{aligned} F_{11} &= \frac{EF \mu_1 + R_{cp}^{(1)}}{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}; & G_i^{(1)} &= \Delta R_i^{(1)}; \\ F_{21} &= -\frac{EF \mu_1 + R_{cp}^{(1)}}{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}; & F_{22} &= \frac{(EF \mu_2 + R_{cp}^{(2)}) R_{cp1}^{(1)}}{l_2 R_{cp}^{(2)}}; \\ G_2 &= \Delta R_i^{(2)} \frac{R_{cp}^{(1)}}{R_{cp}^{(2)}} - \Delta R_i^{(1)}; & F_{32} &= -F_{22}; \\ F_{33} &= -\frac{l_2}{l_3^0 + R_{cp}^{(1)} \varphi_1} \cdot F_{22}; & G_3 &= \Delta R_i^{(2)} \frac{R_{cp}^{(1)}}{R_{cp}^{(3)}} - \Delta R_i^{(1)} \frac{R_{cp}^{(1)}}{R_{cp}^{(2)}}; \\ F_{43} &= -\frac{(EF \mu_3 + R_{cp}^{(3)}) R_{cp}^{(1)}}{l_3 R_{cp}^{(3)}}; & G_4 &= -\Delta R_i^{(3)} \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь приняты обозначения: l_j – длины участков канатов; $R_{cp}^{(k)}$ – средние радиусы шкивов; k – номера шкивов по ходу движения поднимающегося сосуда ($k=1, 2, 3$); μ_k – податливости их футеровок; $\Delta R_i^{(k)}$ – отклонения радиусов i -го желоба k -го шкива от среднего значения; EF – жесткость одного головного каната на растяжение.

Физическая картина совместного влияния отклонений радиусов на участке струны между смежными шкивами барабанного типа проиллюстрирована на рис. 2. Для наглядности, струна расположена горизонтально. В этом случае ослабление натяжения

проявляется в увеличении провисания каната ниже нормального положения при одинаковых натяжениях, а подъем соответствует перегрузке каната по сравнению со средним значением в пакете.

Видно, что если под одним и тем же канатом на смежных шкивах отклонения радиусов от средних значений имеют разные знаки, то происходит суперпозиция их влияний на отклонение натяжений в струне одного характера: либо суммирование ослабления каната в струне (рис.2.а), либо суммирование перегрузки каната (рис. 2.б). Величина суммарного отклонения натяжений зависит от амплитуд отклонений радиусов на шкивах.

Если отклонения радиусов желобов на шкивах будут одного знака, то они будут выдавать в струну отклонения длин (натяжений) противоположных знаков. В этом случае в зависимости от соотношения амплитуд отклонений радиусов суперпозиция отклонений длин, вызванных разными шкивами, приведет к взаимной нейтрализации и снижению разбаланса длин (натяжений) канатов в струне. Амплитуда остаточного отклонения натяжений в струне в этом случае будет зависеть от соотношения амплитуд отклонений радиусов желобов шкивов.

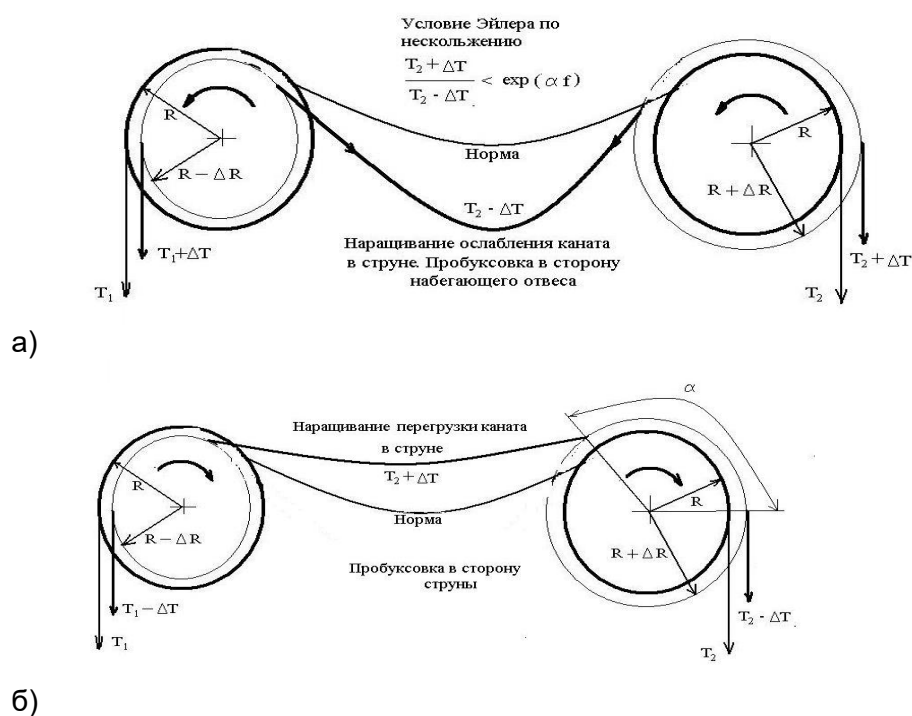


Рис. 2. Схема влияния отклонений радиусов желобов смежных шкивов на отклонения длин (натяжений) канатов в струне между шкивами

Это явление наиболее сильно проявляется в начале цикла подъема/спуска и продолжается до тех пор, пока, за счет увеличения доли упругой вытяжки в длине перематываемого каната, не произойдет естественная стабилизация процесса. В результате этого процесс разбалансировки длин (натяжений) примет более монотонный характер по высоте подъема.

При нарушении условий Эйлера (6)-(10) на любом из шкивов происходит локальная пробуксовка каната. Пробуксовка имеет характер относительно кратковременного срыва, так как коэффициент трения покоя, при нормальной перематке каната, больше коэффициента трения скольжения, который устанавливается между канатом и футеровкой во время скольжения.

После срыва в точках набегания и схода на шкиве устанавливаются натяжения, отношение которых несколько меньше, чем было до срыва. Так как подъемная машина продолжает свою работу, а соотношение между радиусами желобов смежных шкивов остается прежним, то нарастание отклонений длин (натяжений) канатов между шкивами и в отвесах продолжает нарастать по тому же закону, что и до срыва до тех пор, пока опять не будут нарушены условия Эйлера на каком-то из шкивов.

В действующих подъемных установках угол обхвата отклоняющего шкива не превышает 10-20°, а ведущего не меньше 180°. Как правило, коэффициент трения каната по футеровке ведущего шкива так же больше, чем отклоняющего. Поэтому срывы с пробуксовкой каната происходят, как правило, по отклоняющему шкиву несколько раз за цикл подъема.

Если коэффициент трения футеровки отклоняющего шкива очень мал (например, футеровка Бекопласт), то эти срывы могут сливаться в непрерывную серию определенной частоты и возбуждать поперечные колебания канатов в струне повышенной амплитуды. Такое явление описано в работе [13]. Переход на резиновую футеровку отклоняющего шкива с повышенным коэффициентом трения устраняет непрерывное высокочастотное возбуждение колебаний каната, но приводит к возникновению короткой серии из нескольких срывов (порядка 7 - 8 за цикл подъема) большей амплитуды.

Для исследования процесса разбаланса натяжений канатов в отвесах и струне между шкивами проведем цикл вычислительных экспериментов на примере 4-х канатной установки башенного типа с одним моноблочным отклоняющим шкивом. При выполнении серии вычислительных экспериментов будем считать, что при подъеме скипа №1 со стороны отклоняющего шкива все канаты по участкам имеют одинаковые начальные собственные (нерастянутые) длины и жесткости. Обратный цикл подъема скипа №2 со стороны ведущего шкива начинается с отклонений длин и натяжений, которые, образовались в ветви на предыдущем цикле при спуске этого сосуда.

Подъемная установка с машиной ЦШ-5х4Д, одним отклоняющим шкивом (ОШ), диаметром 3 м, (коэффициент трения футеровки 0.11-0.523, коэффициент радиальной податливости футеровки варьируется в пределах 0 - $1,46 \times 10^{-7}$ м/Н), и одним ведущим (ВШ), диаметром 5 м (расчетный коэффициент трения футеровки 0.25, коэффициент радиальной податливости варьируется в пределах 0 - $0,176 \times 10^{-7}$ м/Н) моноблочными шкивами. Высота подъема 598 м. Масса порожнего скипа 37,7 т, масса груза 26 т.

Отклонения радиусов желобов на 2-х шкивах $\Delta R_2^{(j)}$ под тестируемым канатом №2 от среднего значения примем изменяющимися в пределах ± 0.5 мм.

Ниже приведены результаты численных решений уравнений (2), с пересчетом разностей длин канатов без учета проскальзывания по шкивам при нарушении условия

нескольжения Эйлера. Это позволяет установить закономерности влияния отдельных параметров системы на отклонения натяжений в отвесах и струне каната.

Цикл 1.1: подъем груженого скипа №1 со стороны отклоняющего шкива (шкив №1 в расчете). Жесткая футеровка.

Самый неблагоприятный вариант сочетаний отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах противоположных знаков, футеровки обоих шкивов радиально жесткие. Отклонения радиусов желобов под исследуемым канатом: ОШ $\Delta R_2^{(1)} = 0,5$ мм; ВШ $\Delta R_2^{(2)} = -0,5$ мм; радиальные податливости футеровок шкивов: ОШ $\mu_1 = 0$ м/Н; ВШ $\mu_2 = 0$ м/Н. Коэффициент трения ОШ $f_1 = 0.15$, ВШ $f_2 = 0.25$.

Анализ результатов, приведенных на рис.2, показывает, что в процессе подъема груженого скипа в поднимающемся отвесе максимальное **отклонение длин** канатов в виде перегрузки достигнет +75 мм, а в опускающемся ослабление -75 мм при прохождении поднимающимся скипом участка ствола 200 м - 248 м. В струне максимальное отклонение длин в виде ослабления/перегрузки до ± 5 мм будет в крайних точках подъема.

Отклонение натяжений канатов в поднимающемся отвесе достигает максимума перегрузки 110 кН в конце подъема при верхнем положении скипа. В опускающемся отвесе максимальное ослабление каната -25 кН достигается в первой половине спуска порожнего скипа на отметке 350 м-450 м. В струне в начале цикла на отметке груженого скипа 56м происходит концентрация отклонение натяжений каната в виде ослабления до -82 кН, затем разбаланс натяжений снижается и при подходе поднимающегося скипа к верхней точке ствола происходит перегрузка каната до +75 кН.

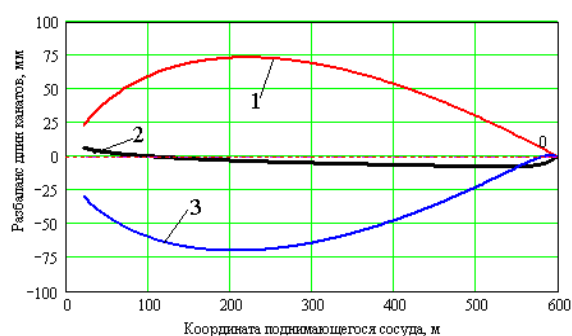
Значения К-критерия на рис. 3в, показывают, что пробуксовки каната по ведущему шкиву происходить не будет, а по отклоняющему шкиву нарушение условий по нескольжению будет происходить по всей высоте подъема.

Цикл 2.1: подъем груженого скипа №1 со стороны отклоняющего шкива (шкив №1 в расчете). Жесткая футеровка ВШ, упругая резина ОШ.

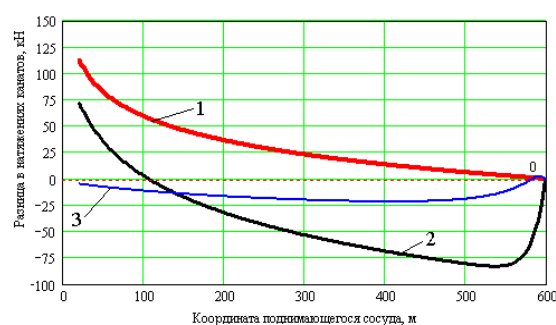
Самый неблагоприятный вариант сочетаний отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах противоположных знаков. Отклонения радиусов желобов №2: ВШ $\Delta R_2^{(2)} = -0,5$ мм; ОШ $\Delta R_2^{(1)} = +0,5$ мм; податливости футеровок шкивов: отклоняющий шкив футерован резиной с податливостью ОШ $\mu_1 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н; футеровка ведущего шкива жесткая ВШ $\mu_2 = 0$ м/Н. Коэффициент трения ОШ $f_1 = 0.35$, ВШ $f_2 = 0.25$.

На рис. 3 – рис. 7 принята нумерация кривых: 1- отклоняющий шкив; 2- ведущий шкив; 3 – нижний предел отклоняющего шкива; 4 – верхний предел отклоняющего шкива; 5 – верхний предел ведущего шкива; 6- нижний предел отклоняющего шкива

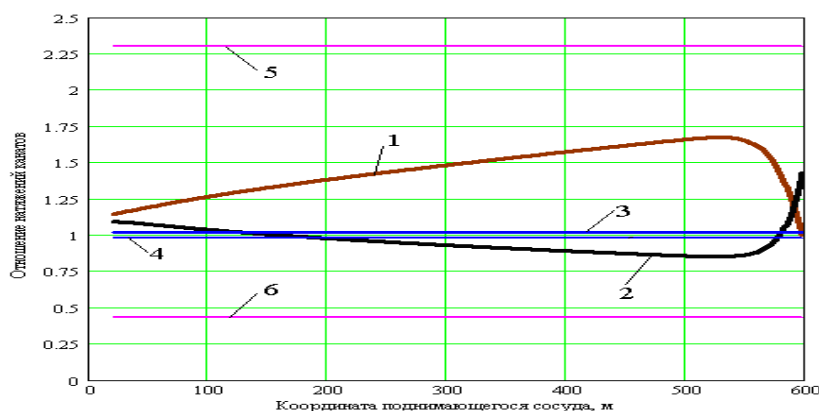
Графики на рис. 4 показывают влияние упругости футеровки отклоняющего шкива на отклонения длин и натяжений канатов в отвесах и струне. Видно, что в процессе подъема груженого скипа в *поднимающемся отвесе* максимальное отклонение **длин** канатов в виде перегрузки достигнет -15 мм при прохождении поднимающимся скипом отметки 598 м-150 м=448 м. В опускающемся отвесе порожнего скипа максимальное отклонение длин канатов в виде ослабления достигнет 13 мм при прохождении опускающимся скипом отметки 170 м.



а) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



б) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



в)

Рис.3. Отклонения длин каната по участкам (а); отклонения натяжений каната (б); значения параметра К-критерия по нескольжению канатов на шкивах (в)

В струне максимальное отклонение длин в виде ослабления до -6 мм достигается в начале подъема, а потом снизится и стабилизируется на уровне 3 мм до конца подъема.

Отклонение *натяжений* канатов в поднимающемся отвесе в виде перегрузки достигает максимума 3 кН в конце подъема при верхнем положении скипа. В опускающемся отвесе ослабление достигнет -10 кН. По мере подъема разбаланс натяжений в нем снижается практически до нуля в конце подъема. В струне максимальная ослабление в начале цикла достигает минимума -63 кН и затем стабилизируется на уровне -28 кН. Сравнение графиков на рис. 3б и рис. 5б показывает, что с резиновой футеровкой выбранной податливости отклонение натяжений в струне снижается в 7 раз.

Рис. 4в показывает, что проскальзывания по ведущему шкиву не происходит по всей глубине ствола. По отклоняющему шкиву условия для проскальзывания реализуются практически на протяжении всего подъема скипа, так как отношение натяжений канатов выходит за допустимые пределы по нескольжению (кривые №4 и №6).

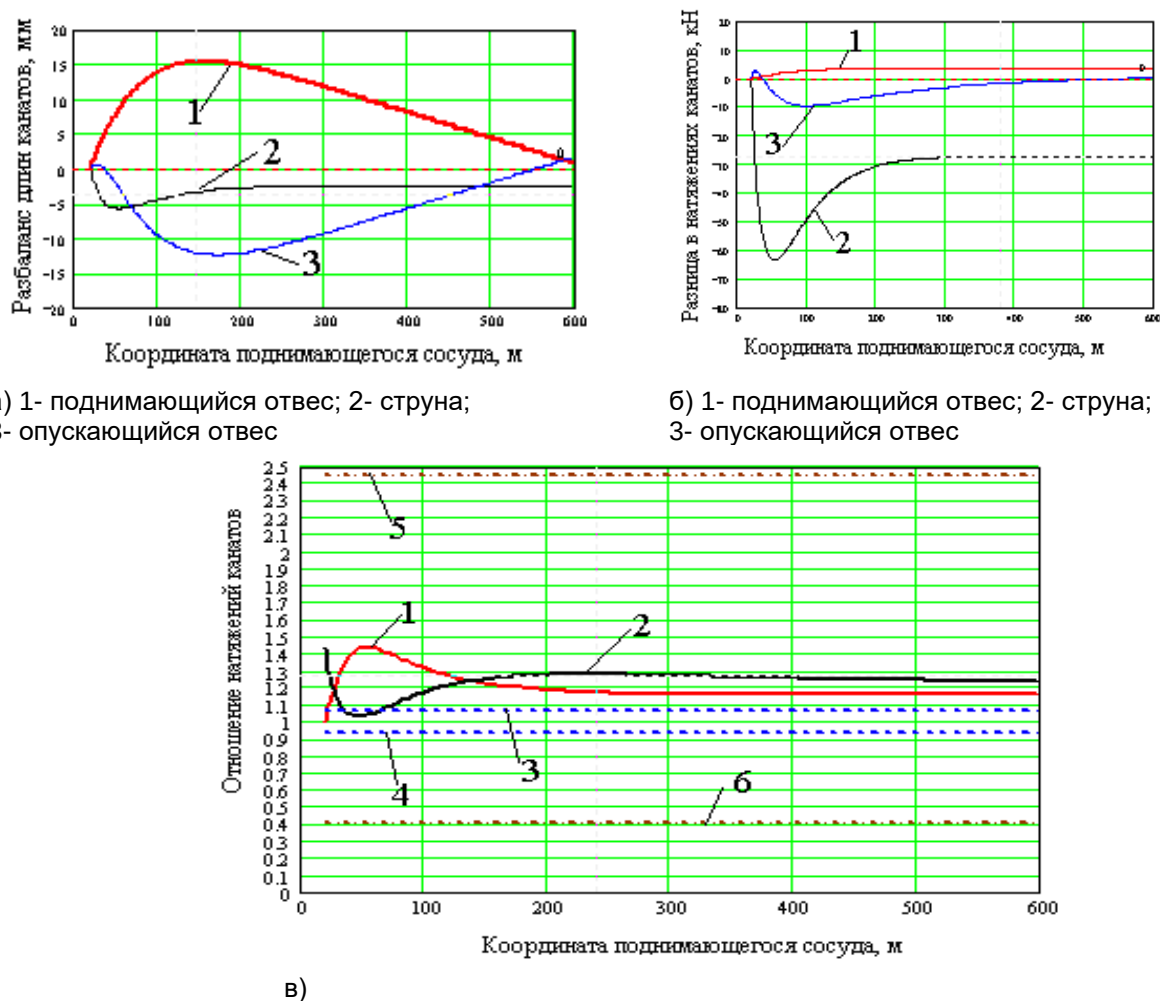
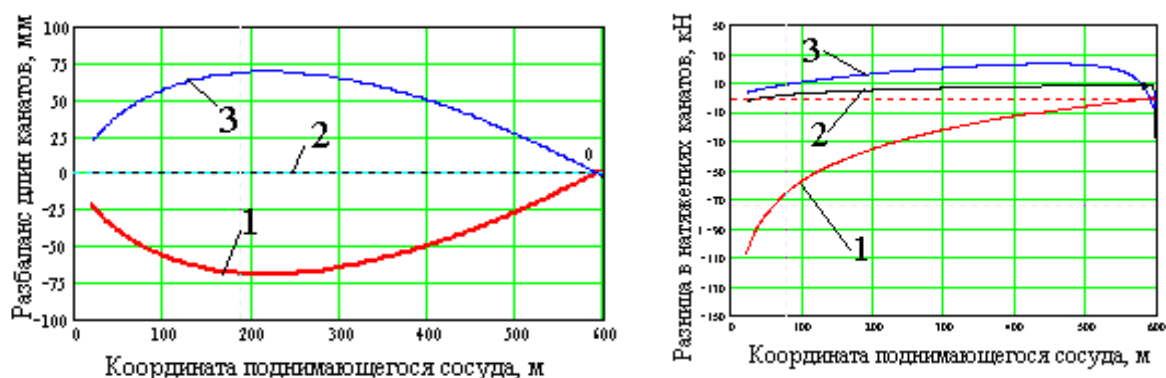


Рис.4. Отклонения длин канатов (а); отношения натяжений канатов на шкивах (б); значения параметра К-критерия по нескольжению канатов на шкивах (в)

Цикл 2.2: подъем груженого скипа №2 со стороны ведущего шкива (шкив №1 в расчете). Самый неблагоприятный вариант сочетаний отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах. Отклонения радиусов желобов №2: ВШ $\Delta R_2^{(1)} = -0,5$ мм; ОШ $\Delta R_2^{(2)} = +0,5$ мм; податливости футеровок шкивов: ОШ $\mu_2 = 0$ м/Н; ВШ $\mu_1 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н (футеровки ОШ резиновая). Коэффициент трения ОШ $f_2 = 0.35$, ВШ $f_1 = 0.25$.

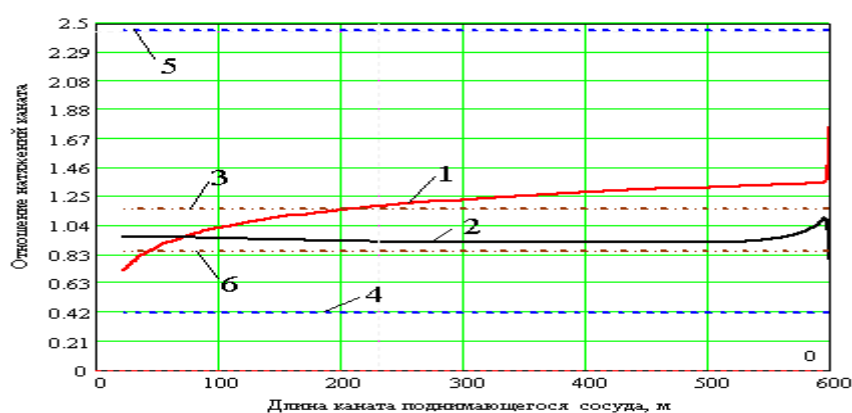
Результаты, представленные на рис. 5, показывают влияние упругости футеровки отклоняющего шкива на отклонения длин и натяжений канатов в отвесах и струне.

Видно, что в процессе подъема груженого скипа в поднимающемся отвесе максимальное отклонение длин канатов в виде ослабления достигнет -70 мм при прохождении поднимающимся скипом отметки -367 м. В опускающемся отвесе порожнего скипа максимальное отклонение длин канатов в виде перегрузки достигнет +70 мм при прохождении опускающимся скипом отметки 204 м. В струне максимальное отклонение длин в виде перегрузки до +1 мм остается постоянным по всей глубине ствола.



а) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес

б) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



в)

Рис.5. Отклонения длин канатов, мм (а); отношения натяжений канатов на шкивах (б); значения параметра К-критерия по нескольжению канатов на шкивах (в)

Отклонение натяжений канатов в поднимающемся отвесе в виде ослабления достигает максимума -110 кН в конце подъема при верхнем положении скипа. В опускающемся отвесе начальное ослабление в -4 кН на коротком участке переходит в перегрузку максимальная перегрузка каната 23 кН реализуется в начале подъема скипа внизу ствола в районе отметки -447 м. По мере подъема разбаланс натяжений снижается до 4 кН в конце подъема. В струне максимальная ослабление в начале цикла на коротком участке переходит в перегрузку до 9 кН достигается в начале подъема на отметке -590 м, и достигает минимума -1,7 кН в конце цикла. Сравнение графиков на рис. 3б и рис. 5б показывает, что с резиновой футеровкой выбранной податливости отклонение натяжений в струне снижается в 7 раз.

Рис. 5в показывает, что проскальзывания по ведущему шкиву не происходит по всей глубине ствола. По отклоняющему шкиву проскальзывание происходит только в самом начале цикла на протяжении 2 м подъема скипа, после чего отношение натяжений канатов входит в допустимые пределы по нескольжению (кривые №4 и №6).

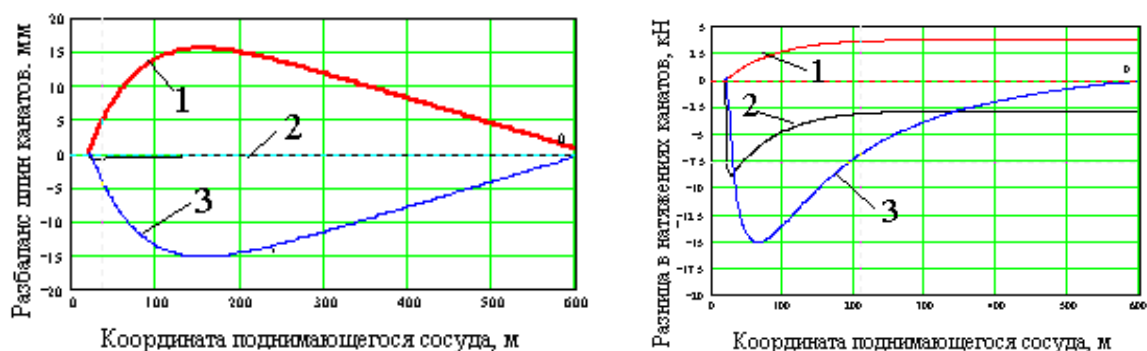
Таким образом, даже в самых неблагоприятных сочетаниях отклонений радиусов +/- 0,5 мм на обоих шкивах противоположных знаков резиновая футеровка позволяет при подъеме груженого скипа со стороны ведущего шкива исключить пробуксовку каната по отклоняющему шкиву.

Цикл 3.1: подъем груженого скипа №2 со стороны отклоняющего шкива (шкив №1 в расчете). Футеровки ОШ и ВШ из упругой резины

Самый неблагоприятный вариант сочетаний отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах. Отклонения радиусов желобов №2: ВШ $\Delta R_2^{(1)} = -0,5$ мм; ОШ $\Delta R_2^{(2)} = +0,5$ мм; податливости футеровок шкивов: отклоняющий шкив футерован резиной с податливостью ОШ $\mu_1 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н; футеровка ведущего шкива упругая ВШ $\mu_2 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н. Коэффициент трения ОШ $f_1 = 0.35$, ВШ $f_2 = 0.35$.

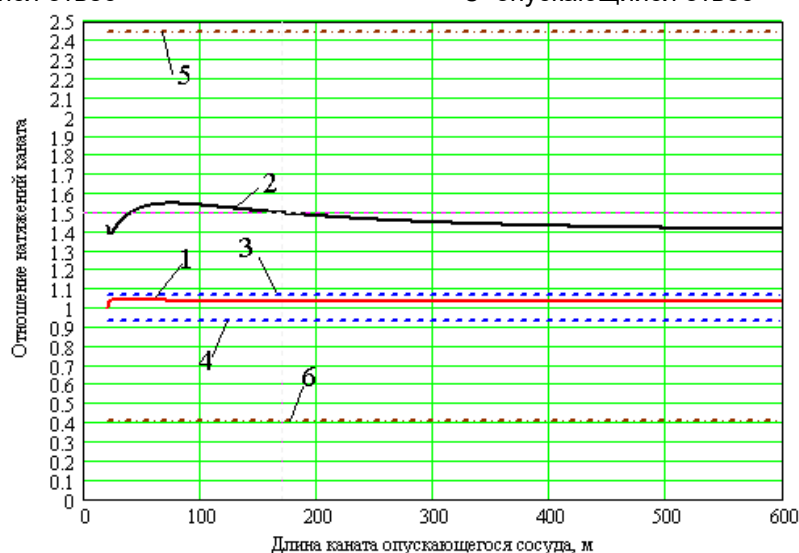
Исследуем влияние упругости резиновой футеровки ведущего шкива на возможность проскальзывания канатов по отклоняющему шкиву на полном цикле спуска/подъема скипов.

Результаты, представленные на рис. 6, показывают влияние упругости футеровки ведущего и отклоняющего шкивов на отклонения длин и натяжений канатов в отвесах и струне. Видно, что в процессе подъема груженого скипа в поднимающемся отвесе максимальное отклонение длин канатов в виде перегрузки достигает 15 мм при прохождении поднимающимся скипом отметки -350 м.



а) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес

б) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



в)

Рис.6. -Отклонения длин канатов, мм (а); отношения натяжений канатов на шкивах (б); значения параметра К-критерия по нескольжению канатов на шкивах (в)

В опускающемся отвесе порожнего скипа максимальное отклонение длин канатов в виде ослабления так же не превышает -15 мм при прохождении опускающимся скипом отметки -150 м. В струне максимальное отклонение длин в виде перегрузки до +/-1 мм остается постоянным по всей глубине ствола.

Отклонение натяжений канатов в поднимающемся отвесе в виде перегрузки медленно нарастает до максимума 15 кН и с отметки -350 м положения поднимающегося скипа остается постоянным. В опускающемся отвесе начинается интенсивное нарастание ослабления каната до -15 кН на коротком участке до отметки -65 м, которое затем медленно снижается и к концу подъема натяжения в канатах выравниваются. В струне максимальное ослабление в начале цикла на коротком участке достигает максимума -9 кН на отметке опускающегося скипа -35 м и затем медленно снижается и с отметки -300 м остается постоянным -2 кН до конца цикла. Сравнение графиков на рис. 5б и рис. 6б показывает, что с резиновой футеровкой ведущего шкива выбранной податливости отклонение натяжений в струне снижается в 4 раза.

Рис. 6в показывает, что проскальзывания по ведущему и отклоняющему шкивам не происходит по всей глубине ствола.

Таким образом, даже в самых неблагоприятных сочетаниях отклонений радиусов +/-0,5 мм на обоих шкивах противоположных знаков резиновая футеровка выбранной податливости позволяет при подъеме груженого скипа со стороны отклоняющего шкива исключить пробуксовку каната по отклоняющему шкиву и снизить разбаланс натяжений на участках отвесов.

Цикл 3.2: подъем груженого скипа №2 со стороны ведущего шкива (шкив №1 в расчете). Самый неблагоприятный вариант сочетаний отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах. Отклонения радиусов желобов №2: ВШ $\Delta R_2^{(1)} = +0,5$ мм; ОШ $\Delta R_2^{(2)} = -0,5$ мм; податливости футеровок шкивов: отклоняющий шкив футерован резиной с податливостью ОШ $\mu_1 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н; футеровка ведущего шкива упругая ВШ $\mu_2 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н. Коэффициент трения ОШ $f_1 = 0.35$, ВШ $f_2 = 0.35$.

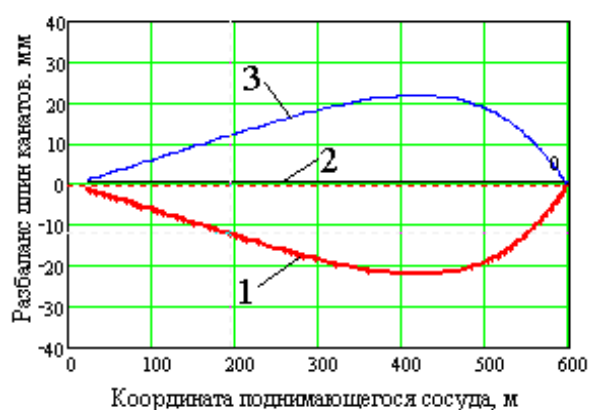
Из рис. 7 видно, что в процессе подъема груженого скипа в поднимающееся отвесе максимальное отклонение длин канатов в виде ослабления достигнет -22 мм при прохождении поднимающимся скипом отметки -178 м. В опускающемся отвесе порожнего скипа максимальное отклонение длин канатов в виде перегрузки достигнет +22 мм при прохождении опускающимся скипом отметки 407 м. В струне максимальное отклонение длин в виде перегрузки до +1 мм остается постоянным по всей глубине ствола.

Отклонение натяжений канатов в поднимающемся отвесе в виде ослабления достигает максимума -7 кН и остается постоянным до конца подъема. В опускающемся отвесе на коротком участке 50 м перегрузка возрастает до +17 кН. По мере подъема разбаланс натяжений снижается до 0,1 кН в конце подъема. В струне на протяжении 10 м перегрузка резко возрастает до 9 кН достигается в начале подъема на отметке -590 м, и медленно снижаясь достигает минимума 5 кН в конце цикла. Сравнение графиков на рис. 4б и рис. 7б показывает, что с резиновой футеровкой ведущего шкива выбранной податливости отклонение натяжений в струне снижается в 7 раз.

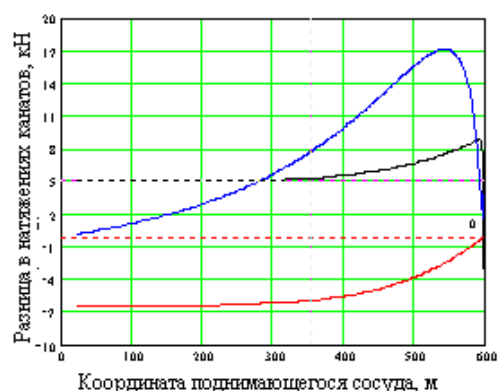
Рис. 7в показывает, что проскальзывания по ведущему и отклоняющему шкивам не происходит по всей глубине ствола.

Таким образом, даже в самых неблагоприятных сочетаниях отклонений радиусов $\pm 0,5$ мм на обоих шкивах противоположных знаков резиновая футеровка ведущего и отклоняющего шкивов позволяет при подъеме груженого скипа со стороны ведущего шкива исключить пробуксовку каната по отклоняющему шкиву и снизить разбаланс натяжений на участках отвесов.

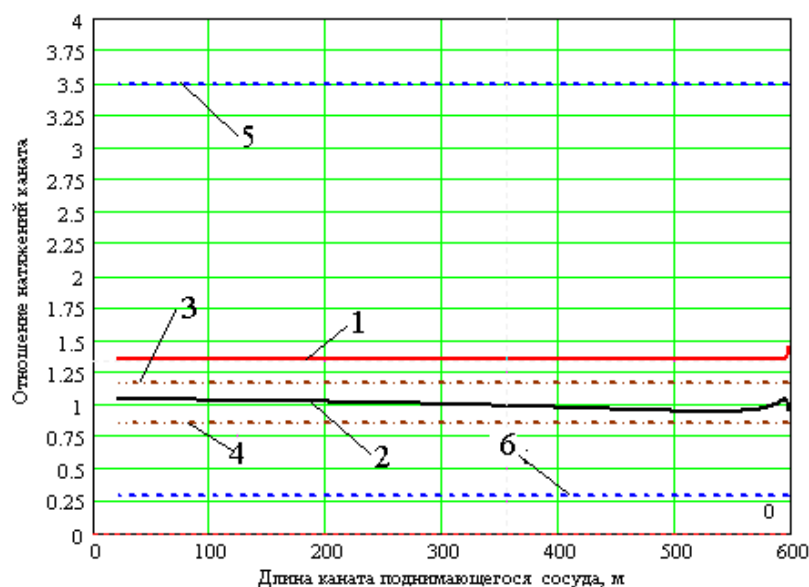
В системе с 2-мя шкивами барабанного типа появляется практическая необходимость определения разности радиусов перемотки каждого каната по обоим шкивам в промышленных условиях.



а) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



б) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



в)

Рис.7. Отклонения длин канатов, мм (а); отношения натяжений канатов на шкивах (б); значения параметра К-критерия по нескольжению канатов на шкивах (в)

В ШПУ с отдельными отклоняющими шкивами (одним ведущим барабанным шкивом) это проводится согласно положениям документа [2]. Приведенные результаты показали, что при разных сочетаниях отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах отклонения натяжений и длин канатов в струне и отвесах могут быть совершенно различными. Поэтому прямое применение «метода меток» [2] к двухшкивной системе не может дать полностью адекватных результатов при переходе меток в сбегаящий отвес.

Решение этих же задач с учетом пробуксовки канатов при нарушении условий Эйлера и разных значений коэффициентов трения покоя и трения скольжения показало, что, если в данной подъемной установке на отклоняющем шкиве, в силу принятых параметров системы, начался процесс пробуксовки, то он продолжается до конца подъема.

В реальных условиях можно расширить область допусков на отклонение радиусов желобов за счет повышения коэффициента трения футеровки отклоняющего шкива, то есть повышение значения параметра экспоненты. В этом случае в системе даже при достаточно больших отклонениях натяжений в струне не будет происходить пробуксовки канатов. В отвесах разбаланс натяжений не будет превышать действующие нормативные значения.

Возникает естественный вопрос: как на действующем подъеме определить *начальные значения* отклонений длин или *натяжений* в *промежуточных ветвях* между шкивами для последующего использования в автоматических расчетах при наличии датчиков натяжений только в отвесах на подъемных сосудах. Для этой цели можно только применить частотный или волновой методы с любым прибором-частотомером из выпускающихся в серийном производстве. В системе подъема с несколькими барабанными шкивами и промежуточными струнами определить отклонения длин и натяжений, а значит, и рассчитать текущее значение запасов по нескольжению каждого каната можно только путем математического моделирования на основании приведенных выше уравнений.

При анализе полученных результатов расчета следует учитывать, что изменение радиуса перемотки каната является суммой нескольких процессов:

- 1- изменение «геометрического» радиуса желоба в процессе истирания футеровки (если материал футеровки может считаться абсолютно жестким в пределах действующих нагрузок);
- 2 -упругое изменение радиуса при податливой футеровке под действием радиального давления. Так как давление меняется по дуге окружности, то просадка футеровки больше на том участке дуги, где давление (натяжение) каната больше. Следовательно, можно говорить только о каком-то усредненном, «эквивалентном упругом» изменении радиуса, если считать в модели, что желоб сохраняет на дуге охвата форму цилиндра постоянного радиуса. В то же время регулировка геометрических радиусов методом проточки возможна только по цилиндрической поверхности постоянного радиуса;
- 3 -изменение радиуса перемотки за счет сплющивания каната в желобе и приближения его нейтральной линии к оси вращения шкива.

4 - изменение радиуса перемотки за счет изменения диаметра каната по его длине в пределах допуска по Техническим условиям.

При этом каждый из этих геометрических параметров зависит от разных физических параметров системы «желоб-канат». Первый зависит только от истираемости футеровки. Второй должен зависеть от натяжений как в набегающей, так и в сбегающей ветвях, но модель этой зависимости не известна. Зависимость только от натяжения в набегающей ветви является общепринятой и использована в работе [1]. Зависимость от суммы двух натяжений использована в работах [12, 13]. В общем случае, предполагается наличие некоторого коэффициента влияния натяжения в сбегающей ветви, который должен быть тем больше, чем больше податливость (меньше жесткость) футеровки. Третий должен зависеть от натяжения каната в сбегающей и набегающей ветвях одновременно, от формы желоба и степени погружения в него поперечного сечения каната. То есть от степени поперечной стесненности сечения каната, препятствующей его сплющиванию. Четвертый является случайным фактором, который формируется на заводе-изготовителе, фиксируется при навеске и сохраняет свое значение при дальнейшей эксплуатации, медленно изменяясь с течением времени.

Этот анализ показывает, что единственными доступными для корректировки в промышленных условиях параметрами являются изменение «геометрического радиуса» и податливости материала футеровки желобов.

Как видно из принятых в настоящее время методик корректировки радиусов, величина диапазона регулировки отклонения геометрических радиусов имеет порядок от 0,1 мм до 1,0-2,0 мм. При радиусе шкива порядка 1,5 м... 2,5 м такая точность корректировки является технически достаточно сложной задачей.

В подъемных установках с несколькими многоканатными шкивами, оснащенными системами непрерывного контроля натяжений каждого каната, для определения радиусов навивки канатов на каждом шкиве можно воспользоваться аналитическими зависимостями между отклонениями натяжений, отклонениями длин и отклонениями радиусов желобов, вытекающими из приведенных выше уравнений.

После необходимых преобразований найдем выражение для геометрического отклонения радиусов первого по ходу поднимающегося каната шкива:

$$\Delta R_i^{(1)} = \frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}{EF} \cdot \left[\frac{d \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1)}{d \varphi_1} + \left(F_{11}(\varphi_1) - \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1} \right) \cdot \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) \right] \quad (7)$$

В правой части этого выражения стоит производная от функции отклонений натяжений канатов. При автоматической цифровой обработке непрерывных показаний датчиков натяжений ее не сложно вычислять численным методом. Эта формула является универсальной по отношению к значениям входящих в нее параметров и обрабатывается одним алгоритмом во всех случаях.

Можно так же воспользоваться тем, что первые уравнения систем (1) и (2) допускают аналитические решения. Однако эти решения являются различными для случаев упругой и жесткой футеровок и не могут автоматически переходить одно в другое при подстановке в них соответствующих значений жесткости в одном алгоритме обработки.

Соответственно, выражения для отклонений радиусов желобов первого шкива со стороны набегающего отвеса будут:

для упругой футеровки

$$\Delta R_i(\varphi) = \frac{\mu_1 \cdot \left[\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) - \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1^0) \cdot \left(\frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}{l_1^0} \right) \right] \frac{EF \cdot \mu_1}{R_{cp}^{(1)}}}{1 - \left(\frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}{l_1^0} \right) \frac{EF \cdot \mu_1}{R_{cp}^{(1)}}} \quad (8)$$

для жесткой футеровки

$$\Delta R_i^{(1)} = \frac{\left[\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) - \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1^0) \right] \cdot R_{cp}^{(1)}}{EF \cdot \ln \left(\frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}{l_1^0} \right)} \quad (9)$$

Таким образом, мы имеем три альтернативные расчетных формулы для определения отклонений радиусов желобов первого по пути подъема шкива многоканатной установки с двумя шкивами барабанного типа: (7), (8) и (9). Их применение возможно только в том случае, когда испытуемый шкив находится со стороны поднимающегося сосуда. Это значит, что процедуру расчета радиусов шкивов необходимо синхронизировать с циклами подъема соответствующего сосуда или проводить их в специальном тестовом режиме. Решение о применении той или иной из этих формул зависит от упругости футеровки шкивов и определяется на этапе разработки рабочих алгоритмов программного обеспечения автоматической системы контроля натяжений канатов. При нижнем положении сосуда натяжение каждого каната является начальным для процесса дальнейшего разбаланса натяжений и длин.

Сложнее обстоит дело в установках с двумя копровыми шкивами барабанного типа. Этим методом можно определить только геометрические значения отклонения радиусов на крайних копровых шкивах, а для основного шкива даже применение метода меток из-за влияния смежных копровых шкивов даст некорректные результаты.

Проиллюстрируем применение формул (7), (8) и (9) на рассматриваемой подъемной установке для определения радиуса желоба на ОШ с резиновой футеровкой (Цикл 1.1.) Из рис. 8 видно, что, используя данные измерений натяжений канатов в любой точке ствола можно достоверно рассчитать геометрические отклонения радиусов для шкива с упругой футеровкой только по формулам (7) и (8). Формула (9) дает значения отклонений, значительно заниженные против реальных, так как упругость футеровки уменьшает значения полных отклонений натяжений и формула дает соответственно меньшие значения отклонений радиусов.

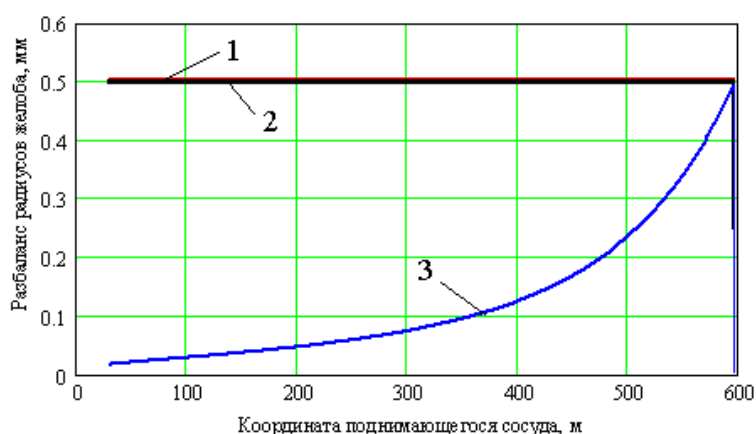


Рис.8. Расчет отклонения радиуса желоба на отклоняющем шкиве с упругой футеровкой
1- формула (7); 2- формула (8); 3- формула (9)

На рис. 9 приведены результаты расчета отклонений радиуса желоба ведущего шкива с жесткой футеровкой при обратном цикле подъема скипа с его стороны.

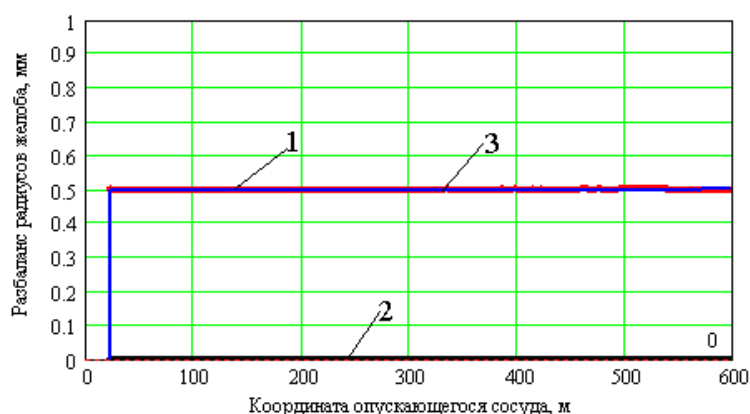


Рис.9. Расчет отклонения радиуса желоба на ведущем шкиве с жесткой футеровкой
1- формула (7); 2- формула (8); 3- формула (9)

Из рис. 9 видно, что в этом случае формула (8) не применима, так как в ней возникает неопределенность, связанная с необходимостью вычисления предельного перехода при податливости стремящейся к нулю. Результатом предельного перехода является формула (9), которая дает точные значения отклонений радиуса по шкиву с ведущему шкиву с жесткой футеровкой.

Традиционно, на практике, система контроля радиусов желобов, как правило, применяется только на ведущем шкиве с футеровкой, имеющей очень большую радиальную жесткость. Мониторинг отклонений радиусов желобов моноблочного

отклоняющего шкива не применяется, хотя приведенные выше расчеты показали, что именно эти отклонения являются основной причиной систематической пробуксовки канатов по его желобам срывного характера, рывков подъемного сосуда в вертикальной плоскости, горизонтальных ударов сосудов по проводникам армировки.

Если при подъеме идет пробуксовка какого-либо каната по одному из шкивов, то значения натяжений и их отклонений не удовлетворяют приведенным выше дифференциальным уравнениям, а формулы для расчета отклонений радиусов дают ложные результаты. Таким образом, для достоверного определения отклонений радиусов на отклоняющем шкиве надо добиться отсутствия проскальзывания хотя бы на некотором протяженном участке ствола и брать в расчет значения отклонений натяжений на этом участке.

Следует иметь в виду, что все приведенные формулы являются очень чувствительными к неизбежным погрешностям в определении исходных параметров (коэффициентов податливости футеровок, отклонений натяжений канатов, синхронности измерения текущих координат сосудов с показаниями измерительных датчиков натяжений на подъемном сосудах, погрешностей в определении коэффициентов тарировки измерительных каналов системы контроля натяжений и их стабильности при длительной эксплуатации в сложных технических условиях шахтного ствола и пр.). Малые отклонения во входных параметрах вызывают большие отклонения в результатах расчета. Поэтому их прямое применение в расчетах путем автоматической подстановки данных с измерительной аппаратуры приводит к ошибочным результатам с большой погрешностью, неприемлемой для практического применения.

Эта ситуация требует разработки и использования для условий конкретного подъема специальной математической процедуры «настройки» приведенной математической модели, а так же специальной предварительной обработки исходных сигналов, приходящих с аппаратуры на подъемном сосудах и с аппаратуры управления подъемной машиной и, кроме того, определенного тестового режима движения сосудов, методики измерения начальных натяжений в струне канатов и расчета необходимых констант. Естественно, что эти результаты справедливы так же для традиционной установки с отдельными отклоняющими и одним ведущим многоканатным шкивом.

Выводы

1. Если отклонения радиусов ведущего и отклоняющего шкивов под канатом от средних значений являются одного знака, то в системе «отвес – струна - отвес канатов - шкивы» создаются условия для минимального разбаланса натяжений в процессе подъема.
2. Если отклонения радиусов ведущего и отклоняющего шкивов под канатом от средних значений имеют разные знаки, то в системе «отвес – струна - отвес канатов - шкивы» создаются условия для максимального разбаланса натяжений в процессе подъема и пробуксовки канатов по шкивам.
3. Использование разработанного математического обеспечения позволяет автоматизировать процесс расчета необходимой коррекции радиусов

канатоведущих желобов и длин канатов как в установках с несколькими моноблочными шкивами, так и в установках с одним многоканатным шкивом.

Литература

1. Нестеров, П.П. Безуравнительный многоканатный подъем. / П.П. Нестеров, Ю.П. Шабанов-Кушнарченко, Н.К. Гончаренко. – Киев: Гостехиздат УССР, 1963. – 475 с.
2. Руководство по контролю и регулировке распределения нагрузки между головными канатами многоканатных подъемных установок. РТМ 07.015-82.- Донецк: ВНИГМ им. М.М. Федорова.- 1983.-39 с.
3. Бежок, В.Р. Шахтный подъем. / В.Р. Бежок, В.И. Дворников, И.Г. Манец, В.А. Пристром.- Изд. Юго-Восток. 2007. – 623 с.
4. Манец, И.Г. Техническое обслуживание и ремонт шахтных стволов. Изд. 5. Т. 2. / И.Г. Манец, Б.А. Грядущий, В.В. Левит / Под общей редакцией С.А. Сторчака. – Донецк: «Світ книги», 2012.-457 с.
5. CPM Cuprum-Projekt we Wrocławiu. Technologia kontroli naciągu lin nośnych trójpodestowego pomostu roboczego proj. 4044. I1.4.24-51.0 Wrocław 2008.
6. Zygmunt A., Twardak E. Art. pt. Bezpośredni pomiar sił w nowej technologii monitoringu naciągu lin nośnych i przewodniczo - nośnych wiszących pomostów roboczych w głębinowych szybach, jako skuteczna metoda zapewnienia właściwego rozkładu sił w poszczególnych linach. // Międzynarodowa Konferencja Naukowo - Techniczna Bezpieczeństwo Pracy Urządzeń Transportowych w Górnictwie Organizowana przez Centrum Badań i Dozoru Górnictwa w Łędzinach, 2008.
7. Twardak E.: Wizualizacja kontroli naciągu lin nośnych i przewodniczo - nośnych wiszących pomostów roboczych na przykładzie głębinowego szybu SW-4 zlokalizowanego w KGHM "Polska Miedź" - 2009.
8. Dlubis P., Nowak M., Tytko A. Krzywe zużycia zmęczeniowego lin wyciągowych – przebiegi rzeczywiste i ich komputerowe modelowanie. // Materiały 3 Konferencji Naukowo-Technicznej Transport Szybowy 2007. KOMAG, Gliwice, 2005.
9. Nowacki J., Tytko A. Zużycie zmęczeniowe lin nośnych górniczych wyciągów szybowych jako skutek zmiany długości skoku // Materiały 4 Konferencji Naukowo-Technicznej Transport Szybowy, 2007.
10. Plachno M. Nowe metody projektowania i eksploatacyjnej kontroli zbrojenia pionowych szybow górniczych. Monografie Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki AGH, Kraków, 2005.
11. Ильин, С.Р. Перераспределение усилий между канатами при многоканатном подъеме грузов / Деп. ВИНТИ. №3288-B87. М. 1987 -11с.

12. Белобров, В.И. Динамика шахтного подъема / В.И. Белобров, В.А. Дзензерский, В.И. Самуся, С.Р. Ильин. – Днепропетровск: Изд. Днепропетровского университета, 2000 – 380с.
13. Трибухин, В.А. Причины возникновения вибраций элементов многоканатной подъемной установки башенного расположения и пути их устранения / В.А. Трибухин, А.С. Мельничук, А.В. Демченко, П.Н. Гончаров // Сборник научных трудов. ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова»: Проблеми експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. -Вып.106.-Донецк, 2012.-С. 56-64.

O strumieniu mocy w silniku lub w układzie napędowym

Zygmunt Paszota - Gdansk University of Technology, Poland

Streszczenie: W silniku lub w układzie napędowym, wielkość strumienia mocy rośnie w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy. Straty energetyczne i sprawność energetyczna silnika lub układu napędowego powinny być przedstawiane jako funkcje wielkości fizycznych niezależnych od strat. Takimi wielkościami są prędkość i obciążenie silnika. Jednakże obraz strumienia mocy w silniku lub w układzie napędowym jest przedstawiany w literaturze w formie tradycyjnego wykresu Sankey'a spadku mocy zgodnego z kierunkiem przepływu mocy. Artykuł nawiązuje do wykresu Matthew H. Sankey'a zamieszczonego w jego referacie „The Thermal Efficiency of Steam Engines” z roku 1898. Przedstawiony jest także wykres wzrostu mocy w kierunku przeciwnym do kierunku przepływu mocy. Wykres ten, zastępujący wykres Sankey'a, otwiera nową perspektywę badań mocy strat energetycznych i sprawności energetycznej silników i układów napędowych.

On power stream in motor or in drive system

Abstract: In a motor or in a drive system the quantity of power increases in the direction opposite to the direction of power flow. Energy losses and energy efficiency of a motor or a drive system must be presented as functions of physical quantities independent of losses. Such quantities are speed and load. But the picture of power stream in a motor or in a drive system is presented in the literature in the form of traditional Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow. The paper refers to Matthew H. Sankey's diagram in his paper „The Thermal Efficiency of Steam Engines” of 1898. Presented is also a diagram of power increase in the direction opposite to the direction of power flow. The diagram, replacing the Sankey diagram, opens a new perspective of research into power of energy losses and efficiency of motors and drive systems.

1. Introduction

Energy losses and energy efficiency of a motor or a drive system should be presented as dependent on the physical quantities independent of the losses. Such independent quantities are speed and load of the motor shaft required by the machine or device driven by the motor. The momentary speed and load decide of the momentary motor useful power and, in a differentiated way, of the kinds and momentary sizes of the losses. However, the energy losses and energy efficiency of motors are determined by researchers and manufacturers as dependent on physical quantities which depend on the losses. For instance, the energy efficiency of motors used in hydrostatic drive are presented as dependent on the flow intensity of motor feeding liquid and on the decrease of pressure in the motor. A reason of such situation is the traditional, commonly accepted and used, but unfortunately erroneous picture of power stream in the motors and in drive systems presented in the literature by means of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow [2, 3].

2. Drive investigations carried out by Matthew H. Sankey

Matthew H. Sankey was an Irish mechanical engineer and captain in the Corps of Royal Engineers where he did research into increase of energy efficiency of steam engines. He was a member of the British Institution of Civil Engineers. His extensive paper *The Thermal Efficiency of Steam Engines*, where he presented diagrams of power flow in a drive system, was published in the „Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers” in 1898. In 1899, Journal of the American Society of Naval Engineers, under the title *The Thermal Efficiency of Steam Engines*, concluded: „One of the most important engineering papers published in recent years was the report of the committee appointed by the Institution of Civil Engineers to consider and report to the council upon the subject of the definition of a standard or standards of thermal efficiency for steam engines. We print the main portion below as given in the Proceedings of the above society” [1].

In his paper, captain Sankey presented two diagrams of power flow in the investigated, actual and idealized, steam plants. The diagrams are shown in figure1.

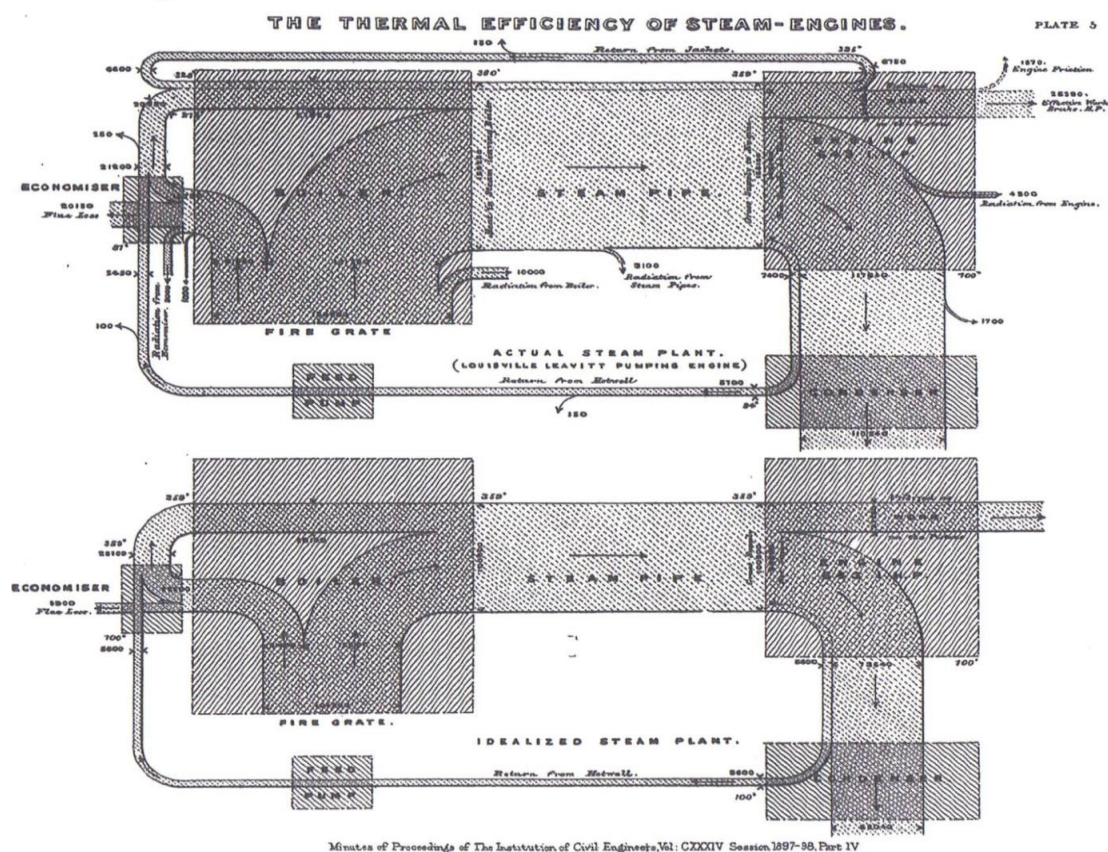


Fig. 1. Diagrams of power decrease in steam plant (actual and idealized) investigated by Sankey, presented in [1]

Sankey writes about the diagrams:

„The boiler, the engine, the condenser and air pump, the feed pump and economizer, are indicated by rectangles upon the diagram. The flow of heat is shown as a stream, the width of which gives the amount of heat entering and leaving each part of the plant per unit of time; the losses are shown by the many waste branches of the stream. Special attention is called to the one (unfortunately small) branch which represents the work done upon the pistons of the engine”.

In the case of smaller power losses, which occur in the idealized steam plant, Sankey shows slight increase of useful power of the engine and also decrease of power consumed by the engine (in steam pipe) and decrease of power consumed by the boiler. In effect, the energy efficiency of steam plant is increased.

From the power flow diagrams in figure 1 and from the above quoted Sankey's comment, it may be concluded, that power losses are treated as wasted branches of the main stream and weakening that stream and also, that „the work (per unit of time) done upon the pistons of the engine” results from power consumed by the system and powers of losses in the system.

The diagram of power stream in a drive system, adopted by Sankey, is probably an effect of his concentration on the decrease of the main stream of power in the direction of power flow due to energy losses in the system wasted and outwards abstracted.

It can be noticed in Sankey diagrams in figure 1, that the quantity of energy losses in a drive system changes, depending on the system quality, even when the system useful power practically does not change.

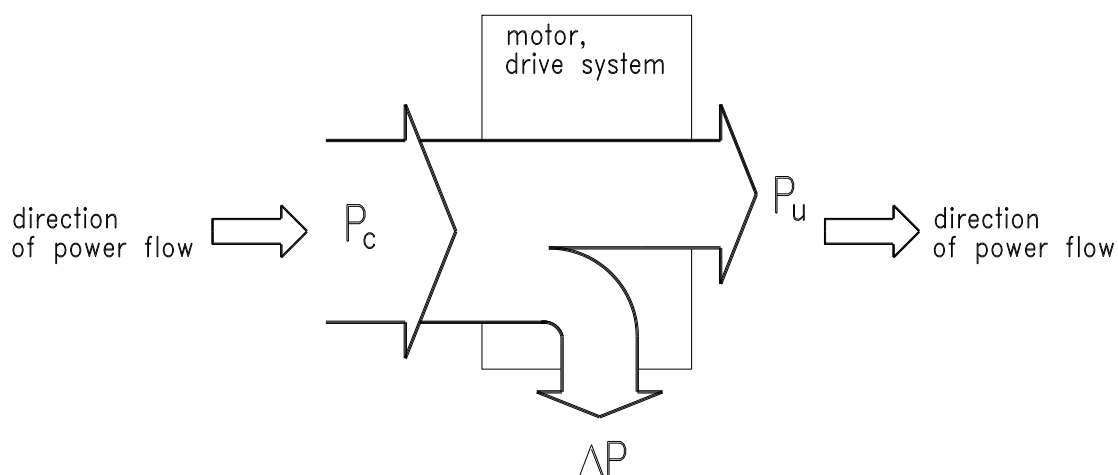
Therefore, it may be assumed, that, depending on whether we deal with an actual or an idealized system, with the same physical quantities describing the drive system useful power (e.g. the same motor shaft speed and load), the consumed input power will change with the power of energy losses.

It may also be assumed that the size of input power consumed by the system will be determined by the required output useful power and powers of energy losses in the system related to its quality.

However, with the Sankey diagram one cannot present energy losses in a drive system as dependent on physical quantities deciding of the system output useful power, present the input consumed power as dependent on the output useful power or describe mathematically the system power of energy losses and energy efficiency as dependent on the motor speed and load in the system.

Maybe, captain Sankey in his considerations did not feel a need to describe mathematically the relations of energy losses in a motor or in a drive system or the relations of energy efficiency to the physical quantities deciding of them.

A simplified diagram of power stream in a motor or drive system, referring to the Sankey diagram, has the form presented in figure 2.



P_c is the consumed (input) power expressed in watts [W],
 P_u is the useful (output) power [W],
 ΔP is the power of losses [W].

Fig. 2. Simplified diagram of decrease of power in motor or drive system in the direction of power flow referring to Sankey diagram presented in figure 1

In accordance with figure 2, the motor (drive system) useful (output) power P_u results from a difference of consumed (input) power P_c and power ΔP of losses:

$$P_u = P_c - \Delta P. \quad (1)$$

A consequence of (1) is connection of power ΔP of energy losses with consumed power P_c and description of the motor or drive system energy efficiency η in the form:

$$\eta = \frac{P_u}{P_c} = \frac{P_c - \Delta P}{P_c} = 1 - \frac{\Delta P}{P_c}. \quad (2)$$

Formula (2), related to the diagram of power decrease presented in figure 2, describing the energy efficiency η , allows only to determine the effectiveness of the use of consumed power P_c in a motor or in a drive system.

The Sankey diagram and the resulting formulae (1) and (2) do not fully describe the physical phenomena occurring in a drive system.

The energy losses, e.g. mechanical, volumetric, pressure losses in a motor or in a drive system, are abstracted outwards in the form of heat. However those different losses depend on the physical quantities deciding directly about them. Simultaneously power of those losses enforce an increase of power stream at the inlet to the system element where they occur in

order to overcome them. The useful power of a drive system must result from the power required of the system by a machine or device driven by it.

The diagram of power stream in a motor or in a drive system should show the physical quantities directly or indirectly deciding of the values of individual losses. Mathematical descriptions of the losses should allow to formulate descriptions of the resulting energy efficiencies. The product of individual efficiencies decides of the energy efficiency of elements and, in effect, of the drive system overall efficiency. However, the Sankey diagram does not give such possibility.

3. Diagram of power increase opposite to the direction of power flow

Evaluation of the energy behaviour of different kinds and sizes of motor or drive systems requires their energy efficiencies to be described and compared as dependent on the motor shaft or piston rod speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and load coefficient $\bar{M}_M$ changing in its operation field ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$). **Maximum values of the speed coefficient $\bar{\omega}_{Mmax}$ and load coefficient $\bar{M}_{Mmax}$ result from the drive system maximum capacity and from the losses, and they outline the operating field limits.**

Figure 3 presents the motor operating field in a drive system.

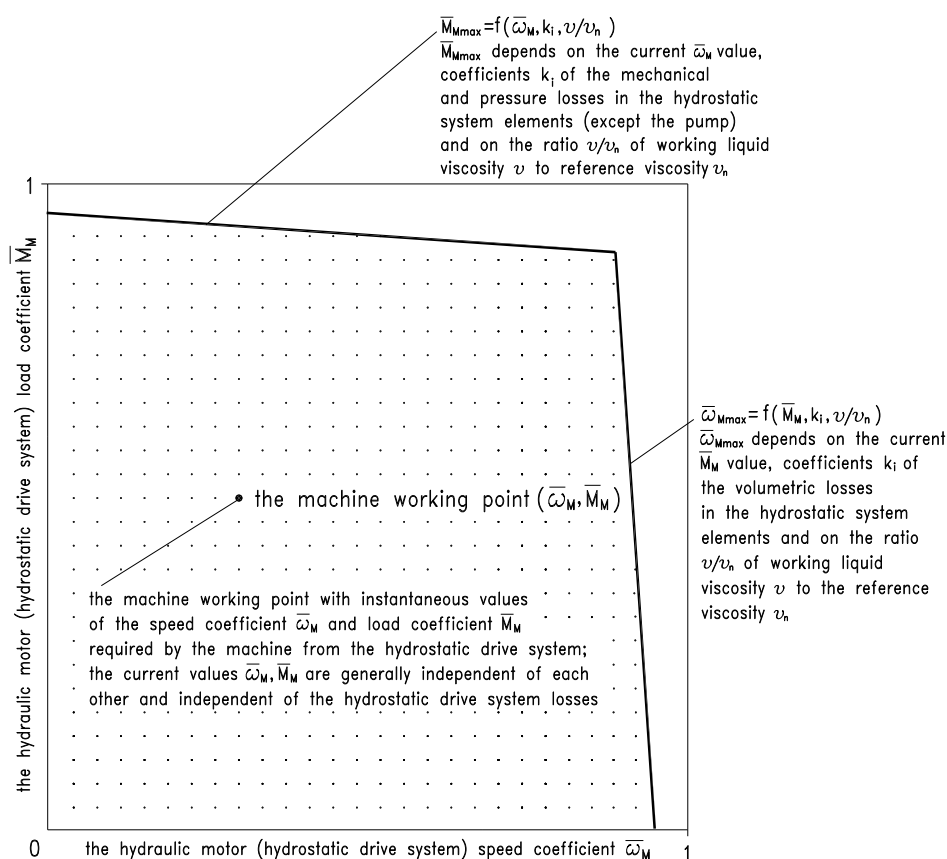


Fig. 3. The range of motor speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and load coefficient $\bar{M}_M$ ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) in a hydrostatic drive system [2]

The current angular speed ω_M (rotational speed n_M) required of a rotational hydraulic motor or the linear speed v_M required of a linear hydraulic motor (hydraulic cylinder), operating in a hydrostatic drive system, are replaced in the energy losses and in the energy efficiency mathematical models by the motor speed non-dimensional coefficient $\bar{\omega}_M$:

$$\bar{\omega}_M = \frac{\omega_M}{\omega_{Mt}} = \frac{n_M}{n_{Mt}} = \frac{\omega_M q_{Mt}}{2\pi Q_{Pt}} = \frac{n_M q_{Mt}}{Q_{Pt}}, \quad (3)$$

or

$$\bar{\omega}_M = \frac{v_M}{v_{Mt}} = \frac{v_M S_M}{Q_{Pt}}. \quad (4)$$

The rotational motor theoretical angular speed ω_{Mt} (rotational speed n_{Mt}) is treated as a constant reference value for the motor current angular speed ω_M (rotational speed n_M). The value ω_{Mt} (n_{Mt}) results from the quotient of theoretical pump capacity Q_{Pt} and theoretical motor absorbing capacity q_{Mt} per one shaft revolution.

The linear motor theoretical speed v_{Mt} is treated as a constant reference value for the motor current speed v_M . The value v_{Mt} results from the quotient of theoretical pump capacity Q_{Pt} and the area S_M of the motor piston.

The current torque M_M required of a rotational motor or current force F_M required of a linear motor, operating in a hydrostatic drive system, are replaced by the motor load non-dimensional coefficient $\bar{M}_M$:

$$\bar{M}_M = \frac{M_M}{M_{Mt}} = \frac{2\pi M_M}{q_{Mt} p_n}, \quad (5)$$

or

$$\bar{M}_M = \frac{F_M}{F_{Mt}} = \frac{F_M}{S_M p_n}. \quad (6)$$

The rotational motor theoretical torque M_{Mt} is treated as a constant reference value for the motor current torque M_M . The value M_{Mt} results from the product of system nominal pressure p_n (in the pump outlet conduit) and motor theoretical absorbing capacity q_{Mt} per one shaft revolution.

The linear motor theoretical force F_{Mt} is treated as a constant reference value for the motor current force F_M . The value F_{Mt} results from the product of system nominal pressure p_n and the area S_M of the motor piston.

A simplified diagram of power stream, showing an impact of useful power P_u , i.e. an impact of speed and load of shaft or piston rod, on the power ΔP of energy losses in motor or in drive system, and in effect on the increase of power in the direction opposite to the direction of power flow and on the consumed power P_c , is presented in figure 4.

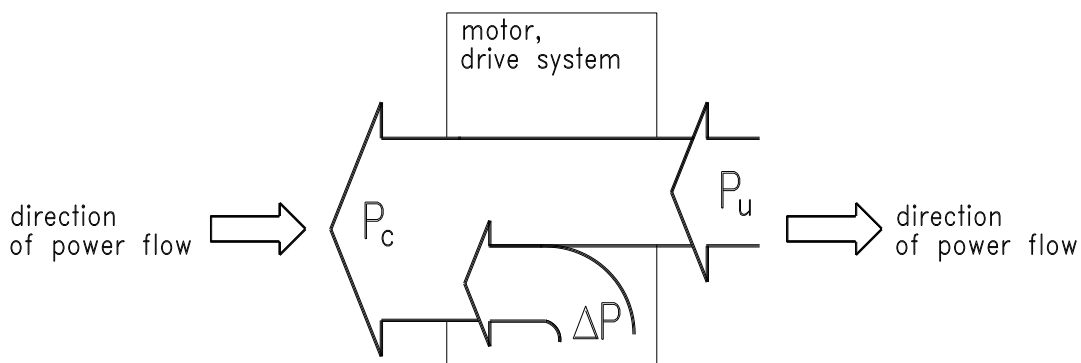


Fig. 4. Simplified diagram of the increase of power in motor or in drive system opposite to the direction of power flow, replacing the Sankey diagram presented in figure 1

In a motor or in a drive system, the quantity of power increases, in order to overcome the power of energy losses, in the direction opposite to the direction of power flow.

The useful (output) power P_u of motor or drive system, operating in the $(0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M\max}, 0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M\max})$ field, is independent of power ΔP of losses in the motor or in drive system, and it results from momentary values of the speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and load coefficient $\bar{M}_M$ required by the driven device:

$$P_u = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M). \quad (7)$$

Power ΔP of losses in the motor or in the drive system depends on the system structure and on quality of its components and, in a differentiated way, on momentary values of motor speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and load coefficient $\bar{M}_M$ changing in the $(0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{M\max}, 0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{M\max})$ range:

$$\Delta P = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M). \quad (8)$$

The consumed (input) power P_c of motor or drive system results from the sum of useful power P_u and power ΔP of losses:

$$P_c = P_u + \Delta P = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M). \quad (9)$$

A consequence of (8) and (9) is description of the motor or drive system energy efficiency η as dependent on $\bar{\omega}_M$ and $\bar{M}_M$:

$$\eta = \frac{P_u}{P_c} = \frac{P_u}{P_u + \Delta P} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta P}{P_u}} = f(\bar{\omega}_M, \bar{M}_M). \quad (10)$$

Formula (10) describing the energy efficiency η , in comparison with formula (2), allows not only to determine the effectiveness of the use of consumed power P_c in the motor or in the drive system, but also to describe mathematically the dependence of the momentary value of useful power P_u , power ΔP of losses and, in effect, consumed power P_c and momentary value η of energy efficiency on the speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and load coefficient $\bar{M}_M$ of the motor shaft or piston rod.

In the hydrostatic drive [4], energy investigations of pump and hydraulic motor as independent machines consist in determination of the k_i coefficients of pressure, volumetric and mechanical losses. The k_i coefficients are used in mathematical descriptions of the relations of individual losses to the physical quantities directly deciding of them. The pressure, volumetric, mechanical and overall energy efficiency characteristics of those machines are determined in parallel with evaluation of the overall efficiency of a hydrostatic system where they are used. Knowledge of the values of k_i coefficients of losses in elements of hydrostatic system allows to obtain, by numerical method, the pump η_{Pp} , η_{Pv} , η_{Pm} and η_P efficiencies, hydraulic motor η_{Mp} , η_{Mv} , η_{Mm} and η_M efficiencies, conduit η_c efficiency, throttling control assembly (if it is used) η_{st} structural efficiency and the hydrostatic drive system overall efficiency η as functions of $\bar{\omega}_M$ and $\bar{M}_M$, in the hydraulic motor (hydrostatic system) ($0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}$, $0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax}$) operating field and at a selected ratio ν/ν_n of the hydraulic oil viscosity ν to the reference viscosity ν_n . The proposed method is precise by definition and simple in use. It simplifies the laboratory investigation of pumps, hydraulic motors and hydrostatic drive systems. It allows to seek for energy saving hydrostatic drive system structures.

4. Conclusion

From the diagrams of power decrease in a steam plant investigated by Sankey and from the Sankey's comment, it may be concluded, that power losses are treated as wasted branches of the main stream and weakening that stream and also, that „work (per unit of time) done upon the pistons of the engine” results from power consumed by the system and powers of losses in the system.

The diagram of power stream in the drive system, adopted by Sankey, was probably an effect of his concentrating on the decrease of main power stream in the direction of power flow caused by energy losses in the system, which are wasted and abstracted outwards.

However, referring to Sankey diagrams for an actual and idealized steam plant, it can be noted, that the level of energy losses in a drive system changes dependent on the system quality even when the system useful power remains practically unchanged.

Therefore, it may be concluded that, depending on whether we consider an actual or idealized system, the input consumed power, with the same physical quantities describing the drive system useful output power (e.g. the same motor shaft speed and load), will change as dependent on the power of energy losses in the system.

It may also be concluded, that the input power consumed by system will be decided of by output useful power and powers of energy losses related to the system quality.

However, using the Sankey diagram, one cannot present the drive system energy losses as dependent on the physical quantities deciding of the system output useful power, present the relation of the input consumed power to the output useful power or describe mathematically the powers of energy losses and system energy efficiency as dependent on the speed and load of motor in the system.

Description of the motor or drive system energy efficiency η , obtained from the Sankey diagram, allows only to determine the effectiveness of the use of consumed power.

The Sankey diagram does not describe in full the physical phenomena occurring in a drive system.

In a motor or in a drive system, the quantity of power increases, in order to overcome the power of energy losses, in the direction opposite to the direction of power flow.

The useful (output) power of a motor or a drive system, working in the $(0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}, 0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax})$ operating field, is independent of the powers of losses in the motor or the drive system and results from the momentary values of speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and load coefficient $\bar{M}_M$ required by the driven device.

Power of energy losses in a motor or in a drive system depends on the system structure and quality of its elements and, in a differentiated way, on the momentary values of the motor speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and load coefficient $\bar{M}_M$ changing in the $(0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}, 0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax})$ range.

Proposed formula (10), describing the energy efficiency η , allows not only to determine the effectiveness of the use of consumed power in a motor or a drive system, but also to describe mathematically the relations of momentary value of useful power, power of losses and, in effect, consumed power and momentary value of energy efficiency to the motor shaft (or piston rod) speed coefficient $\bar{\omega}_M$ and load coefficient $\bar{M}_M$ changing in the $(0 \leq \bar{\omega}_M < \bar{\omega}_{Mmax}, 0 \leq \bar{M}_M < \bar{M}_{Mmax})$ range.

The proposed diagram of power increase opposite to the direction of power flow in a motor or in a drive system, replacing the Sankey diagram, opens a new perspective of research into power of energy losses and efficiency of motors and drive systems.

Reference [4] presents a proper and complete view of the energy losses and energy efficiency of a hydrostatic drive system. It is an example to be followed in other types of drive. It allows to compare objectively the energy efficiencies of different drives.

References

1. Matthew H. Sankey: The Thermal Efficiency of Steam Engines. „Minutes of Proceedings of the Institution of Civil Engineers”. CXXXIV (1897 - 1898, Part IV). Reprint in Journal of the American Society of Naval Engineers. Vol.XI.NO.4. November, 1899. Published

- quarterly by the Society. Washington. Pages 949 - 975. Retrieved from UNIVERSITY OF MICHIGAN
2. Zygmunt Paszota: Losses and energy efficiency of drive motors and systems. Replacement of the Sankey diagram of power decrease in the direction of power flow by a diagram of power increase opposite to the direction of power flow opens a new perspective of research of drive motors and systems. Polish Maritime Research 1/2013
 3. The Naval Architect, May 2013, pages 72 – 76, Feature/Eastern Europe: Driving a new perspective. Professor Zygmunt Paszota, faculty of ocean engineering and ship technology, Gdansk University of Technology, Poland, explains a new approach to the Sankey Diagram for drive motors
 4. Zygmunt Paszota: Energy losses in hydrostatic drive. Drive investigation method compatible with diagram of power increase opposite to the direction of power flow. LAP LAMBERT Academic Publishing, 2016
 5. Zygmunt Paszota: O strumieniu mocy w silniku lub w układzie napędowym. Napędy i sterowanie – miesięcznik naukowo – techniczny Nr 11(211) Listopad 2016
 6. Zygmunt Paszota: On power stream in motor or in drive system. Polish Maritime Research 4/2016

Projekt układu hydraulicznego z rekuperacją energii

Krzysztof Kędzia - Politechnika Wrocławska

Patryk Mołdawski - Politechnika Wrocławska

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono projekt hydraulicznego układu z rekuperacją energii możliwy do zainstalowania w wózku widłowym. W koncepcji tej energia jest odzyskiwana z hydraulicznego układu podnoszenia pojazdu. Zaprojektowany układ rekuperacji jest w stanie zmniejszyć ilości zużywanego paliwa do 10% dla danego cyklu pracy. W rozdziale zawarto krótki wstęp teoretyczny, wybrane koncepcje sposobu rekuperacji energii oraz obliczenia i przykładowy dobór komponentów układu hydraulicznego. Proces projektowania przedstawiony w publikacji został przeprowadzony w oparciu o metodologię projektowania inżynierskiego.

Design of the hydraulic system with energy recuperation

Abstract: The paper presents a project of a hydraulic power recuperation system that can be installed in a forklift truck. In this concept, energy is recovered from the hydraulic lifting system of the vehicle. The designed recuperation system is able to reduce the amount of fuel consumption up to 10% per cycle. The article contains a brief theoretical introduction, selected concepts of energy recuperation and calculation and sample selection of hydraulic components. The design process presented in this publication was based on the engineering design methodology.

1. Wprowadzenie

Znanych jest kilka różnych sposobów zmniejszenia energochłonności układów napędowych maszyn i pojazdów z mechaniczno-hydrostatycznym przeniesieniem strumienia energii, są to [3]:

- działania mające na celu podwyższenie sprawności poszczególnych jednostek składowych układów napędowych,
- właściwe dopasowanie obszarów pracy wysokosprawnych części składowych układów napędowych między sobą,
- wykorzystanie wieloźródłowego układu napędowego, dzięki któremu możliwa jest praca danej jednostki napędowej w obszarze jej największej sprawności oraz rekuperacja energii kinetycznej lub/i potencjalnej.

W układach napędowych jednostką o najniższej sprawności jest zwykle silnik spalinowy. Maksymalna jego sprawność jest nie większa niż 45%. Trzeba jednak pamiętać, że w rzeczywistości sprawność ta jest znacząco niższa, ponieważ silnik spalinowy zwykle nie pracuje w punkcie charakteryzującym się najwyższą sprawnością.

2. Rekuperacja energii

Podczas ruchu pojazd musi pokonać siły zwane oporami ruchu, które działają przeciwnie do wektora siły trakcyjnej. Najważniejsze z nich to:

- opory bezwładności,
- opory toczenia,
- opory aerodynamiczne.

Energia potrzebna do pokonania oporów bezwładności przez pojazd pozostaje w nim aż do momentu rozpoczęcia hamowania. W samochodach z napędem konwencjonalnym w wyniku tarcia klocków o tarcze hamulcowe energia zostaje przekształcona w ciepło i następnie rozproszona.

W pojazdach wyposażonych w układ rekuperacji energii, część jej jest odzyskiwana i magazynowana w akumulatorach. Zmagazynowana energia w zależności od potrzeb może być wykorzystana do np. przyspieszania pojazdu lub napędzania innych jego podukładów. Pozwala to na zmniejszenie zużycia paliwa lub/i ograniczenie emisji spalin do środowiska, co jest szczególnie ważne w ruchu miejskim lub w zamkniętych pomieszczeniach.

3. Akumulatory

Zastosowanie układów rekuperacji energii umożliwia częściowe odzyskanie bezpowrotnie traconej energii i jej magazynowanie w akumulatorach. W układach hybrydowych w praktyce wykorzystuje się trzy rodzaje akumulatorów [15]:

- kinetyczne,
- hydropneumatyczne,
- elektrochemiczne.

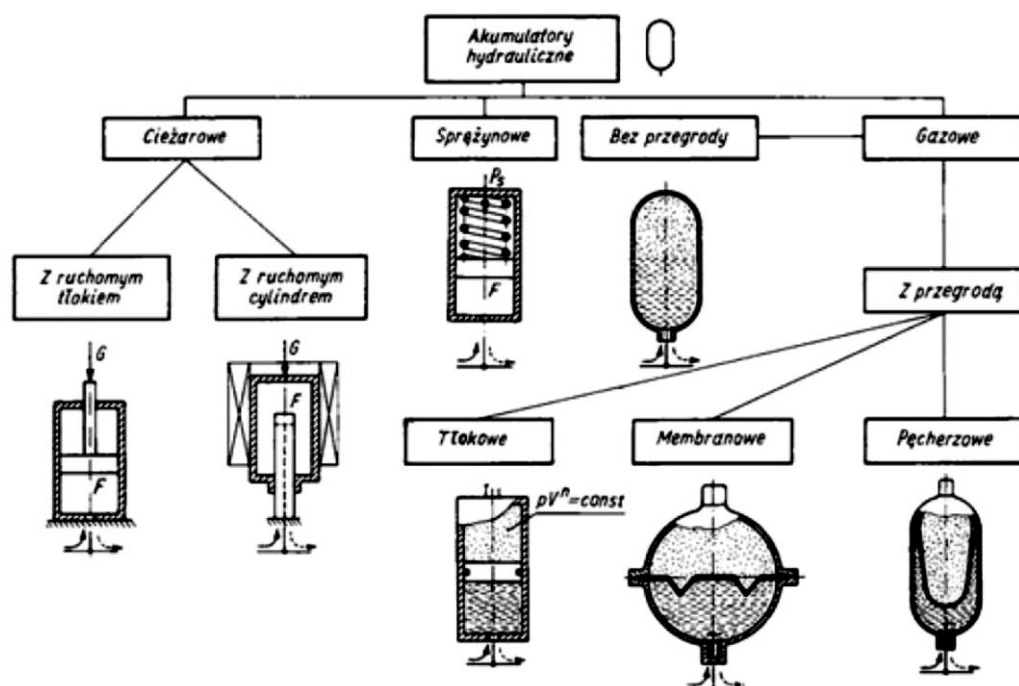
W zależności od rodzaju akumulatorów stosuje się różne układy przetwarzania, transmisji i dystrybucji energii. Sprawności tych układów różnią się między sobą i charakteryzują się różnym poziomem strat, dlatego ich odpowiedni dobór jest szczególnie ważny.

3.1. Akumulatory hydrauliczne

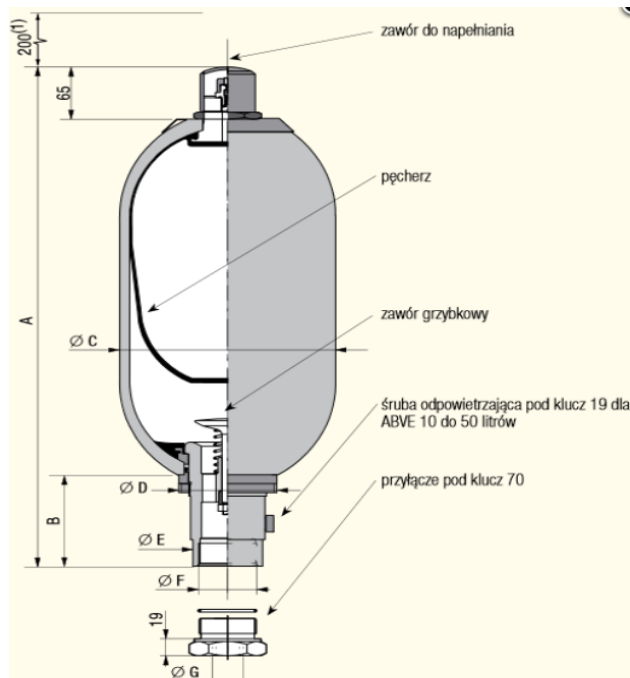
Podział akumulatorów hydraulicznych przedstawia rysunek 1.

Ze względu na specyfikę rozdziału w dalszej części zostaną opisane tylko akumulatory pęcherzowe. Akumulator pęcherzowy wyposażony jest w zbiornik o dużej wytrzymałości, którego zadaniem jest przejmowanie nadwyżki energii w całym układzie hydraulicznym. Budowę akumulatora przedstawiono na rysunku 2.

W zbiorniku znajduje się wykonany z elastomerów pęcherz, który jest wypełniony gazem. W górnej części znajduje się zawór gazowy, służący do napełnienia pęcherza gazem oraz regulacji ciśnienia wewnątrz niego [12].



Rys. 1. Rodzaje akumulatorów hydraulicznych [12]



Rys. 2. Budowa akumulatora hydraulicznego pęcherzowego [12]

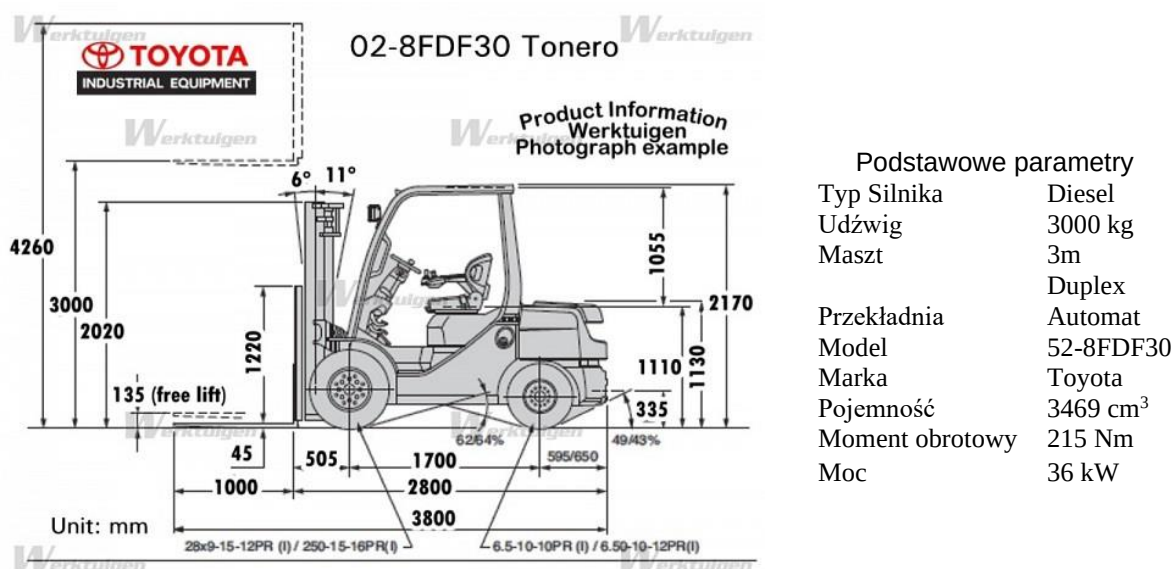
4. Projekt układu rekuperacyjnego dla wózka widłowego

4.1. Sformułowanie problemu

Celem projektowanego układu rekuperacji energii dla wybranego modelu wózka widłowego napędzanego silnikiem spalinowym jest zmniejszenie zużycia paliwa dla danego cyklu pracy. Poziom hałas generowanego podczas pracy układu nie powinien przekraczać dozwolonego poziomu natężenia dźwięku, czyli 85 dB. Komponentami układu rekuperacji energii powinny być elementy wysokosprawne, łatwo dostępne na rynku. Należy także zwrócić uwagę na koszty zakupu, eksploatacji wyrobu oraz stopień skomplikowania budowy układu.

4.2. Opis wózka widłowego poddanego modyfikacji

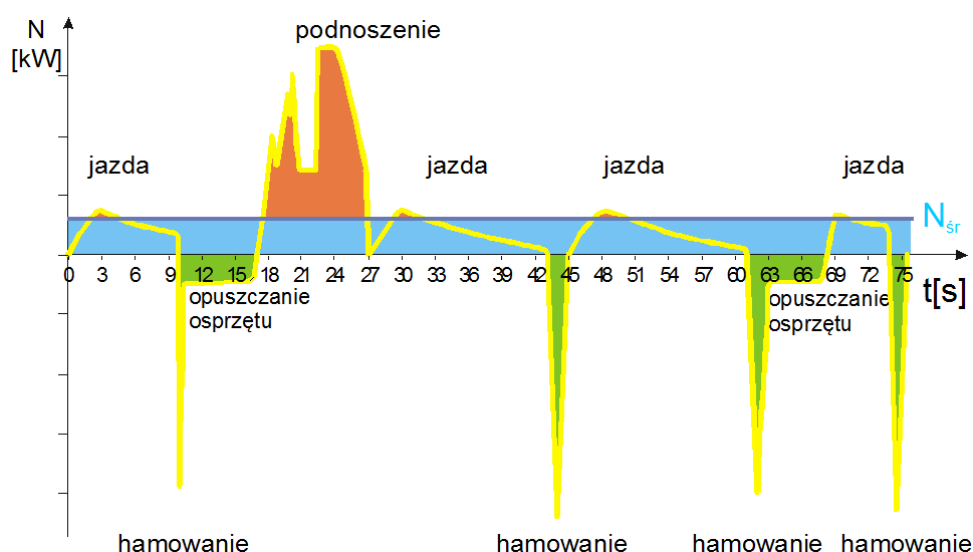
Projekt układu rekuperacji energii został opracowany dla wózka widłowego Toyota 02-8FDF30 (rys. 3). Analizowany wózek widłowy Toyoty przystosowany jest do przewozu elementów o dużych masach najczęściej ułożonych na paletach. Wykorzystywany jest głównie do prac rozładunkowych w fabrykach i magazynach. Po przeprowadzonej modyfikacji, klasyczny wózek widłowy będzie miał możliwość odzyskiwania energii z układu podnoszenia „widlaka”.



Rys. 3. Wózek widłowy poddany modyfikacji- Toyota 02-8FDF30 [13]

4.3. Cykl pracy wózka widłowego

Jednym z parametrów charakteryzujących pojazd jakim jest wózek widłowy jest cykl pracy (rys. 4). Jest to bardzo ważny parametr analizy układów z rekuperacją energii. Poniżej przedstawiono przykładowy cykl pracy wózka widłowego. Przedstawia on zapotrzebowanie pojazdu na energię w czasie przy wykonywaniu różnych operacji.



Rys. 4. Przykładowy cykl pracy wózka widłowego [8]

4.4. Dobór wtórnego źródła energii

Przy doborze rodzaju akumulatora należy pamiętać o jego istotnych cechach i możliwości wykorzystania w budowie układu rekuperacji energii.

Akumulator elektrochemiczny charakteryzuje się małą sprawnością przy szybkim ładowaniu i wyładowywaniu. Trwałość takiego akumulatora jest zależna od ilości cykli rozładowania, a sprawność spada wraz z liczbą doładowań, dlatego jego przydatność w procesie rekuperacji w szybkozmiennych procesach jest niewielka.

Superkondensator cechuje się dużą sprawnością przy szybkich ładowaniach i wyładowaniach. Pomimo częstych aplikacji tego typu baterii w pojazdach hybrydowych, ze względu na mocno skomplikowaną budowę układu elektrycznego, ryzyko eksplozji oraz wysokiej ceny, ten typ akumulatora nie zostanie zastosowany w obecnym projekcie.

Akumulator kinetyczny charakteryzuje się dużą sprawnością przy szybkich ładowaniach i wyładowaniach, jednak konieczność stosowania skomplikowanej przekładni o zmiennym przełożeniu oraz duża masa układu eliminuje zastosowanie tego typu akumulatora w niniejszym rozwiązaniu.

Optymalnym rodzajem wtórnego źródła energii do zaaplikowania w podnośniku będzie akumulator hydropneumatyczny, który zachowuje wysoką sprawność przy szybkich ładowaniach i wyładowaniach oraz trwałość. Dodatkowo układ będzie charakteryzował się stosunkowo prostą budową [14, 15].

4.5. Kryteria oceny

Do oceny rozwiązań projektowanego układu przyjęto następujące kryteria:

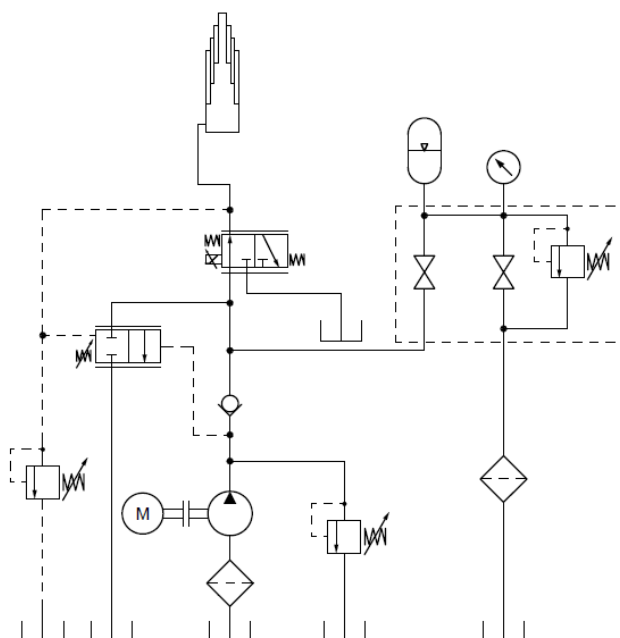
- niezawodność — dotyczy gotowości wyrobu do spełnienia określonych funkcji projektowanego wyrobu w czasie, kiedy użytkownik tego potrzebuje. Niezawodność jest określana jako prawdopodobieństwo zdarzenia, podczas którego użytkowany wyrób w danych warunkach będzie zachowywać zdolność do wykonywania określonych wymagań w ustalonym przedziale czasu pracy [5];

- koszt wytworzenia — jest to koszt zależny od przyjętej technologii, nakładów pieniężnych poniesionych przez przedsiębiorstwo koniecznych do wytworzenia danej wielkości produkcji, w tym wartość zużytych materiałów, koszty przetworzenia i pozyskania związanych z produkcją oraz transportu [4];
- koszt eksploatacji — są to koszty związane z utrzymaniem pojazdu w stanie gotowości do pracy. W przypadku pojazdu jakim jest wózek widłowy na koszt eksploatacji składają się koszty ubezpieczenia, zużycia paliwa, przeglądów, badań technicznych, podatki drogowe itp. [5];
- ekologia — kryterium ekologii związane jest ze stopniem szkodliwego oddziaływania wyrobu na środowisko podczas życia wyrobu. Głównym źródłem zanieczyszczeń w przypadku użytkowania wózka widłowego jest emisja szkodliwych substancji do atmosfery w wyniku spalania paliwa przez silnik napędowy. Aspekt ekologiczny również dotyczy ilości odpadów powstających w trakcie produkcji oraz ich składowania;
- technologia — to kryterium dotyczy poziomu trudności związanego z wyprodukowaniem wyrobu, ilości operacji obróbkowych, dostępności materiałów na rynku oraz możliwości stosowania części zamiennych;
- hałas — jest jednym z czynników środowiskowych który w ustalonych warunkach staje się uciążliwy i szkodliwy dla zmysłów oraz zdrowia człowieka [5]. Dopuszczalny poziom natężenia dźwięku na stanowisku pracy przy 8 godzinnym trybie pracy wynosi 85 dB.

Z przeprowadzonych analiz wynika, że priorytetowymi kryteriami przy projektowaniu układu rekuperacji energii w wózku widłowym są ekologia, koszt eksploatacji oraz niezawodność.

4.5. Wybór rozwiązania

W rozdziale ze względu na ograniczenia objętości zostały przedstawione tylko najistotniejsze części. Pominięto ścieżkę ważenia kryteriów oraz sposoby generowania rozwiązań. Najkorzystniejszym rozwiązaniem ustalonym na podstawie metody decyzji wymuszonych jest wariant, którego schemat układu hydraulicznego przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Schemat hydrauliczny systemu rekuperacji energii zastosowanego w układzie

5. Dobór elementów układu hydraulicznego

5.1. Dobór siłownika hydraulicznego

Następnym krokiem w procesie projektowania jest wykonanie podstawowych obliczeń oraz dobór elementów układu hydraulicznego. Dla projektowanego układu najlepszym rozwiązaniem będzie zastosowanie pompy zębatej. Założono ciśnienie pracy pompy (p_p) równe 20 MPa. Założono, że pomiędzy pompą, a elementem wykonawczym występują straty hydrauliczne na poziomie 15%, czyli:

$$p_1 = p_p - 0,15 \cdot p_p = 17 \text{ MPa} \quad (1)$$

Siłą jaką powinien generować ten siłownik wynika z maksymalnego udźwigu oraz masy osprzętu wózka. Maksymalny udźwig wózka z uwzględnieniem masy osprzętu (ok. 400 kg) to 3400 kg. Wynika z tego, że siłownik powinien generować następującą siłę:

$$F_{max} = m \cdot g = 3400 \cdot 9,81 = 33354 \text{ [N]} \quad (2)$$

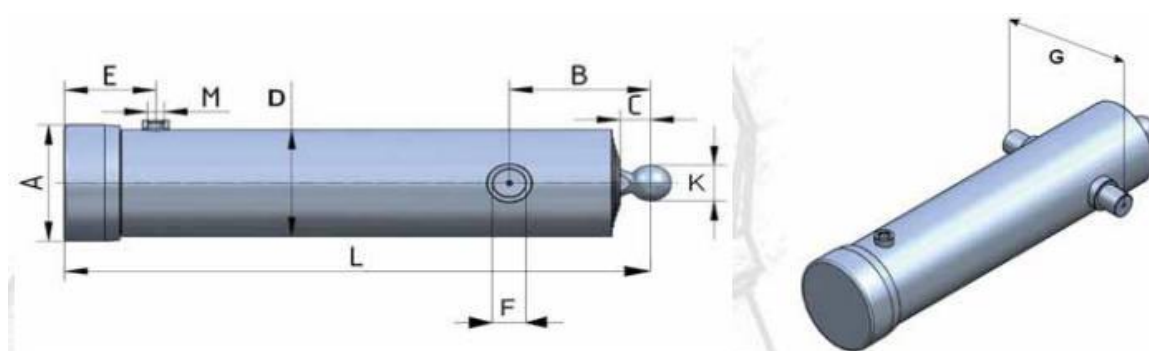
Na podstawie obliczonej siły można określić średnicę tłoka [11]:

$$F = p_1 \cdot A \quad (3)$$

$$A = F_{max} / p_1 \approx 1962 \text{ mm}^2$$

Czyli minimalna średnica tłoka wynosi $D \approx 49,98$.

Dobraný z katalogu siłownik hydrauliczny o wymaganym skoku oraz spełniający warunki wytrzymałościowe wyprodukowany został przez firmę PRONAR Sp. z o.o. Jest on siłownikiem teleskopowym jednostronnego działania CT 145/5/2990 106N (rys. 6).



Rys. 6. Teleskopowy siłownik hydrauliczny jednostronnego działania [10]

5.2. Dobór wielkości pompy

Ciśnienie pracy pompy zostało założone wcześniej. Aby poprawnie dobrać wielkość pompy należy określić jej wydajność. Jest ona zależna w głównej mierze od zakładanej szybkości wysuwu tłownika. Wydajność pompy oblicza się następująco [12]:

$$Q_p = A_{kat} \cdot v \quad (4)$$

w którym:

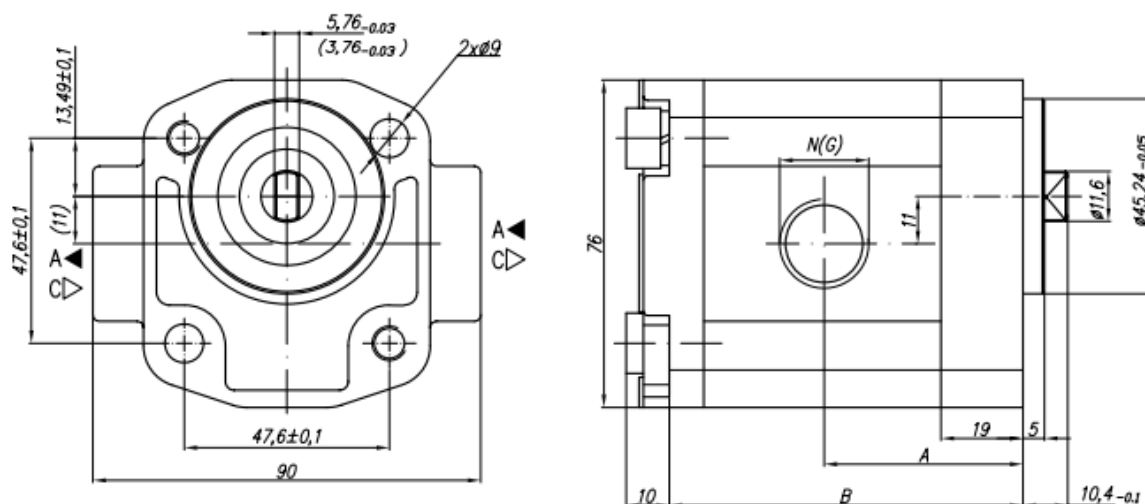
A_{kat} — powierzchnia katalogowa tłoka, v — prędkość wysuwu tłoka.

Według karty katalogowej producenta, prędkość wysuwu tłoka wynosi 0,5 m/s. Dlatego wydajność pompy powinna wynosić:

$$Q_p = 16513 \text{ mm}^2 \cdot 0,5 \text{ m/s} = 8,26 \text{ dm}^3/\text{min} \quad (5)$$

$$Q_p \leq Q_{kat} \quad (6)$$

Obroty wału pompy zębatej są równe prędkości obrotowej wału silnika spalinowego analizowanego wózka widłowego, czyli 2200 obr/min. Na tej podstawie dobrano pompę firmy Ponar Wadowice typu 10A(C)6,1X001 (rys. 7).



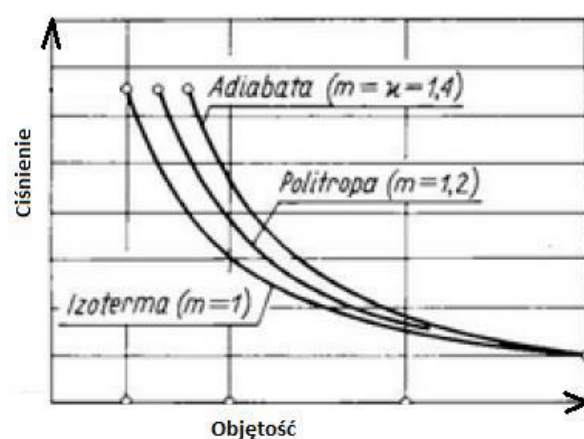
Rys. 7. Wymiary podstawowe wybranej pompy zębatej firmy Ponar Wadowice [10]

5.3. Dobór akumulatora hydropneumatycznego

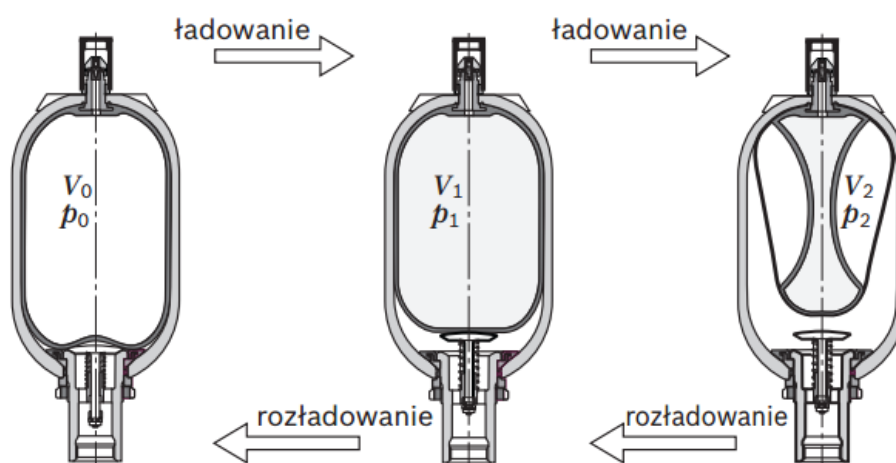
Istotnym elementem układu rekuperacji energii jest wtórne źródło energii. Poprawnie przeprowadzone obliczenia mają duży wpływ na prawidłowe działanie całego układu. W czasie pracy akumulatora, czyli podczas procesu ładowania i rozładowania dochodzi w nim do przemian termodynamicznych. W zależności od czasu trwania procesu rozróżnić można następujące przemiany zachodzące wewnątrz akumulatora [7]:

- przemiana adiabatyczna — czas trwania procesu poniżej 60 s,
- przemiana politropowa — czas trwania procesu 60-180 s,
- przemiana izotermiczna — czas trwania procesu powyżej 180 s.

Poniżej przedstawiono wykresy wymienionych wyżej przemian oraz przypisane im wartości wykładnika politropy (rys. 8 oraz rys. 9).



Rys. 8. Wykresy przemian termodynamicznych gazu [12]



Rys. 9. Zasada pracy akumulatora [13]

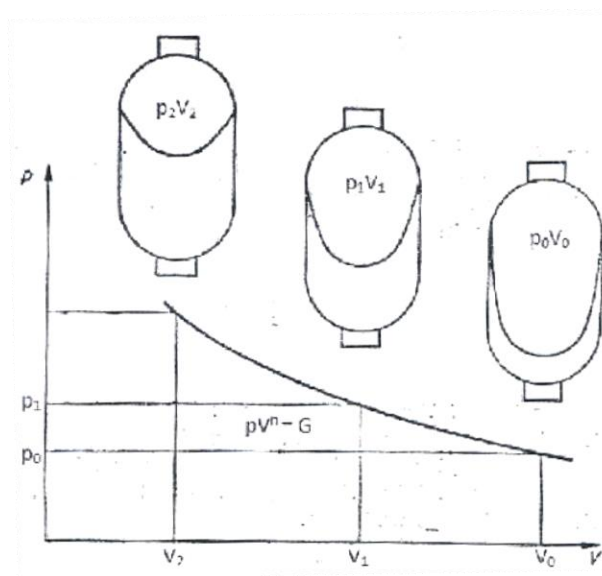
Proces ładowania akumulatora opisuje równanie politropy [12]:

$$p_0 \cdot V_0^m = p_1 \cdot V_1^m = p_2 \cdot V_2^m = \text{const.} \quad (7)$$

w którym: p_0 - ciśnienie wstępne naładowania akumulatora, p_1 - ciśnienie minimalne pracy akumulatora, p_2 - ciśnienie maksymalne pracy akumulatora, V_0 - objętość wstępna gazu, V_1 - objętość minimalna gazu, V_2 - objętość maksymalna gazu, m - wykładnik politropy, stały dla danego procesu termodynamicznego.

Ciśnienie pracy pompy wynosi 20 MPa, taką samą wartość maksymalnego ciśnienia pracy założono dla akumulatora. Kolejnym założeniem jest minimalne ciśnienie pracy akumulatora, które będzie równe rzeczywistemu ciśnieniu w siłowniku. Jako ciśnienie wstępnego naładowania, przyjęto 80% minimalnego ciśnienia pracy akumulatora. Proces ładowania i rozładowania akumulatora pełniącego rolę źródła wtórnego będzie odbywać się w bardzo krótkim czasie, więc proces wymiany ciepła nie nastąpi. Założono wykładnik politropy równy 1.4, który odpowiada przemianie adiabatycznej i w kontekście tej przemiany będą przeprowadzane dalsze obliczenia (rys. 10):

- $p_0 = 1,6$ MPa,
- $p_1 = 2$ MPa,
- $p_2 = 20$ MPa,
- $m = 1,4$ (dla przemiany adiabatycznej).



Rys. 10. Charakterystyka opisująca trzy charakterystyczne stany pracy akumulatora [12]

Pojemność energetyczną akumulatora wyraża się wzorem:

$$E_{ak} = V_u \cdot \Delta p \quad (8)$$

w którym: V_u – objętość użyteczna akumulatora, Δp – ciśnienie panujące w akumulatorze.

Objętość użyteczną wyraża się wzorem:

$$V_u = (V_1 - V_2) \quad (9)$$

Porównując zależność (7) i (9) otrzymano:

$$V_2 * p_2^{\frac{1}{m}} = p_1^{\frac{1}{m}} * (V_u + V_2) = p_1^{\frac{1}{m}} * V_u + p_1^{\frac{1}{m}} * V_2 \quad (10)$$

po przekształceniu:

$$V_2 = \frac{V_u * p_1^{\frac{1}{m}}}{p_2^{\frac{1}{m}} - p_1^{\frac{1}{m}}} \quad (11)$$

podstawiając do wzoru zależność:

$$V_o = \left(\frac{p_2}{p_o}\right)^{\frac{1}{m}} * V_2 \quad (12)$$

Otrzymano wzór końcowy:

$$V_o = \frac{V_u * \left(\frac{p_1}{p_o}\right)^{\frac{1}{m}}}{1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{m}}} \quad (13)$$

Układ rekuperacji energii wózka widłowego projektowany jest dla układu podnoszenia, czyli energia możliwa do odzyskania będzie związana z energią potencjalną opuszczanego ładunku, wyrażaną wzorem:

$$E_p = m * g * h \quad (14)$$

Z kart katalogowych oraz dobranej wcześniej siłownika, wynika, że podnoszona masa wraz z osprzętem wynosi 3.4 tony, a wysokość opuszczania wynosi 3 m czyli:

$$E_p = 3400 * 9,81 * 3 \approx 100 \text{ kJ}$$

Pamiętając o stratach powstałych w układzie, założono sprawność układu rekuperacji energii na poziomie 70%. Zatem:

$$E_{ak} = E_p * 0,70 \quad (15)$$

Czyli pojemność energetyczna akumulatora powinna wynosić:

$$E_{ak} = 100 * 0,70 = 70 \text{ kJ}$$

Korzystając z zależności (8) oraz (16) otrzymano wzór na minimalną objętość użytkową V_u :

$$V_u = \frac{0,70 * E_p}{p_2} \quad (16)$$

Czyli:

$$V_u = \frac{0,70 \cdot 100 \cdot 10^3 J}{20 \cdot 10^6 MPa} \approx 3,5 dm^3$$

Po podstawieniu uzyskanej wartości V_u do wzoru (11) otrzymano:

$$V_0 = \frac{3,5 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{2 \cdot 10^6}{1,6 \cdot 10^6} \right)^{1/1,4}}{1 - \left(\frac{2 \cdot 10^6}{20 \cdot 10^6} \right)^{1/1,4}} \approx 5,08 dm^3$$

Otrzymana wartość objętości akumulatora jest wartością minimalną. Wybrany akumulator z katalogu producenta powinien posiadać wartość zbliżoną, ale jednak większą od obliczeniowej.

$$V_0 \leq V_{kat} \quad (17)$$

Wybrany akumulator hydrauliczny typu HAB seria 6X firmy Rexroth Bosch Group posiada pojemność nominalną 6 litrów (rys. 11):



Rys. 11. Dobrany akumulator hydrauliczny typu HAB. Seria 6X firmy Rexroth Bosch Group [11]

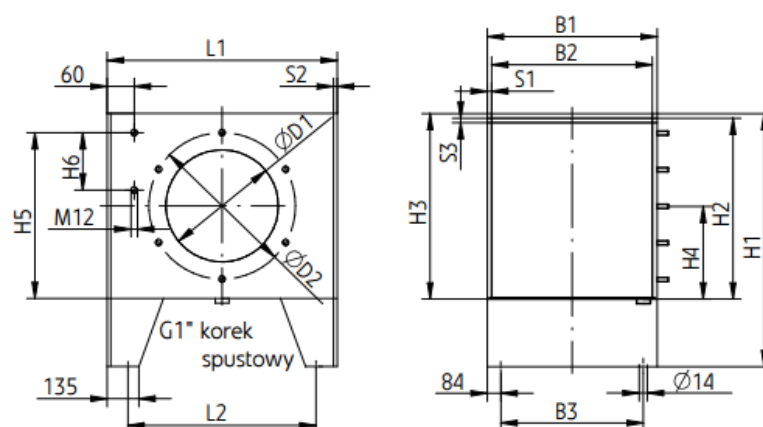
5.4. Dobór zbiornika hydraulicznego

Dobór wielkości zbiornika hydraulicznego wyznaczono z wzoru:

$$V_{zbiornika} = 3 \cdot Q_p \quad (18)$$

$$V_{zbiornika} = 3 \cdot 14,49 = 43,47 dm^3$$

Wybrano zbiornik hydrauliczny firmy Ponar Wadowice typu UBNK 63 (rys. 12).



Rys. 12. Wymiary zbiornika hydraulicznego [10]

6. Określenie ilości odzyskanej energii

Do określenia ilości energii możliwej do odzyskania przeanalizowano cykl pracy wózka widłowego przedstawiony w tabeli 1. Tabela przedstawia czynności jakie wykonuje operator wózka podczas jednego cyklu pracy (w tym przypadku 60 s). Na tej podstawie określono ilość energii potrzebnej do wykonania danej czynności. Znak „minus” w wierszu E6 poniższej tabeli należy rozumieć jako energię możliwą do odzyskania.

Przykładowy cykl pracy wózka widłowego

Tabela 1.

Nr	Czynność	Wzór	Dane	Energia [kJ]	Czas [s]
E1	Przyspieszanie bez ładunku	$E_{k1} = \frac{m_1 \cdot v_1^2}{2}$	$m_1 = 4500 \text{ kg}$ $v_1 = 5,55 \text{ m/s}$	67,38	5
E2	Jazda z stałą prędkością	$E_{k1} \cdot 50\%$	-	33,69	9
E3	Podnoszenie widel bez ładunku	$E_{p1} = m_2 \cdot g \cdot h$	$m_2 = 400 \text{ kg}$ $h = 2 \text{ m}$	7,85	6
E4	Wsuv widel	$20\% \cdot E_{p1}$	-	1,57	3
E5	Wysuw widel z ładunkiem	$E_{p2} \cdot 30\%$	-	8,24	6
E6	Opuszczanie ładunku	$E_{p2} = -m_3 \cdot g \cdot h$	$m_3 = 1400 \text{ kg}$ $h = 2 \text{ m}$	-27,47	9
E7	Przyspieszanie z ładunkiem	$E_{k2} = \frac{m_4 \cdot v_2^2}{2}$	$m_4 = 5500 \text{ kg}$ $v_2 = 4,17 \text{ m/s}$	47,82	9
E8	Jazda z stałą prędkością	$E_{k2} \cdot 50\%$	-	23,91	9
E9	Wysuw widel	$20\% \cdot E_{p1}$	-	1,57	4

Energia potrzebna do pokonania oporów ruchu w założonym cyklu pracy wynosi:

$$E_c = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 + E_7 + E_8 + E_9 = 192,03 \text{ [kJ]} \quad (19)$$

Energia tracona w klasycznym wózku w wyniku opuszczania ładunku wynosi:

$$E_T = E_6 = 27,47 \text{ [kJ]} \quad (20)$$

Dzięki zastosowaniu układu rekuperacji energii możliwe jest odzyskanie traconej bezpowrotnie energii i ponowne jej użycie w następnym cyklu pracy wózka. Dla założonej sprawności procesu rekuperacji energii, możliwe jest odzyskanie następującej ilości energii:

$$E_r = E_T * 0,7 = 19,23 \text{ [kJ]} \quad (21)$$

Wykorzystując ją ponownie w następnym cyklu, okazuje się, że można zmniejszyć zużycie paliwa przez wózek widłowy dla danego cyklu pracy nawet do 10%:

$$E_{zaoszcz.} = E_r E_c * 100\% = 19,23 192,03 * 100\% \approx 10\% \quad (22)$$

7. Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono jeden ze sposobów projektowania układu hydraulicznego z rekuperacją energii. Układ rekuperacji energii został zaprojektowany dla układu podnoszenia wózka widłowego. Proces projektowania został wykonany w oparciu o metodologię projektowania inżynierskiego. Za pomocą zaproponowanej koncepcji możliwe jest zmniejszenie zużycia paliwa w stosunku do klasycznego układu napędowego nawet do 10%.

Zastosowane w układzie elementy są łatwo dostępne na rynku, dzięki czemu serwisowanie oraz ewentualnie naprawy są mało kosztowne i nieskomplikowane. Zastosowanie pompy zębatej gwarantuje dużą niezawodność pracy oraz niższy koszt zakupu w porównaniu do pomp wielotłoczkowych. Zaprojektowany równoległy układ hybrydowy może być wykorzystany również w innych wózkach widłowych lub pojazdach posiadających układ podnoszenia jak np. koparka. Obecnie trwają prace badawcze nad sposobem określania potencjalnych korzyści po zastosowaniu układu wieloźródłowego w miejsce klasycznego układu napędowego.

Literatura

1. Ujwary-Gil A.: Wykorzystanie analizy morfologicznej w poszukiwaniu nowej formy reklamowania produktu, Marketing i Rynek 2003, nr 6, s. 2-6.
2. Tomasiak E.: Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
3. Chrostowski H.: Podstawy budowy mechano-hydraulicznych układów napędowych z akumulacją energii, Sprawozdanie merytoryczne z projektu badawczego KBN nr 3 3154 910, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1998.
4. <http://stat.gov.pl/metainformacje/slownik-pojec/pojecia-stosowane-w-statystyce-publicznej/1482,pojecie.html>, 28.04.2017.
5. <https://mfiles.pl/pl/index.php/Niezawodno%C5%9B%C4%87>, 14.05.2017.

6. Frąś J., Matulewski M.: Magazynowanie energii w pojazdach proekologicznych, Problemy Nauk Stosowanych, Tom 3, Szczecin 2015, s. 117-126.
7. Merkisz J., Bajerlein M., Daszkiewicz P.: Nowoczesne rozwiązania techniczne akumulatorów stosowanych w miejskich autobusach elektrycznych jako forma zwiększenia zasięgu, Czasopismo Techniczne. Mechanika R. 109, z. 4-M, s.251-266, 2012.
8. Kędzia K.: Metoda optymalizacji energetycznej i ekologicznej hydrostatycznego wieloźródłowego układu napędowego, Napędy i sterowanie tom R. 12, 2010, s. 30-36.
9. Kędzia K.: An algorithm for the determination of the control parameters of a multisource drive system, Czasopismo Techniczne = Technical Transactions, ISSN- 0011-4561 2017
10. Ponar Wadowice, WK 560 514, 03.2011, karta katalogowa.
11. Rexroth Bosch Group R-PL 50171 03.2016, karta katalogowa.
12. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. Tom I: elementy. Wydawnictwo WNT, Warszawa 2013.
13. Toyota Material Handling: Spalinowy wózek widłowy 1.5-3.5 ton, Technical Publications, Szwecja — 745562-470, wersja 5, 1301.
14. Pawelski Z., Pawelski W., Pałczyński T.: Wybrane prototypowe i studialne pojazdy hybrydowo-elektryczne, Maszyny Elektryczne Nr 76, 2007, s. 19-24.
15. Pawelski Z.: Napęd hybrydowy dla autobusu miejskiego, Łódź, listopad 1996.

Nowa koncepcja zasilacza hydraulicznego z regulacją według zasady stałego ciśnienia

Zygmunt Domagała - Politechnika Wrocławska

Rafał Łabik - AMET s.c., Wrocław

Piotr Osiński - Politechnika Wrocławska

Michał Stosiak - Politechnika Wrocławska

Streszczenie: W rozdziale przedstawiono nową koncepcję energooszczędnego zasilacza hydraulicznego. Zasilacz wyposażony w pompę zębatą oraz czujnik ciśnienia jako sprzężenie zwrotne od obciążenia. Parametrem sterowanym była prędkość obrotowa elektrycznego wału silnika napędowego pompy. Opracowana koncepcja została zweryfikowana doświadczalnie w warunkach laboratoryjnych.

A new conception of hydraulic power unit with pressure control

Abstract: In the paper a new conception of energy-saving hydraulic power unit was presented. The hydraulic power unit is equipped with gear pump and pressure transducer as a load feedback. Rotational speed of an electric motor shaft was a controlled parameter. The pump was driven by an electric motor. Presented conception was verified in laboratory.

1. Wprowadzenie

Schemat ideowy układu możemy tworzyć na wiele sposobów. Jednym z nich jest adaptacja już istniejących rozwiązań lub podglądanie co robi konkurencja. Takie sposoby podejścia nie są naganne. Stosuje je wiele firm i inżynierów. Jednak w warunkach rynkowych, gdy musimy spełnić czasami wyrafinowane oczekiwania klienta, okazują się w wielu przypadkach zawodne [1].

Aby zaprojektować schemat ideowy układu hydraulicznego poprawnie działający i zadowalający klienta, dobrze jest na etapie jego generowania zastosować jakąś metodę wspomagającą twórcze myślenie.

Jedną z nich jest metoda funkcjonalnego podejścia do tego zagadnienia opierająca się na funkcjonalnej klasyfikacji układów hydraulicznych i wykorzystaniu metody tablic (skrzynki, macierzy) morfologicznej. Skuteczność takiego postępowania potwierdza wieloletnia praktyka autorów i współpracujących z nimi ośrodków przemysłowych.

Układy hydrauliczne muszą spełniać wiele wymogów [5], z których podstawowym jest funkcjonalność, czyli zdolność do wykonywania zadanych funkcji. Układy funkcjonalne można sprawdzać i ulepszać według dodatkowych kryteriów. Analiza wielu istniejących układów wykazała, że funkcje spełniane przez układ można podzielić na dwie grupy:

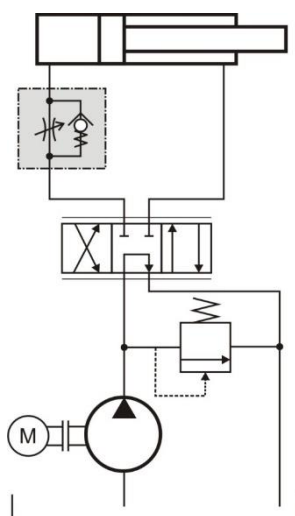
- funkcje podstawowe, które wynikają bezpośrednio z warunków pracy obiektu finalnego a ściślej elementu wykonawczego (organ roboczy) (np. regulacja siły ciśnienia, momentu, odciążenia układu, synchronizacja prędkości, sterowanie kolejnością działania itp.),
- funkcje pomocnicze, które wynikają na ogół ze specyfiki układów hydrostatycznych (np. zabezpieczenie przed przeciążeniem technologicznym, bezwładnościowym, zabezpieczenie przed niekontrolowanym ruchem itp.).

Zarówno funkcje podstawowe, jak i pomocnicze są realizowane przez określone zespoły i elementy układu.

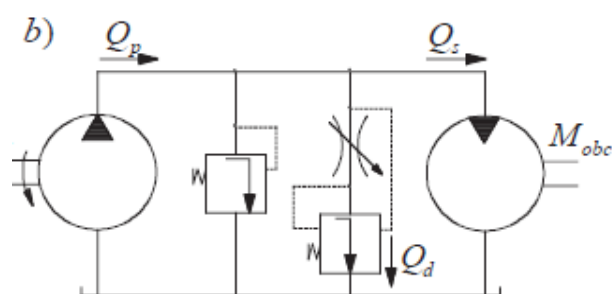
Grupa pierwsza obejmuje funkcje podstawowe (użyteczne), wynikające z zadań stawianych przez obiekt finalny – organy robocze maszyny lub/i urządzenia. W grupie tej wyodrębniono wiele funkcji z których istotniejszą jest funkcja sterowania bądź regulacji prędkości elementu wykonawczego. Realizuje się ją zasadniczo dwoma sposobami:

- a) Za pomocą sterowania dławieniowego bądź regulacji dławieniowej:
 - zawór dławiący zainstalowany na linii tłoczącej, zlewowej lub linii równoległej,
 - regulator przepływu na linii tłoczącej, zlewowej lub równoległej,
 - za pomocą rozdzielacza z tłoczkiem dławiącym,
 - za pomocą rozdzielacza proporcjonalnego.
- b) Za pomocą regulacji objętościowej
 - regulacja ciągła
 - z pompą o zmiennej wydajności,
 - z silnikiem o zmiennej chłonności,
 - z pompą o zmiennej wydajności i silnikiem o zmiennej chłonności,
 - stopniową
 - za pomocą kilku pomp i zaworów odcinających,
 - z samoczynnym odłączeniem pomp,
 - z rozdzielaczem szybkiego posuwu,
 - z pompą i hydroakumulatorem.

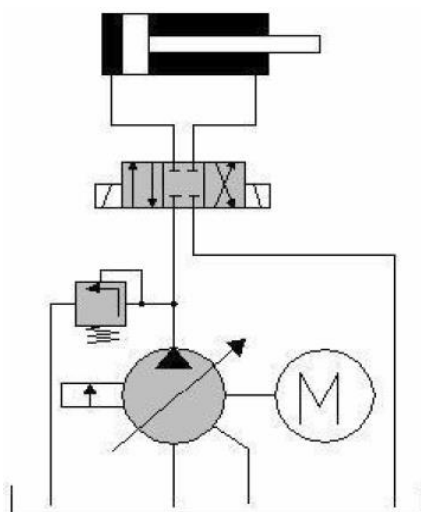
Przykładowe realizacje tej funkcji przedstawiono na rysunkach 1-3.



Rys.1. Sterowanie prędkości za pomocą zaworu dławiącego



Rys. 2. Regulacja prędkości za pomocą dwudrogowego regulatora przepływu



Rys.3. Sterowanie prędkości elementu wykonawczego za pomocą pompy o zmiennym wydatku

Przedstawione przykłady rozwiązań są od lat stosowane w napędach hydraulicznych. Tradycyjny napęd pompy hydraulicznej o stałej objętości roboczej (rys. 1) napędzany jest silnikiem elektrycznym 1- lub 3-fazowym.

Charakterystykę statyczną tradycyjnego napędu przedstawia rysunek 2. Jeżeli przyjmujemy, że dławik jest otwarty to poszczególne pola ilustrują stratę mocy w poszczególnych elementach napędu hydraulicznego [5] i tak:

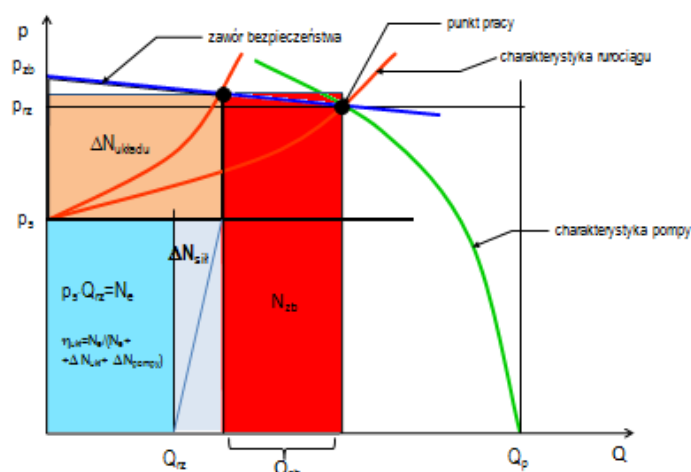
ΔN_p – strata mocy na generatorze energii (pompie),

$\Delta N_{układu}$ – strata mocy w instalacji hydraulicznej,

ΔN_{sil} – strata mocy na elemencie wykonawczym,

N_e – jest to moc efektywna wykorzystywana przez układ hydrauliczny.

W przypadku, gdy chcemy zmienić prędkość elementu wykonawczego musimy zmienić wielkość szczeliny dławiącej w nastawnym zaworze dławiącym. Wtedy wzrasta ciśnienie w układzie, otwiera się zawór maksymalny i część cieczy przelewa się do zbiornika. Rysunek 4 ilustruje ten przypadek. Punkt pracy napędu hydraulicznego przesuwają się w lewo. Pojawia się nowa strata mocy N_{zb} powstająca w wyniku zadziałania zaworu przelewowego.

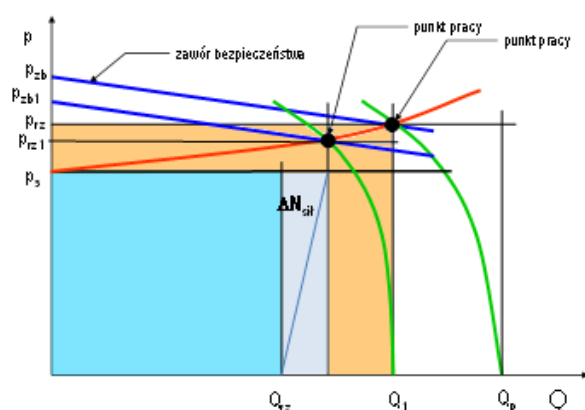


Rys.4. Charakterystyka układu z częściowo otwartym zaworem dławiącym

Przedstawiony rysunek (rys. 4) obrazuje straty energii w takim układzie hydraulicznym z powodu: wydzielania się ciepła, sprawności pompy, strat w instalacji, strat na zaworach i rozdzielaczach. Pozostała energia N_e jest energią użyteczną.

Układy hydrostatyczne energooszczędne z pompami o zmiennej wydajności są bardzo rozpowszechnione i zazwyczaj składają się z pompy o zmiennej wydajności z regulatorem stałego ciśnienia, a w wersjach bardziej rozbudowanych posiadają dodatkowe regulatory [2, 3, 4]. Prosty przykład takiego napędu ilustruje rysunek 3. Prędkość elementu wykonawczego zależy od chwilowej wydajności pompy.

Charakterystyka statyczna tego typu regulacji przedstawiona jest na rysunku 5. Zmniejszając prędkość elementu wykonawczego przesuwamy charakterystykę pompy w lewo. Punkt pracy przesuwa się również w lewo po charakterystyce zaworu bezpieczeństwa mocy. Układ więc pracuje mniej więcej z tą samą wysoką sprawnością w przeciwieństwie do układów z regulacją dławieniową.



Rys. 5. Charakterystyka statyczna z regulacją objętościową

Niestety rozwiązanie takie posiada pewne wady. Zaliczyć do nich można m.in. zwiększony koszt zakupu pompy, ponieważ pompy o zmiennej wydajności są zazwyczaj kilkakrotnie droższe od np. pomp zębatych. Ponadto pompy wielotłokowe, są bardziej wrażliwe na zanieczyszczenia cieczy roboczej niż pompy zębate. Pompy wielotłokowe cechują się zazwyczaj większym współczynnikiem nierównomierności wydajności, są też większe i cięższe od pomp zębatych. Kolejną wadą pomp tłokowych jest hałaśliwość ich pracy przewyższająca pompy zębate. Warto podkreślić, że kryterium hałaśliwości pracy układów hydrostatycznych jest podnoszone w dokumentach normatywnych Unii Europejskiej [6], a jego niespełnienie może prowadzić do niedopuszczenia wyrobu na rynki UE. Co więcej dopuszczalny poziom hałasu generowanego przez maszyny i urządzenia z napędem hydrostatycznym jest sukcesywnie obniżany [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14].

Zdaniem autorów oba sposoby regulacji prędkości elementów wykonawczych generują duże straty. Z tego powodu zwrócono uwagę na falowniki które w napędach elektrycznych odgrywają coraz większą rolę. Szczególnie dużą rolę spełniają w napędach wentylatorów i pomp wirowych. Wykorzystanie falownika pociąga za sobą wiele korzyści, przede wszystkim finansowych. Zastosowanie falowników w aplikacjach z wentylatorami i pompami pociąga za sobą zmniejszone zużycie energii elektrycznej oraz brak konieczności zastosowań dodatkowych urządzeń układu automatyki.

Dzięki zastosowaniu falowników w aplikacjach „wentylatorowych” i „pompowych” jest mniejsze zużycie energii elektrycznej, - czynnej i biernej. Oznacza to, że m.in. jest duży współczynnik mocy – $\cos\varphi \sim 0,9$ - w całym zakresie regulacji oraz dużą sprawność energetyczną, rzędu 98%. Rozruch napędu dzięki falownikom jest dużo lepszy niż tradycyjny rozruch. Regulacja obrotów silnika dla pomp i wentylatorów w zakresie: 10 – 100% odbywa się bez jego dodatkowego chłodzenia. Dzięki wbudowanym regulatorom PID w falownikach następuje dalsze cięcie kosztów - dlatego, że nie ma konieczności stosowania dodatkowych elementów automatyki. W falownikach nowej generacji – wbudowany regulator PID to już standard w wyposażeniu. Wykorzystanie falowników w systemach wodnych zmniejsza zużycie energii elektrycznej nawet do 60%.

Na podstawie przeprowadzonej analizy postanowiono zbudować prototypowy zasilacz hydrauliczny, w którym generatorem miała być pompa zębata napędzana silnikiem elektrycznym. Zmianę prędkości obrotowej pompy miał zapewnić falownik, a cały zespół napędowy miał zastąpić pompę wielotłokową z regulatorem stałego ciśnienia. Tak zbudowany zasilacz został przebadany pod kątem efektywności energetycznej.

2. Przedmiot badań

Obiektem badań był zasilacz hydrauliczny (rys. 6), którego głównym elementem była pompa (2) o stałej wydajności (zębata o zazębieniu zewnętrznym umieszczona w zbiorniku oleju hydraulicznego) [15]. Pompa napędzana była 3-fazowym silnikiem elektrycznym (1) o mocy 4 kW z chłodzeniem obcym. Układ sterowania pracą silnika znajdował się w szafie sterowniczej. Zasilacz mógł pracować w dwóch trybach pracy: „normal” oraz „eko”.

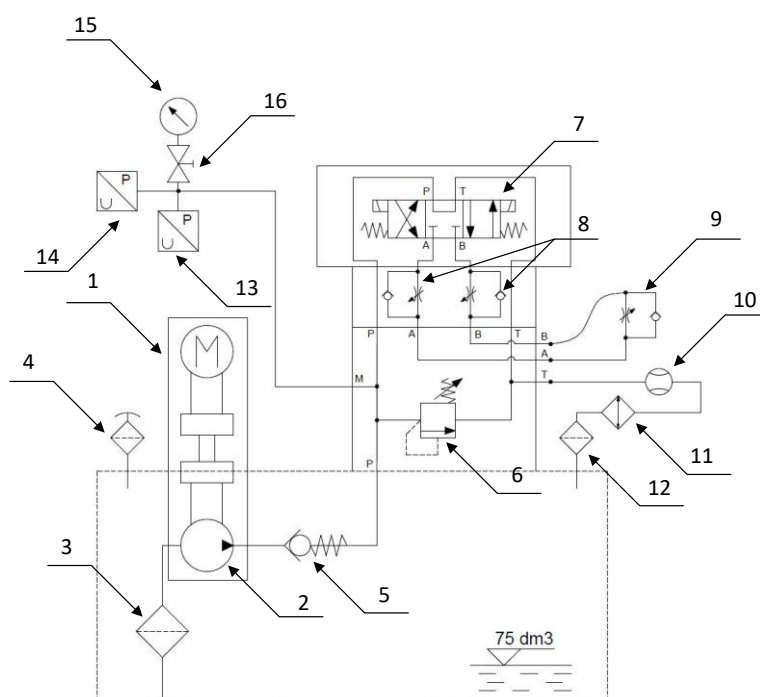
Układ sterowania umożliwiał zmianę prędkości obrotowej silnika napędzającego pompę, a co za tym idzie samej pompy. Sterowanie prędkością obrotową oparte jest w głównej mierze na przetwornicy częstotliwości. Falowniki zapewniają szeroki zakres zmiany prędkości obrotowej silnika elektrycznego. Dzięki układowi sterowania możliwe jest m.in. ustawienie takich parametrów pracy silnika elektrycznego, jak:

- czas przyspieszania i zwalniania,
- górna i dolna granica częstotliwości,

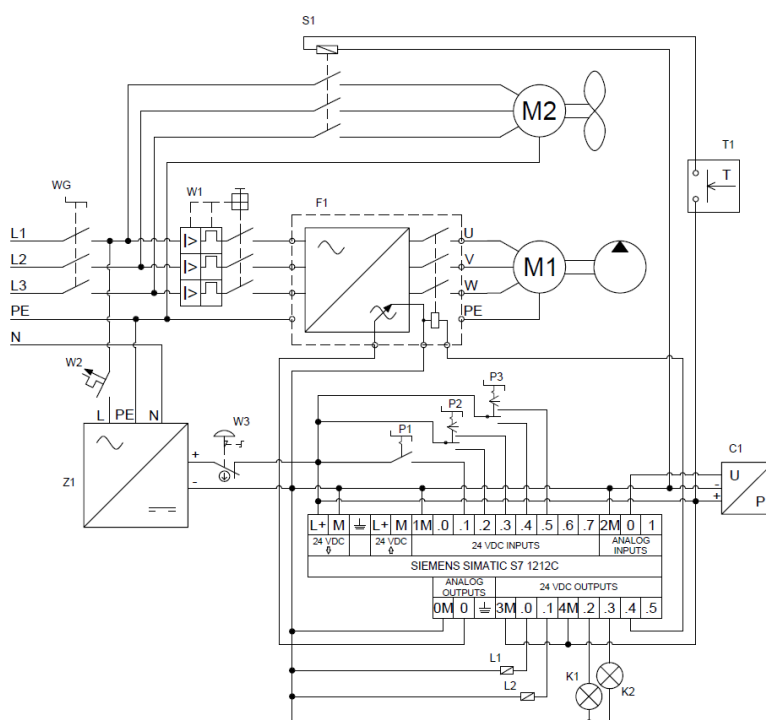
- prąd znamionowy silnika,
- tryb sterowania wektorowego (wg charakterystyki napięcie-częstotliwość).

Zasilacz wyposażony był również w manometr (15) do kontroli wartości chwilowej ciśnienia tłoczenia pompy wporowej. Dla celów badawczych zasilacz wyposażono w przetwornik ciśnienia Hysense PR100 (13) oraz przepływomierz Hysense QG100 (10). Przetwornik ciśnienia (13) oraz przepływomierz (10) współpracowały z bezpośrednio podłączonym panelem kontrolno-pomiarowym MultiSystem5060 Plus Hydrotechnik. Pozwoliło to na wyznaczenie charakterystyk statycznych zasilacza w trybach pracy „normal” i „eko”. Zasilacz wyposażony był w dodatkowy przetwornik ciśnienia ADZ Nagano (14), który podłączony do modułu sterowania silnikiem elektrycznym (1) tworzył pętlę sprzężenia zwrotnego i wykorzystywany był w trybie pracy „eko”. Na płycie zbiornika zasilacza zainstalowany był rozdzielacz 4/3 (7) oraz zawory dławiąco-zwrotne (8) (które podczas badań były całkowicie otwarte). Obciążenie pompy zadawano zaworem dławiąco-zwrotnym (9), co jednak wymagało zajęcia przez suwak rozdzielacza (7) prawego, skrajnego położenia i połączenia dróg P z A oraz B z T. Objętościowe natężenie przepływu cieczy spływającej do zbiornika zasilacza mierzono przepływomierzem (10). Przed nadmiernym wzrostem temperatury oleju układ zabezpieczony był chłodnicą oleju (11).

Zasilacz ten został wyposażony w układ sterowania i przedstawiony na rysunku 7. Układ sterowania składa się z dwóch podstawowych części – części wykonawczej pracującej pod napięciem 3-fazowym 230/400 V AC, oraz części sterującej pracującej pod napięciem stałym 24 V.



Rys. 6. Schemat hydrauliczny badanego zasilacza: 1 – silnik elektryczny napędowy o mocy 4 kW, 2 – pompa zębata o zazębieniu zewnętrznym, 3 – filtr ssawny, 4 – filtr wlewowy z odpowietrzeniem, 5 – zawór zwrotny obciążony, 6 – zawór maksymalny, 7 – rozdzielacz 4/3, 8 – zawory dławiąco-zwrotne, 9 – zawór dławiąco-zwrotny, 10 – przepływomierz, 11 – chłodnica oleju CSL 1 firmy Ciesse, 12 – filtr zlewowy, 13 – przetwornik ciśnienia



Podstawowa funkcja układu jaką jest sterowanie zasilaczem wg zasady stałego ciśnienia polega na pomiarze ciśnienia przy użyciu przetwornika (C1) zamontowanego na linii tłocznej zasilacza hydraulicznego i podłączonego do wejścia analogowego sterownika. Na podstawie aktualnej wartości ciśnienia, która dociera do sterownika w postaci sygnału napięciowego o zakresie 0-10 V, jest obliczany uchyb od aktualnej wartości zadanej ciśnienia, a następnie poprzez zaimplementowany w sterowniku regulator, na wyjście analogowe sterownika zostaje zadany sygnał sterujący częstotliwością falownika.

3. Program badań

Badania zasilacza przeprowadzono w Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn Katedry Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej.

Badania obejmowały:

- wyznaczenie charakterystyk statycznych zaworu maksymalnego
- wyznaczenie charakterystyki pompy wyporowej przedmiotowego zasilacza.

Badania prowadzono w dwóch dostępnych trybach pracy zasilacza oznaczonych jako „normal” oraz „eko”.

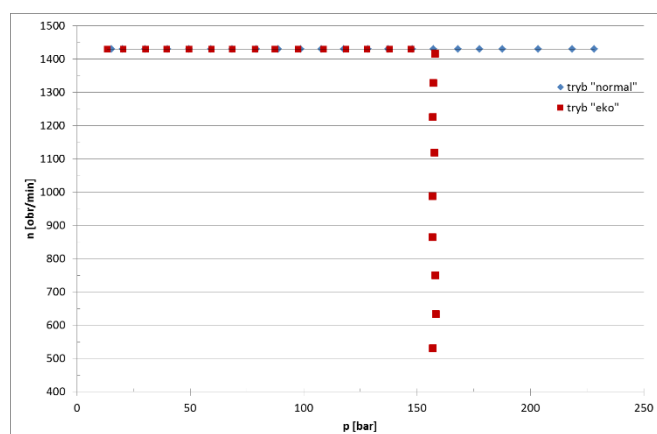
Pomiarowi i rejestracji podlegały następujące wielkości:

- a) ciśnienie tłoczenia pompy,
- b) natężenie przepływu cieczy generowanej przez pompę,
- c) prędkość obrotowa wałka silnika elektrycznego napędzającego pompę wyporową.

Badania przeprowadzono w warunkach pracy ustalonej zasilacza. Jako obciążenie badanego układu zastosowano nastawny jednokierunkowy zawór dławiący. Zakres ciśnień obciążenia mieścił się w przedziale od 10 bar do 230 bar w zależności od trybu pracy zasilacza. Nominalna prędkość obrotowa wału pompy ustalona była na poziomie 1430 obr/min.

4. Wyniki badań

Z rezultatów badań przedstawionych na rysunku 8 wynika, że dla trybu „normal” w całym zakresie ciśnień prędkość wału silnika elektrycznego jest stała.



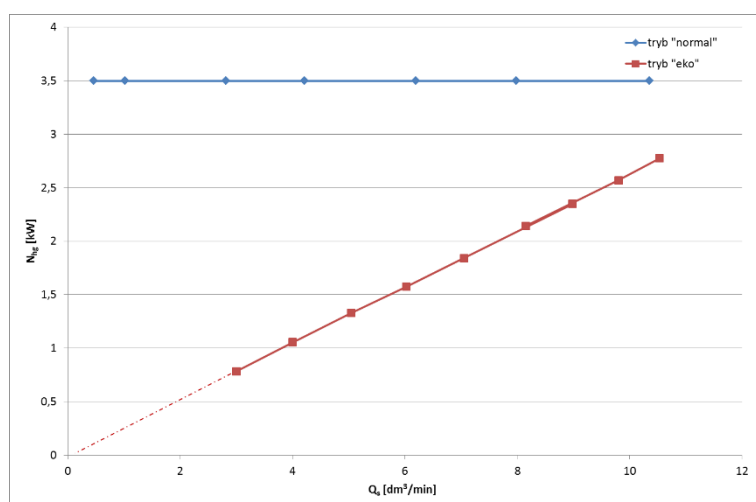
Rys. 8. Zależność prędkości obrotowej wału silnika elektrycznego napędzającego pompę zasilacza od ciśnienia w jej króćcu tłocznym

Stała jest również wydajność pompy, przy założeniu jej sprawności objętościowej równej 100%. Natomiast w trybie „eko” wartość prędkości wału silnika elektrycznego jest stała tylko do pewnego ciśnienia ustawionego w module sterującym silnikiem elektrycznym. Zasilacz podczas pracy w trybie „eko” był tak ustawiony, że układ regulacji prędkości obrotowej wału silnika elektrycznego zaczynał działać przy ciśnieniu w króćcu tłocznym pompy równym ok. 150 bar.

Podczas badań (w obu trybach pracy zasilacza) zawór maksymalny ustawiony był na wartość 200 bar. Zmniejszenie prędkości obrotowej wału silnika elektrycznego pociąga za sobą zmniejszenie prędkości wału pompy oraz zmniejszenie jej wydajności, a to zapobiega w trybie pracy „eko” wzrostowi ciśnienia do wartości pracy zaworu maksymalnego. W trybie pracy „eko” zawór maksymalny pozostaje zamknięty i pełni rolę zaworu bezpieczeństwa. W ten sposób eliminowane są straty mocy związane z przepływem cieczy przez zawór maksymalny.

Wykorzystanie elektronicznej regulacji umożliwia pozbycie się dwóch najistotniejszych strat, tj. strukturalnych objętościowych związanych z upuszczaniem przez zawór przelewowy, oraz w bardziej rozbudowanych układach hydraulicznych, wynikające ze spadku ciśnienia na zaworze dławiącym.

Przedstawiona na rysunku 9 zależność mocy hydraulicznej generatora w funkcji zapotrzebowania na ciecz przez odbiornik hydrauliczny najlepiej ilustruje efektywność energetyczną zasilacza hydraulicznego. Przy maksymalnym zapotrzebowaniu cieczy zapotrzebowanie na moc w trybie „eko” jest o około 20% niższe niż w trybie „normal”. Jeszcze wyraźniej widać to przy minimalnym zapotrzebowaniu na ciecz odbiorników. W takim przypadku zapotrzebowanie na moc w trybie „eko” wynosi jedynie 23% mocy, która potrzebuje układ pracujący w trybie „normal”.



Rys. 9. Zależność mocy hydraulicznej generatora w funkcji zapotrzebowania na ciecz przez odbiornik hydrauliczny

5. Podsumowanie

Podstawowym celem przeprowadzonych badań było określenie efektywności energetycznej prototypowego zasilacza z układem regulacji elektronicznej. Za stosowaniem tego typu rozwiązań przemawiają aspekty ekonomiczne. Cena zasilacza z kompletnym układem regulacji elektronicznej jest niższa od równoważnego układu wykorzystującego pompę o zmiennej wydajności (tabela 1).

Porównanie dwóch typów pomp

Tabela 1.

Pompa o zmiennym wydatku						
Nazwa	Symbol	Cena*	Wydajność	Producent	p _{max}	Zakres obrotów
Pompa tłoczkowa promieniowa	PFR-206	7182,08	5,8 cm ³ /obr	ATOS	350 bar	600-1800 obr/min
		7182,08				

Nasze rozwiązanie						
Nazwa	Symbol	Cena*	Wydajność	Producent	p _{max}	Zakres obrotów
Pompa zębata gr. 2	PS2A-04D-10N	720,906	6,0 cm ³ /obr	Contarini	250 bar	650-3500
Falownik 4kW	SINAMICS V20	1755,48		Siemens		
		2476,38				

W trybie pracy „eko” praca zaworu maksymalnego w warunkach ustalonych została wyeliminowana poprzez wprowadzenie pętli sprzężenia zwrotnego od ciśnienia w króćcu tłocznym pompy do modułu sterującego pracą elektrycznego silnika napędowego. Wzrost ciśnienia w króćcu tłocznym pompy ponad ustaloną wartość powoduje zmniejszenie prędkości obrotowej wału silnika elektrycznego sprzęgniętego z wałem pompy wyporowej. Powoduje to zmniejszenie wydajności pompy wyporowej i zapobiega dalszemu wzrostowi ciśnienia, tak, że jest ono stale mniejsze od ciśnienia otwarcia zaworu maksymalnego. Pompa tłoczy do układu tylko tyle cieczy jakie jest aktualne na nią zapotrzebowanie. W stanach ustalonych zawór maksymalny pozostaje zamknięty.

W trakcie badań stwierdzono również, że w trybie pracy „eko” poniżej prędkości obrotowej 500 obr/min elektrycznego silnika napędzającego pompę ciśnienie w króćcu tłocznym pompy zaczyna zmieniać się dynamicznie, a wartości amplitud tych zmian sięgają 20% wartości ustalonej dla pracy w tym trybie.

Główne oszczędności są osiągnięte przez odpowiednie zaprogramowanie cyklu pracy pompy w czasie wolnych ruchów lub biegu jałowego.

Literatura

1. Chrostowski H., Popczyk Z., Szatkowska J.: Globalny, europejski, polski rynek maszyn i urządzeń oraz techniki płynowej w okresie turbulencji w gospodarce. Hydraulika i Pneumatyka, nr 3, 2013.
2. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn, WNT, Warszawa 1998.
3. Szydełski Z.: Pojazdy samochodowe. Napęd i sterowanie hydrauliczne. WKŁ, Warszawa 1999.
4. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 2005.
5. Dindorf R.: Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji płynowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach, Kielce 2004.

6. Dyrektywa nr 2000/14/EC Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 8 maja 2000 r. W sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących emisji hałasu do środowiska przez urządzenia używane na zewnątrz pomieszczeń.
7. Kollek W., Kudźma Z., Rutański J., Stosiak M.: Redukcja hałasu nisko i wysokoczęstotliwościowego w układach hydrostatycznych. Przegląd Mechaniczny, nr 4, 2007.
8. Kollek W., Kudźma Z., Osiński P., Stosiak M.: Hałas niskoczęstotliwościowy maszyn roboczych ciężkich. Napędy i Sterowanie, nr 1, 2009.
9. Kudźma Z.: Tłumienie pulsacji ciśnienia i hałasu w układach hydraulicznych w stanach przejściowych i ustalonych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2012.
10. Kudźma Z., Stosiak M.: Reduction of infrasounds in machines with hydrostatic drive. Acta of Bioengineering and Biomechanics. vol. 15, no 2, 2013.
11. Osiński P.: Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013
12. Osiński P.: Modelling and design of gear pumps with modified tooth profile. Saarbrücken: LAP Lambert Academic Publishing, 2014.
13. Osiński P., Kollek W.: Assessment of energetistic measuring techniques and their application to diagnosis of acoustic condition of hydraulic machinery and equipment. Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2013, vol. 13, nr 3
14. Osiński P., Stosiak M.: Łagodzenie rozruchu przekładni hydrostatycznej pod kątem redukcji hałasu. W: Badanie, konstrukcja, wytwarzanie i eksploatacja układów hydraulicznych : Cylinder 2015 : [praca zbiorowa / red. nauk. Adam Klich, Antoni Kozieł]. Gliwice : Instytut Techniki Górniczej KOMAG, 2015.
15. Domagała Zygmunt, Kawiak Jan, Kuśnierz Wiktor, Łabik Rafał, Osiński Piotr, Stosiak Michał - Ocena efektywności energetycznej zasilacza hydraulicznego z regulacją wg zasady stałego ciśnienia. Napędy i Sterowania Hydrauliczne i Pneumatyczne. Katowice 2016.

Ocena konstrukcji i analiza uszkodzeń w prototypowych wysokociśnieniowych pompach zębatych poddanych testom niszczącym

Rafał Cieśliski - Politechnika Wrocławska

Piotr Osiński - Politechnika Wrocławska

Streszczenie: Rozwój pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym zmierza w kierunku wyższych ciśnień tłoczenia, wyższych sprawności, obniżeniu pulsacji ciśnienia, obniżeniu pulsacji wydajności, obniżeniu emisji akustycznej. W rozdziale przedstawiono dwie konstrukcje prototypowych pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym. Są to jednostki, w których zakłada się uzyskiwanie maksymalne ciśnienia dochodzące do 40 MPa. Rozdział przedstawia wyniki badań niszczących prototypowych wysokociśnieniowych pomp zębatych. Badania te mają na celu sprawdzenie maksymalnego ciśnienia statycznego jakie są w stanie przenieść zaprojektowane elementy konstrukcyjne.

Design assessment and analysis of damages of high pressure gear pumps after destructive tests

Abstract: The development of external gear pumps tends toward higher discharge pressures, higher efficiency, lower pressure pulsations, lower performance pulsations, lower acoustic emissions. Two designs of prototype gear pumps with external gearing are presented. Presented units should be able to reach pressures up to 40 MPa. This article presents the results of the research on the destructive tests of prototype high pressure external gear pumps. Tests are designed to verify the maximum static pressure that the units presented are capable to withstand.

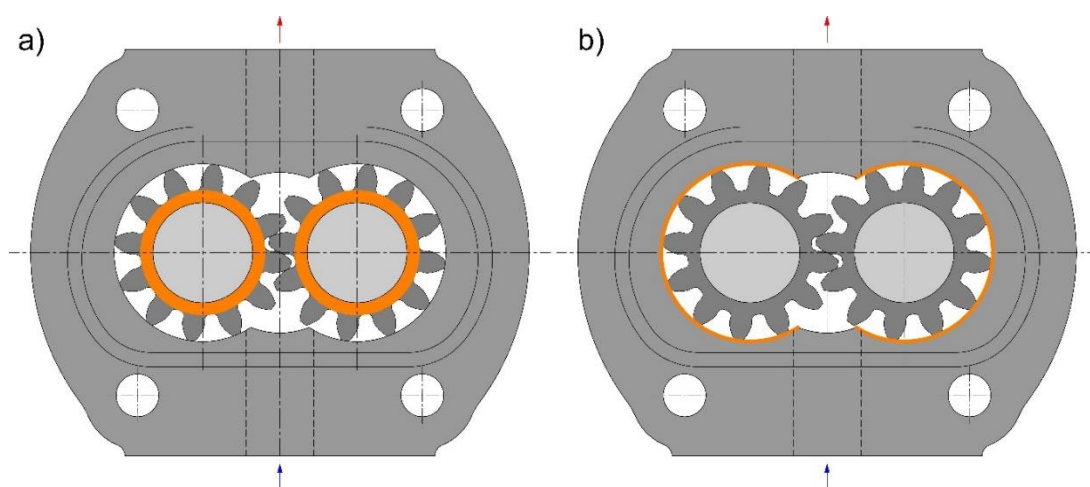
1. Wprowadzenie

Wyporowe pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym, należą do najpopularniejszych rodzajów generatorów energii w napędzie hydrostatycznym. Ich głównymi zaletami są: prosta budowa, relatywnie niska wrażliwość na zanieczyszczenie czynnika roboczego, wysoka sprawność, relatywnie niska cena. Pierwsze dwie zalety przekładają się na kolejną bardzo istotną cechę, a mianowicie, wysoką niezawodność w porównaniu do innych rodzajów pomp wyporowych. Stosunkowo wysokie ciśnienia tłoczenia, sięgające do 30 MPa, oraz szeroki zakres prędkości obrotowych powoduje, że pompy tego rodzaju są stosowane w wielu aplikacjach [1 - 6, 8].

Rozwój jednostek o zazębieniu zewnętrznym skupia się na podwyższeniu ciśnień tłoczenia, sprawności, obniżeniu emisji akustycznej, oraz zmniejszeniu pulsacji ciśnienia i pulsacji wydajności. Poprawa wymienionych parametrów pozwoli konkurować pompom zębatym ze znacznie droższymi pompami wielotłokowymi. Wyższa sprawność i ciśnienie tłoczenia pozwoli na ograniczenia masy oraz gabarytów hydrostatycznych układów napędowych bądź uzyskanie większych sił i momentów generowanych przez organy robocze tego napędu przy zachowaniu obecnych gabarytów.

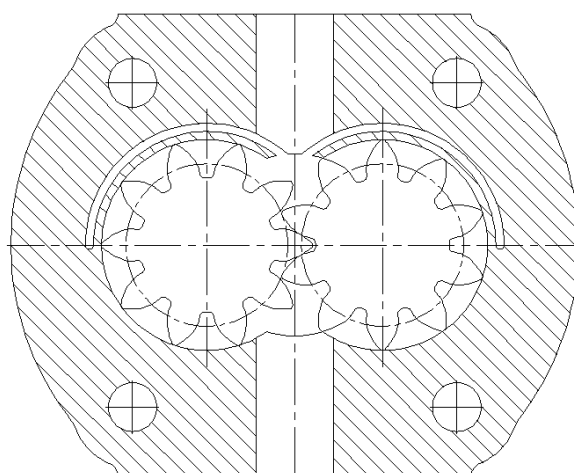
Ograniczenie ciśnienia tłoczenia do 30 MPa, w przypadku pomp konwencjonalnych, jest spowodowane występowaniem szczelin wewnętrznych. Są to szczeliny: czołowa i obwodowa (rys. 1). Kompensacja szczeliny czołowej jest znana i stosowana w konwencjonalnych

jednostkach zębatych. Wprowadzenie rozwiązań z kompensacją szczeliny obwodowej pozwala osiągnąć ciśnienia tłoczenia sięgające 40 MPa.



Rys. 1. Szczeliny występujące w jednostkach zębatych o zazębieniu zewnętrznym:
a) szczelina czołowa, b) szczelina obwodowa

W odpowiedzi na rosnące zapotrzebowanie na tego typu jednostki, w kooperacji z firmą Hydrotor S.A., opracowano dwie prototypowe konstrukcje, wysokociśnieniowych pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym. Głównym założeniem przy projektowaniu nowej konstrukcji pomp było uzyskanie ciśnień tłoczenia sięgających 40 MPa. Pierwszą z nich stanowiła konstrukcja z konwencjonalnym korpusem. W rozwiązaniu tym kompensację szczeliny obwodowej uzyskano za pomocą korekcji wierzchołka w kierunku natarcia zęba, tak aby powstała szczelina która pozwoli na uzyskanie efektu smarowania hydrodynamicznego. W rezultacie powstaje dodatkowa siła promieniowa kompensująca efekt naporu hydrostatycznego czynnika roboczego (zgłoszenie patentowe nr P.418263). Druga jednostka to pompa z kompensacją luzów obwodowych (rys. 2, 4). Charakteryzuje ją trójdzielna budowa korpusu oraz obecność wargi kompensującej szczelinę obwodową (patent PL221099B1).



Rys. 2. Koncepcja budowy środkowego fragmentu korpusu prototypowej pompy wysokociśnieniowej z kompensacją luzu obwodowego wg patentu PL221099B1

Pompy poddane badaniom zostały zaprojektowane w oparciu o półfabrykaty, co pozwoli znacznie zredukować koszty oraz czas wytwarzania. Wytrzymałość konstrukcji w pierwszym etapie sprawdzono metodami obliczeniowymi analitycznymi i numerycznymi (MES). W celu sprawdzenia poprawności obliczeń zdecydowano o przeprowadzeniu prób niszczących. Przeprowadzone badania dodatkowo pozwoliły na określenie rzeczywistych obciążeń statycznych jakie są w stanie przenieść nowe jednostki. Badania przedstawione w rozdziale zostały wykonane w ramach projektu pt.: „Opracowanie konstrukcji wysokociśnieniowych pomp zębatych”, finansowanego ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju, projekt nr PBS3/A6/22/2015.

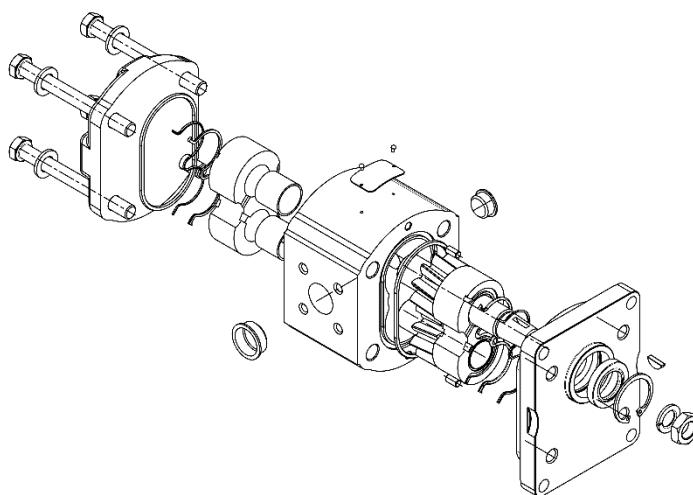
2. Obiekty badań

Obiektami badań były prototypowe pompy zębate z grupy III wykonane w kooperacji z firmą HYDROTOR S.A. Na rysunkach 3 i 4 zamieszczono widok aksonometryczny (rozstrzelony) badanych pomp. W dalszej części pompa z korpusem jednolitym będzie określana jako jednostka nr 1, natomiast pompa z korpusem dzielonym jako jednostka nr 2.

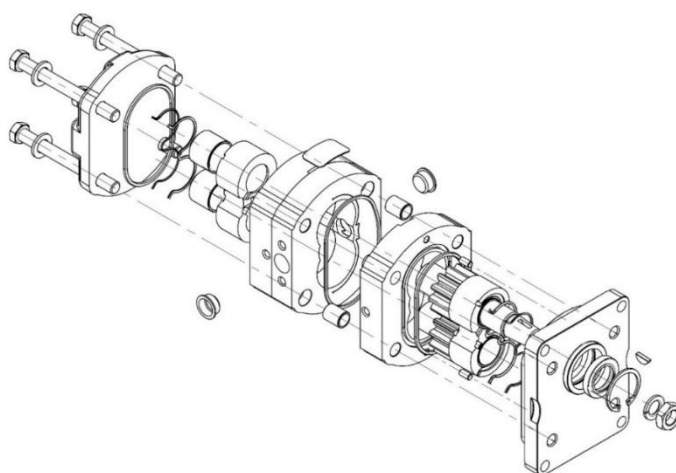
Zakres opracowania obejmuje badania niszczące, których celem jest określenie maksymalnego statycznego obciążenia, którym można obciążyć badaną jednostkę. Dodatkowo wprowadzono względny współczynnik rezerwy k , zdefiniowany jako różnica ciśnienia niszczącego p_n , zakładanego maksymalnego ciśnienia tłoczenia p_{max} , odniesiona do p_{max} :

$$k = \left(\frac{p_n}{p_{max}} - 1 \right) \cdot 100\% \quad (1.1)$$

Założono, że maksymalne ciśnienie tłoczenia prototypowych jednostek będzie wynosić $p_{max} = 40$ MPa.



Rys. 3. Wysokociśnieniowa prototypowa pompa zębata z jednolitym korpusem [7]



Rys. 4. Wysokociśnieniowa pompa zębata z korpusem dzielonym [7]

Badane pompy posiadają różną budowę. Jednostka nr 1 charakteryzuje się budową trójdzielną. Na kolejne części składa się:

- 1) płyta z uszczelnieniami wałka,
- 2) korpus, koła zębate, korpusy łożysk ślizgowych, łożyska ślizgowe, pierścienie uszczelniające o przekroju kołowym, uszczelnienia ograniczające powierzchnię kompensacji luzów osiowych,
- 3) pokrywa, śruby łączące elementy korpusu,

Jednostka nr 2 różni się budową w stosunku do jednostki nr 1. Główne zmiany występują w konstrukcji korpusu pompy. Na jej kolejne części składają się:

- 1) płyta z uszczelnieniami wałka,
- 2) korpus o konstrukcji trójdzielnej wraz z układem pompującym, na który składa się:
 - a) pierwsza część korpusu, korpus łożyska, łożyska ślizgowe, pierścienie uszczelniające o przekroju kołowym, uszczelnienia ograniczające powierzchnię kompensacji luzów osiowych,
 - b) druga (środkowa) część korpusu, koła zębate, tulejki ustalające,
 - c) trzecia część korpusu, korpus łożyska, łożyska ślizgowe, pierścienie uszczelniające o przekroju kołowym, uszczelnienia ograniczające powierzchnię kompensacji luzów osiowych,
- 3) pokrywa, śruby łączące elementy korpusu wraz z podkładkami i nakrętkami.

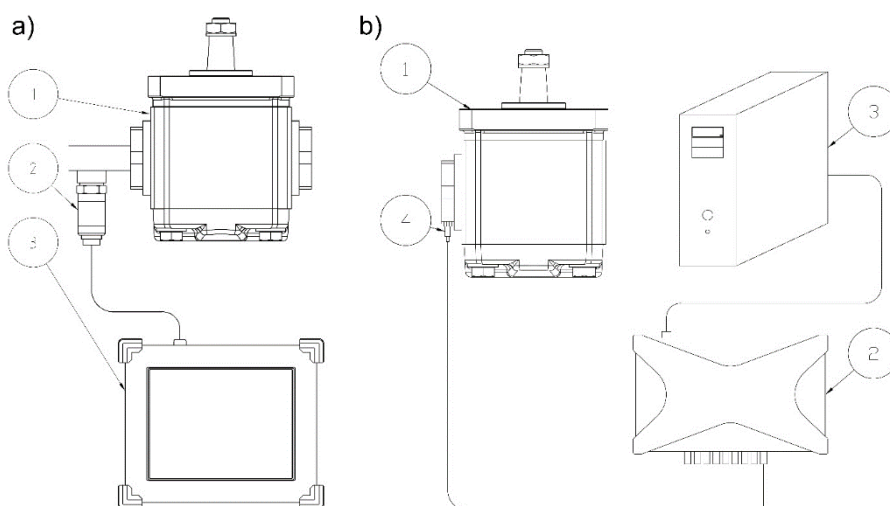
Należy dodać, że druga część korpusu jednostki nr 2 posiada kompensację luzu obwodowego w postaci wargi. W celu zapewnienia poprawnego pozycjonowania w otworach na śruby łączące kolejne fragmenty pompy umieszczono tulejki. Dodatkowo pompa nr 2 posiada śruby z gwintem skrawanym, natomiast pompa nr 1 posiada śruby z gwintem walcowanym.

Najważniejszymi elementami z punktu widzenia zakresu pracy są: płyta, pokrywa i korpus pompy. Korpusy pomp zostały wykonane ze stopu aluminium PA9. Próba niszcząca pompy nr 1 została przeprowadzona dla płyty i pokrywy wykonanej z żeliwa sferoidalnego EN-GJS-500-7. Jednostka nr 2 została poddana próbie niszczącej z pokrywą wykonaną

z żeliwa ZL 250, oraz z żeliwa sferoidalnego EN-GJS-500-7. Grubość pokryw była identyczna. W obu przypadkach wykorzystano płytę z żeliwa ZL250.

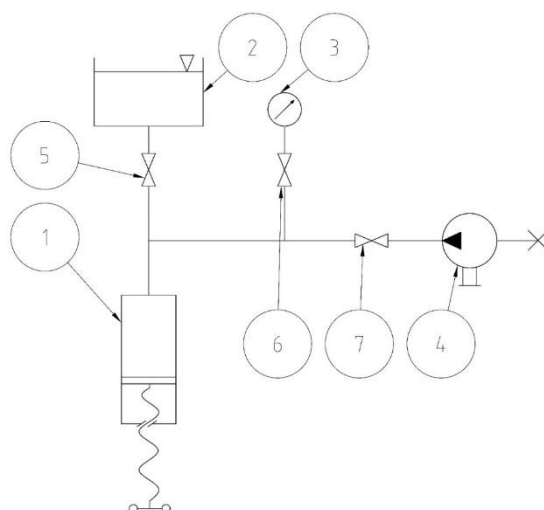
3. Aparatura pomiarowa i stanowisko do badań niszczących

Na rysunku 5 a) przedstawiono schemat toru do pomiaru ciśnienia w trakcie próby niszczącej jednostki nr 2. Rysunek 5 b) przedstawia tor pomiarowy wykorzystany do pomiaru ciśnienia w trakcie prób niszczących jednostki nr 1.



Rys. 5. Schemat toru pomiarowego do pomiaru ciśnienia: a) próby niszczące jednostki nr 2, 1 – badana pompa prototypowa, 2 – czujnik ciśnienia PR 300 produkcji hydrotechnik, 3 – miernik pomiarowy MultiSystem 8050 produkcji Hydrotechnik; b) próby niszczące jednostki nr 1, 1 – badana pompa prototypowa, 2 – wzmacniacz QuantumX MX1615 produkcji HBM, 3 – komputer klasy PC, 4 – czujnik ciśnienia P3IC/1000BAR produkcji HBM

Na rysunku 6 przedstawiono schemat stanowiska obciążającego wykorzystanego w celu przeprowadzenia próby niszczącej.



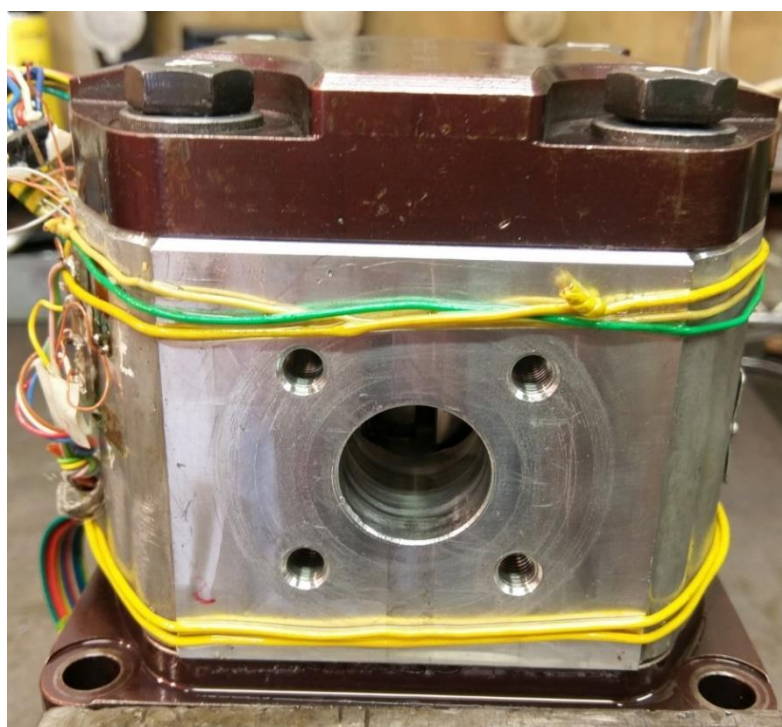
Rys. 6. Schemat stanowiska pomiarowego do prób niszczących. 1 - pompa z napędem ręcznym, 2 - zbiornik oleju, 3 - manometr, 4 - badana pompa zębata, 5 - 7 - zawory odcinające

Po napełnieniu i odpowietrzeniu uszczelnionej komory pompy zębatej 4, podawano czynnik roboczy (olej hydrauliczny Lotos Oil L-HL 68) za pomocą pompy 1. Napędzana ręcznie pompa 1 doprowadzała do układu ciecz roboczą pod ciśnieniem tłoczenia p_t . Układ zaworów odcinających pozwala na napełnienie komory roboczej pompy 1 (zawór 5 otwarty, zawory 6 i 7 zamknięte), a następnie podanie oleju hydraulicznego do układu (zawory 6 i 7 otwarte, zawór 5 zamknięty) i kontrolę ciśnienia tłoczenia na manometrze 3. Badana jednostka 4 była podłączona do układu wysokociśnieniowym przewodem elastycznym. Przewód przyłączono do króćca tłocznego badanej pompy. Króciec ssawny zaślepiono.

4. Wyniki próby niszczącej

Próba niszcząca miała następujący przebieg. Po napełnieniu komory pompy z napędem ręcznym płynnie podwyższano ciśnienie obciążenia do momentu uszkodzenia testowanej jednostki. Za ciśnienie niszczące przyjmowano jego najwyższą wartość, tuż przed utratą szczelności, która objawiała się gwałtownym spadkiem ciśnienia. Dodatkowo moment uszkodzenia objawiał się słyszalnym dźwiękiem o charakterze impulsowym. W miejscu uszkodzenia obserwowano wycieki oleju. W trakcie próby mierzono ciśnienie statyczne z wykorzystaniem aparatury opisanej w rozdziale 3.

W trakcie próby niszczącej, jednostka nr 1 uległa rozszczelnieniu przy ciśnieniu p_n równemu 58,7 MPa. Zniszczeniu uległ pierścień uszczelniający znajdujący się pomiędzy korpusem pompy, a pokrywą. Na rysunkach 7 i 8 zamieszczono zdjęcia wykonane po próbie.



Rys. 7. Uszkodzona jednostka nr 1. Widok ogólny



Rys. 8. Uszkodzony pierścień uszczelniający o przekroju kołowym znajdujący się pomiędzy korpusem a pokrywą

Jednostka nr 2 testowana z pokrywą wykonaną z żeliwa ZL 250 uległa uszkodzeniu przy ciśnieniu 37,5 MPa. Uszkodzeniu uległ gwint śrub mocujących poszczególne elementy pompy. Na rysunkach od 9 i 10 zamieszczono zdjęcia wykonane po próbie.



Rys. 9. Uszkodzona Jednostka nr 2. Na zdjęciu widoczne śruby z uszkodzonym gwintem



Rys. 10. Uszkodzone śruby mocujące elementy pompy

Jednostka nr 2 została poddana kolejnej próbie z pokrywą wykonaną z żeliwa ZL 250. Śruby łączące elementy pompy zostały zastąpione śrubami z gwintem walcowanym. Pompa uległa uszkodzeniu przy ciśnieniu 39,8 MPa. Uszkodzeniu uległa pokrywa pompy. Na rysunkach 11 i 12 zamieszczono zdjęcia wykonane po próbie [źródło: opracowanie własne na podstawie].



Rys. 11. Strona wewnętrzna uszkodzonej pokrywy



Rys. 12. Uszkodzona pokrywa jednostki nr 2 wykonana z żeliwa ZL 250

W ostatniej próbie w jednostce nr 2 zamontowano pokrywę wykonaną z żeliwa sferoidalnego EN-GJS-500-7. Do tej próby również wykorzystano śruby z gwintem walcowanym. Pompa uległa rozszczelnieniu przy ciśnieniu 52,0 MPa. Uszkodzeniu uległ pierścień uszczelniający znajdujący się pomiędzy pierwszą, a drugą częścią korpusu. Na rysunkach 13 i 14 zamieszczono zdjęcia wykonane po statycznych testach niszczących [źródło: opracowanie własne na podstawie].



Rys. 13. Jednostka nr 2 po próbie niszczącej z pokrywą wykonaną z żeliwa sferoidalnego EN-GJS-500-7



Rys. 14. Uszkodzony pierścień uszczelniający znajdujący się pomiędzy pierwszym, a drugim elementem korpusu pompy

Na rysunkach 15 i 16 zamieszczono zdjęcia wykonane po próbie. Na rysunku 15 widoczny jest pierścień uszczelniający o przekroju kołowym z wyraźnymi uszkodzeniami. Pierścień ten znajdował się pomiędzy pokrywą i trzecim elementem korpusu jednak podobnym uszkodzeniom uległy pozostałe pierścienie uszczelniające (między płytą, a pierwszym elementem korpusu i między drugim, a trzecim elementem korpusu). Rysunek 16 przedstawia śrubę łączącą elementy pompy po próbie niszczącej, która uległa plastycznemu odkształceniu.



Rys. 15. Pierścień uszczelniający znajdujący się pomiędzy pokrywą i trzecim fragmentem korpusu pompy



Rys. 16. Śruba łącząca elementy próbie niszczącej z pokrywą z żeliwa EN-GJS-500-7

5. Wnioski

Po przeprowadzonych próbach niszczących jednostki nr 1 jako główną przyczynę uszkodzenia pompy przy ciśnieniu 58,7 MPa wskazuje się śruby łączące elementy pompy. Ulegają one odkształceniu sprężystemu, co w konsekwencji objawia się znacznym zwiększeniem szczeliny pomiędzy płytą, a korpusem pompy. Szczelina ta jest na tyle duża, że ciecz jest w stanie wyrwać pierścień uszczelniający z gniazda. Po próbie niszczącej nie stwierdzono uszkodzeń śrub łączących elementy pompy. W trakcie demontażu jednostek odkręcenie śrub wymagało przyłożenia założonego momentu, co świadczyło o występowaniu prawidłowego naciągu wprowadzonego podczas montażu.

Jednostka nr 2 w pierwszej próbie niszczącej uległa uszkodzeniu przy ciśnieniu 37,5 MPa, z powodu niskiej wytrzymałości śrub z gwintem skrawanym. Z tego powodu nie zaleca się dalszego stosowania tego typu śrub w jednostkach wysokociśnieniowych. Druga próba wykazała pęknięcie pokrywy, które wystąpiło przy ciśnieniu 39,8 MPa i wynika z występowania gwałtownej zmiany przekroju pokrywy. Zaleca się zmianę geometrii pokrywy (jednakowa grubość pokrywy) lub znacznego zwiększenia promienia zaokrąglenia w celu zniwelowania efektu karbu.

Zmiana pokrywy na pokrywę wykonaną z żeliwa EN-GJS-500-7 spowodowała wzrost ciśnienia, przy którym doszło do uszkodzenia do 52,0 MPa. Uszkodzeniu w tym przypadku uległ pierścień uszczelniający znajdujący się pomiędzy pierwszym i drugim elementem

korpusu o konstrukcji trójdzielnej. Bardzo istotną obserwacją w przypadku tej próby było plastyczne odkształcenie śrub łączących elementy pompy. Fakt ten stwierdzono przy demontażu jednostki nr 2 po próbie niszczącej, na podstawie zachowania nakrętek na śrubach. Były one zupełnie luźne. Ich odkręcenie nie wymagało użycia przyjętego momentu. Dalsze oględziny śrub wykazały ich skrzywienie. Jako przyczynę uszkodzenia śrub już przy ciśnieniu 52,0 MPa wskazuje się większą siłę osiową. Wynika to z oddziaływania cieczy pod ciśnieniem na znacznie większą powierzchnię, co stwierdzono na podstawie uszkodzeń pierścieni uszczelniających znajdujących się pomiędzy kolejnymi elementami korpusu pompy.

W tabeli 1 przedstawiono tabelaryczne zestawienie współczynnika rezerwy dla przeprowadzonych prób niszczących.

Zestawienie współczynników rezerwy k dla poszczególnych pomp prototypowych

Tabela 1.

Lp.	Opis testowanej jednostki	P_n [MPa]	k [%]
1	Jednostka nr 1 – pokrywa z żeliwa EN-GJS-500-7, śruby z gwintem walcowanym	58,70	46,75
2	Jednostka nr 2 – pokrywa z żeliwa ZL 250, śruby z gwintem skrawanym	37,50	-6,25
3	Jednostka nr 2 – pokrywa z żeliwa ZL 250, śruby z gwintem walcowanym	39,80	-0,50
4	Jednostka nr 2 – pokrywa z żeliwa EN-GJS-500-7, śruby z gwintem walcowanym	52,00	30,00

Współczynnik rezerwy określony wzorem 1.1, dla jednostki nr 1 z pokrywą i płytą wykonaną z żeliwa sferoidalnego, wynosi 46,75%. Dla jednostki nr 2 z pokrywą i płytą z żeliwa kruchego (próba nr 2 i 3) rezerwa nie występuje ponieważ do uszkodzenia jednostki doszło poniżej zakładanego ciśnienia tłoczenia dla prototypowych jednostek. Po zamontowaniu pokrywy z żeliwa sferoidalnego i śrub z gwintem walcowanym współczynnik ten wynosi 30,00%. Oznacza to, że po wprowadzeniu usprawnień, konstrukcje są w stanie wytrzymać znacznie wyższe obciążenia statyczne. Jednak ze względu na obciążenia dynamiczne, które będą analizowane w próbie zasobu pracy należy rozważyć zmianę ze śrub walcowanych 10.9, na śruby 12.9 lub zwiększenie ich przekroju.

Literatura

1. Stryczek S.: Napęd hydrostatyczny. Elementy i układy. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1984.
2. Osiecki A.: Hydrostatyczny napęd maszyn. Warszawa: Wydawnictwo WNT, 2014.
3. Kollek W., Osiński P.: Modelling and design of gear pumps. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki, 2009.
4. Kollek W.: Pompy zębate konstrukcja i eksploatacja. Wrocław: Zakład Narodowy im. Ossolińskich, 1996.

5. Osiński P.: Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrzym. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2013.
6. Osiński P.: Modelling and design of gear pumps with modified tooth profile. Saarbrücken: Lambert Academic Publishing, 2014.
7. Dokumentacja techniczna wysokociśnieniowych pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym.
8. Kollek W., Maćkiewicz J.: Teoria i obliczanie pomp zębatych. Kadłuby i układy napięte wstępnie. Wrocław: Ossolineum, 1999.

Badania wytrzymałości węzłów konstrukcyjnych ze stali specjalnych

Jerzy Ickiewicz - Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Suwałkach

Streszczenie: Ze względu na coraz częstsze stosowanie w konstrukcji maszyn rolniczych stali specjalnych o dużej wytrzymałości i odporności na zużycie ściernie oraz brak danych literaturowych na ten temat, zachodzi konieczność prowadzenia badań wytrzymałościowych prototypów tych maszyn. Dotyczy to w szczególności dużych maszyn pracujących w ciężkich i zmiennych warunkach eksploatacji.

W rozdziale przedstawiono wyniki badań i analizy wytrzymałości wybranych węzłów konstrukcyjnych dyskowej kosiarki do trawy oraz wytrzymałości zmęczeniowej jej listwy tnącej.

Strength tests for structural nodes made of special steels

Abstract: Due to the increasing use of special steels with high strength and abrasion resistance in the construction of agricultural machines and the lack of literature data on the subject, it is necessary to conduct strength tests on prototypes of these machines. This applies in particular to large machines operating under heavy and variable operating conditions.

This paper presents the experimental results and analysis of strength of selected structural joints of disc lawn mower and fatigue strength of its cutting strip.

1. Wprowadzenie

Problemy wytrzymałości materiałów [2] i węzłów konstrukcyjnych mają duże znaczenie, zarówno poznawcze jak i użyteczne, ponieważ obciążenia zmieniające się w czasie, działając na poszczególne elementy i układy, powodują powstawanie zmiennych (cyklicznych) naprężeń, które wywołują w materiale złożony splot zjawisk (zjawiska i zmiany zmęczeniowe aż do zniszczenia elementu) i zmian zależnych od wartości tych naprężeń i liczby cykli.

W związku z tym, w procesie wytwarzania maszyn zachodzi potrzeba określenia wpływu wielkości i charakteru obciążeń eksploatacyjnych na ich trwałość, a w konsekwencji na jakość realizowanego przez urządzenia procesu roboczego.

W procesie eksploatacji kosiarek do trawy najczęstszym powodem utraty zdolności użytkowej jest pękanie konstrukcji nośnej oraz konstrukcji listwy tnącej.

W pierwszej części rozdziału, w celu określenia naprężeń w wybranych węzłach konstrukcyjnych, przedstawiono pomiary parametrów wytrzymałościowych prototypu dyskowej kosiarki do trawy wykonanej ze stali specjalnej o granicy plastyczności 750 – 900 MPa. Badania odkształceń i naprężeń elementów konstrukcji wykonano w fazie podnoszenia i opuszczania kosiarki podczas postoju, przejazdu kosiarką w położeniu transportowym po nierównym terenie oraz podczas koszenia trawy w trzech węzłach konstrukcyjnych (zaczep, korpus i ramię).

W drugiej części rozdziału zaprezentowano badania wytrzymałości zmęczeniowej listwy tnącej kosiarki. Na podstawie uzyskanych wyników możliwe było ustalenie punktów, w których występuje największa koncentracja naprężeń a w konsekwencji inicjuje się proces pęknięcia. Na podstawie tego oraz kierunków propagacji pęknięć możliwe było zaproponowanie zmian konstrukcyjnych, które zapewnią większą trwałość urządzenia.

2. Aparatura pomiarowa

Do pomiarów odkształceń wykorzystano układ pomiarowy złożony z dwóch czterokanałowych systemów pomiarowych typu SPIDER8 firmy Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH oraz komputer przenośny typu notebook z zainstalowanym dedykowanym oprogramowaniem firmy HBM typu CATMAN Professional w wersji 5.0. Stanowisko badawcze, z aparaturą pomiarową zamontowaną w kabinie operatora kosiarki dyskowej, pokazano na rysunku 1.



Rys. 1. Stanowisko pomiarowe zlokalizowane w kabinie operatora kosiarki dyskowej
[źródło: opracowanie własne]

SPIDER'8 umożliwia rejestrację danych z rozdzielczością 16 bitów przy próbkowaniu z szybkością od 1 Hz do 9600 Hz w zakresie temperatur od -10°C do $+50^{\circ}\text{C}$. Błąd nieliniowości urządzenia nie przekracza 0,05%. Urządzenia można łączyć ze sobą blokowo (do 8 analizatorów), uzyskując tym samym znacznie większą liczbę kanałów pomiarowych. W wersji podstawowej, SPIDER'8 jest wyposażony w 4 wzmacniacze pracujące z częstotliwością nośną do 4,8 kHz.

SPIDER'8 jest sterowany za pomocą oprogramowania CATMAN zainstalowanego na komputerze przenośnym typu notebook. Wykorzystywane w badaniach oprogramowanie umożliwia prowadzenie ciągłej rejestracji sygnału (ograniczonej jedynie ilości wolnego miejsca na dysku twardym komputera) w jednym z trzech trybów wyzwalania pomiarów:

- pomiar asynchroniczny (natychmiastowy),
- pomiar w funkcji czasu,
- automatyczna rejestracja sygnału po przekroczeniu zdeterminowanych (zadanych) wartości (tzw. triggering).

Rejestrator SPIDER'8 współpracuje z czujnikami indukcyjnymi lub tensometrycznymi w układzie pełnego- lub pół-mostka oraz przy sygnałach stałonapięciowych w zakresie ± 10 V, umożliwiając pomiar takich parametrów, jak:

- przyspieszenie,
- przemieszczenie,
- odkształcenie,
- siła,
- ciśnienie,
- temperatura.

Do pomiaru odkształceń w wybranych punktach węzłów kosiarki dyskowej wykorzystano czujniki elektrooporowe (tensometry) firmy Micro-Measurements Division o oporności $350,0 \pm 0,3 \Omega$ (przy 24°C), długości bazy pomiarowej wynoszącej 13 mm oraz stałej tensometrycznej równej, $k = 2,06 \pm 0,5\%$. W obliczeniach wartości naprężeń przyjęto, że moduł Younga $E = 210$ GPa.

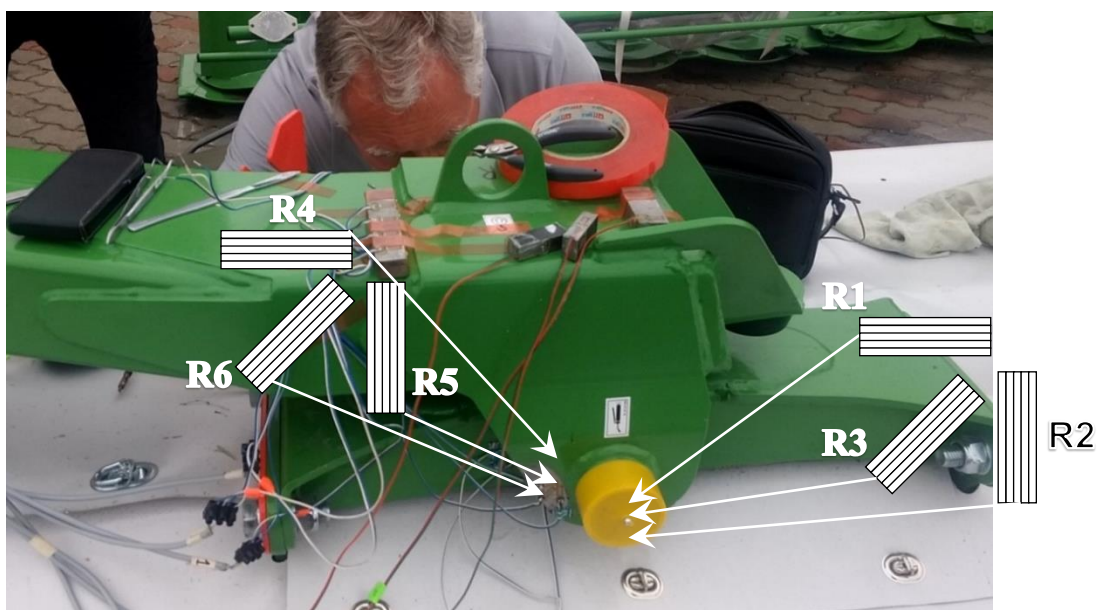
Rozmieszczenie tensometrów na zaczepie (Z) pokazano na rysunku 2, na korpusie - na rysunku 3 i na ramieniu - na rysunku 4. Przykładowe wyniki odkształceń i naprężeń na ramieniu kosiarki pokazano na rysunku 5.



Rys. 2. Rozmieszczenie tensometrów na zaczepie kosiarki
[źródło: opracowanie własne]

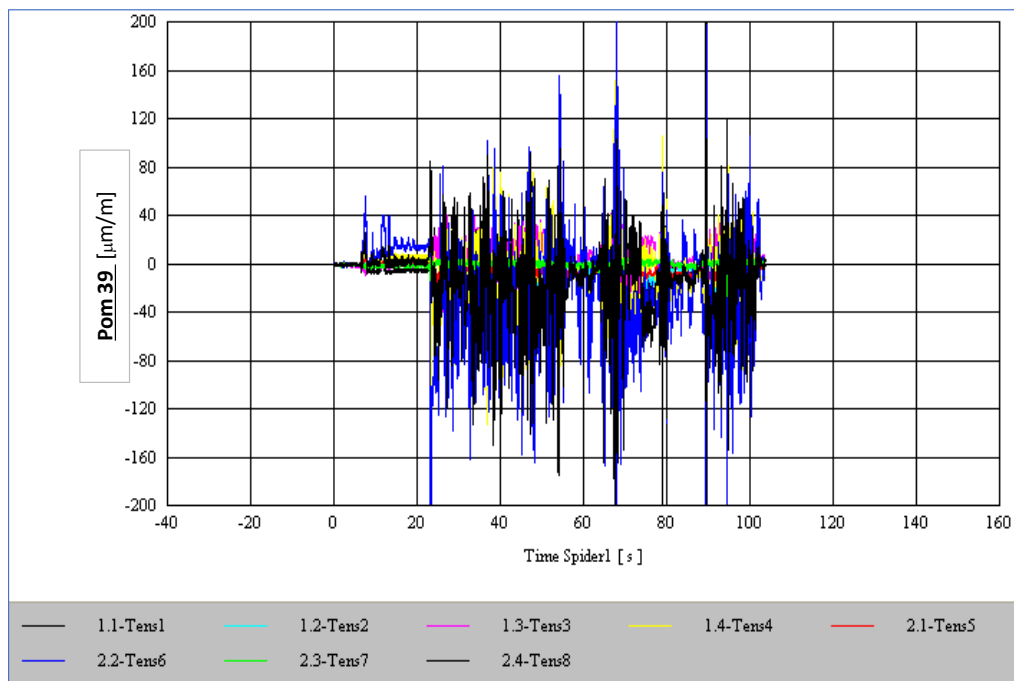


Rys. 3. Rozmieszczenie tensometrów na korpusie kosiarki [źródło: opracowanie własne]

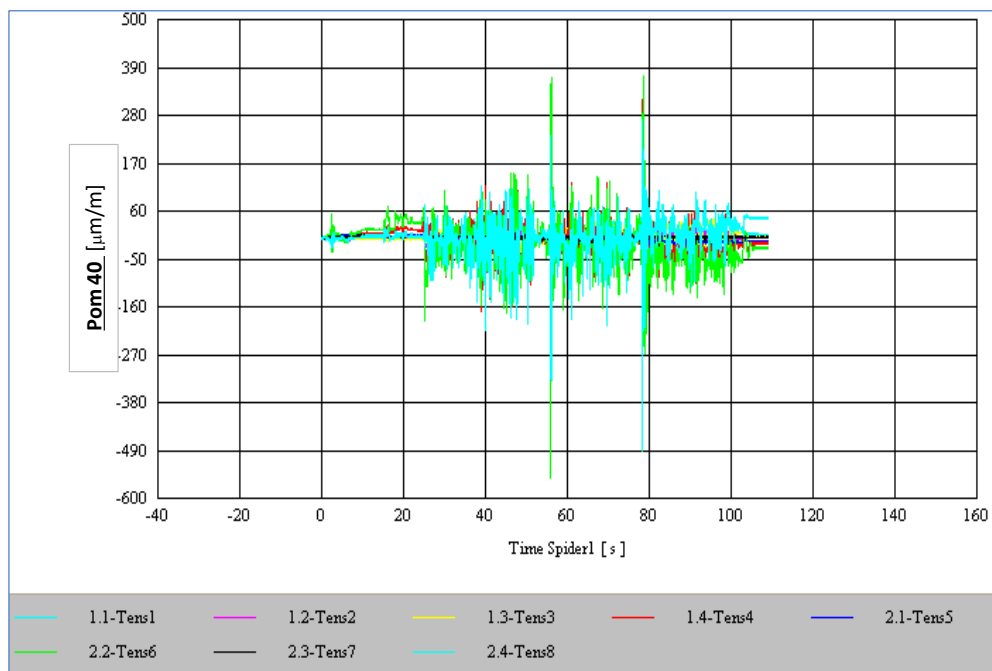


Rys. 4. Rozmieszczenie tensometrów na ramieniu kosiarki [źródło: opracowanie własne]

Nazwa pliku	Wymuszenie	Próbkowanie/ Filtr Bessel	Max/Min	Odkształcenia [$\mu\text{m/m}$]							
				Tensometr Nr 1	Tensometr Nr 2	Tensometr Nr 3	Tensometr Nr 4	Tensometr Nr 5	Tensometr Nr 6	Tensometr Nr 7	Tensometr Nr 8
Pom39	Koszenie - wysoka trawa (ciśnienie 50 bar)	200 / 20 Hz	Max	206,7	35,7	88,8	165,0	7,5	203,0	16,5	124,0
			Min	-149,8	-30,3	-90,4	-288,5	-29,1	-428,7	-29,6	-267,5



Nazwa pliku	Wymuszenie	Próbkowanie/ Filtr Bessel	Max/Min	Odkształcenia [$\mu\text{m/m}$]							
				Tensometr Nr 1	Tensometr Nr 2	Tensometr Nr 3	Tensometr Nr 4	Tensometr Nr 5	Tensometr Nr 6	Tensometr Nr 7	Tensometr Nr 8
Pom40	Koszenie - wysoka trawa (ciśnienie 70 bar)	200 / 20 Hz	Max	298,3	78,3	156,4	319,2	28,4	373,0	21,7	271,9
			Min	-283,1	-55,0	-158,4	-434,6	-23,5	-553,9	-58,0	-488,6



Nazwa pliku	Wymuszenie	Próbkowanie/ Filtr Bessel	Max/Min	Uśrednione odkształcenia [$\mu\text{m/m}$] - średnia z trzech serii							
				Tensometr Nr 1	Tensometr Nr 2	Tensometr Nr 3	Tensometr Nr 4	Tensometr Nr 5	Tensometr Nr 6	Tensometr Nr 7	Tensometr Nr 8
Pom37-40	Koszenie trawy	200 / 20 Hz	Max	222,6	58,3	101,2	212,3	15,1	255,6	16,1	191,7
			Min	-169,0	-33,2	-115,9	-316,0	-20,3	-390,8	-40,5	-303,8

Nazwa pliku	Wymuszenie	Próbkowanie/ Filtr Bessel	Max/Min	Ekstremalne odkształcenia [$\mu\text{m/m}$]							
				Tensometr Nr 1	Tensometr Nr 2	Tensometr Nr 3	Tensometr Nr 4	Tensometr Nr 5	Tensometr Nr 6	Tensometr Nr 7	Tensometr Nr 8
Pom37-40	Koszenie trawy	200 / 20 Hz	Max	298,3	78,3	156,4	319,2	28,4	373,0	21,7	271,9
			Min	-283,1	-55,0	-158,4	-434,6	-29,1	-553,9	-58,0	-488,6

Nazwa pliku	Wymuszenie	Próbkowanie/ Filtr Bessel	Max/Min	Ekstremalne naprężenia [MPa]							
				Tensometr Nr 1	Tensometr Nr 2	Tensometr Nr 3	Tensometr Nr 4	Tensometr Nr 5	Tensometr Nr 6	Tensometr Nr 7	Tensometr Nr 8
Pom37-40	Koszenie trawy	200 / 20 Hz	Max	62,6	16,4	32,8	67,0	6,0	78,3	4,6	57,1
			Min	-59,5	-11,5	-33,3	-91,3	-6,1	-116,3	-12,2	-102,6

Rys. 5. Odkształcenia i naprężenia na ramieniu kosiarki [źródło: opracowanie własne]

3. Badania zmęczeniowe listwy kosiarki

Zespołem decydującym o jakości cięcia trawy oraz największym prawdopodobieństwem uszkodzenia podczas eksploatacji jest listwa tnąca o bardzo skomplikowanej szczelnej i zamkniętej konstrukcji wypełnionej olejem, w której znajduje się przekładnia zębata. Każda nieszczelność spowodowana pęknięciem skutkuje wyciekami oleju i w konsekwencji zniszczeniem kół zębatych mechanizmu napędu noży tnących (rys. 6).



Rys. 6. Uszkodzone koło napędu noży kosiarki dyskowej [źródło: opracowanie własne]

Na podstawie uzyskanych wyników możliwe było ustalenie punktów, w których występuje największa koncentracja naprężeń, a w konsekwencji inicjuje się proces pęknięcia. Na podstawie tego oraz kierunków propagacji pęknięć możliwe było zaproponowanie zmian konstrukcyjnych, które zapewnią większą trwałość urządzenia.

Ze względu na obecność wielu koncentratorów naprężeń i skomplikowanej geometrii listwy, badania przeprowadzono na obiekcie rzeczywistym. Oprócz zamocowania na stanowisku badawczym – odpowiadającym warunkom eksploatacji - należało ustalić sposób i charakter obciążeń. Ponieważ kosiarki pracują w różnych warunkach – zależnych od regionu – trudne jest określenie rzeczywistego przebiegu i wartości obciążenia eksploatacyjnego. Przyjęto zatem, częściowo arbitralnie a częściowo na podstawie badań przedstawionych w punkcie 2, program obciążeń, który został opisany w dalszej części pracy.

3.1. Stanowisko badawcze

Na rysunku 7 pokazano zamocowaną z dwóch stron do nieruchomych kolumn listwę (1) kosiarki dyskowej na stanowisku badawczym.

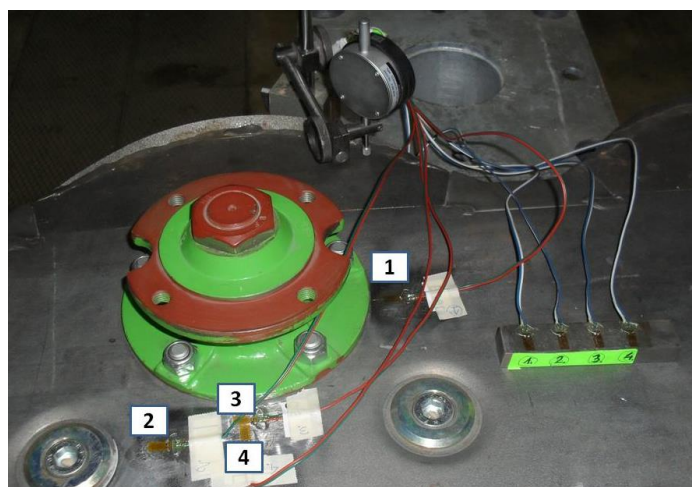


Rys. 7. Stanowisko badawcze [źródło: opracowanie własne]

Obciążenie realizowano za pomocą programowalnego silownika (2), a pomiar naprężeń i odkształceń w wybranych punktach konstrukcji stosując zespół tensometrów.

3.2. Układ pomiarowy dynamicznych parametrów naprężeń i odkształceń

Układ pomiarowy (rys. 8) składa się z ośmiu tensometrów (czterech pomiarowych i czterech kompensacyjnych), wzmacniacza pomiarowego SPIDER 8 oraz stacji PC. Umożliwia on pomiar odkształceń, na podstawie których można następnie obliczyć naprężenia.



Rys. 8. Układ pomiarowy

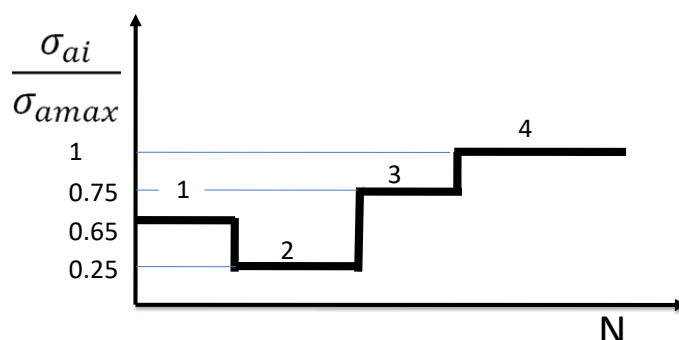
Zastosowanie urządzenia SPIDER 8 pozwala na pomiar interesujących wielkości z dużą częstotliwością próbkowania oraz na filtrowanie akwizowanych danych.

Ponadto zastosowany układ pomiarowy sprzęgnięty jest z modułem sterującym siłownikiem hydraulicznym, co pozwala na rejestrację danych w funkcji aktualnie aplikowanego obciążenia.

Tensometry pomiarowe (rys. 8 - 1, 2, 3, 4) zostały naklejone w miejscach, w których mogą wystąpić duże gradienty naprężeń spowodowane lokalną zmianą sztywności listwy a mianowicie w okolicy otworów mocujących koła napędu noży kosiarki.

3.3. Przebieg badań

Jak już wspomniano wcześniej, kosiarki eksploatowane są w różnych warunkach, przez co niemożliwe jest określenie rzeczywistego przebiegu i wartości obciążenia eksploatacyjnego. Należy zatem przyjąć te parametry tak, aby uwzględniały specyfikę pracy badanej listwy. Oczywiście jest, że listwa poddana będzie działaniu obciążenia zmiennego o cyklu odzerowo tętniącym. W szczególnych przypadkach, cykl obciążenia może być jednostronny. W badaniach założono jednoblokowy, czteropoziomowy program obciążeń, przedstawiony na rysunku 9, w których oś rzędnych to amplituda naprężeń poszczególnych cykli odniesiona do największej amplitudy zaś oś odciętych to liczba realizowanych cykli dla poszczególnych poziomów aplikowanych obciążeń.



Rys. 9. Blokowy program obciążeń [2]

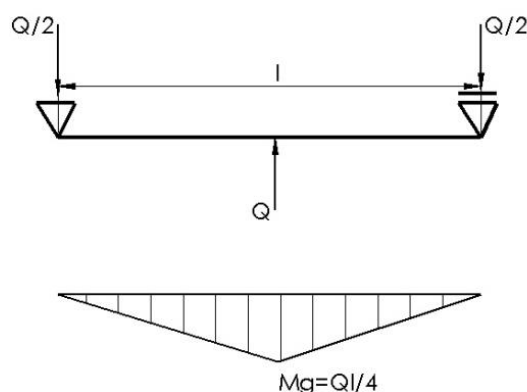
Planowane badania miały na celu dać kompleksowy pogląd na trwałość listwy zarówno w zakresie nisko - jak i wysoko-cyklowym. Przyjęto za [2], że wytrzymałość zmęczeniowa $Z = w \cdot R_m$ ($w = 0,7 \div 0,9$). Zatem w poziomach 1, 2, 3 (rys. 9) aplikowano naprężenia cyklu obciążającego $\sigma_{max} < Z$, natomiast dla poziomu czwartego $\sigma_{max} > Z$.

Istotną rzeczą było ustalenie wartości siły Q (siła wywierana przez siłownik na listwę) powodującej wystąpienie naprężeń równych założonym naprężeniom σ_{max} . Zwykle ustala się ją na podstawie próby statycznej. Ze względu na koszt listwy, taka próba nie została przeprowadzona. Interesującą wielkość Q zatem należało wyznaczyć analitycznie, z uwzględnieniem obecności w konstrukcji koncentratorów naprężeń. Ponieważ na podstawie dokumentacji niemożliwe było poeksploatacyjne ustalenie miejsca, w którym zainicjował się proces pęknięcia materiału listwy, w obliczeniach przyjęto intuicyjnie, że największa koncentracja naprężeń wystąpi w okolicy otworu do mocowania koła napędu noży.

Uwzględniając współczynnik działania karbu β , określono wartość siły Q . Tok obliczeń przedstawiono w rozdziale 3.3.1.

3.3.1. Wyznaczanie obciążenia Q

W analizie pominięto oddziaływanie obciążeń stycznych a uwzględniono tylko naprężenia normalne pochodzące od zginania. Na rysunku 10 pokazano schemat obciążenia oraz rozkład momentu gnącego.



Rys. 10. Rozkład momentu gnącego [źródło: opracowanie własne]

Maksymalne naprężenia występują w górnych włóknach listwy i wynoszą:

$$\sigma_{max} = \frac{Q \cdot l \cdot \rho}{4 J} \quad (1)$$

Uwzględniając współczynnik działania karbu można zapisać:

$$\sigma_{max} = \beta \sigma_a + \sigma_m \quad (2)$$

Biorąc pod uwagę powyższe zależności, dla cyklu odzerowo-tętniącego, dla którego

$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2}$, naprężenia można zapisać w postaci:

$$\sigma_{max} = \frac{Q l \rho}{4 J} \left(\frac{1+\beta}{2} \right) \quad (3)$$

Ponieważ: $\sigma_{max} \cong Z = w \cdot R_m$, ostatecznie zależność na wartość aplikowanej siły Q można zapisać następująco:

$$Q = \frac{w \cdot R_m \cdot 4 J}{l \cdot \rho \left(\frac{1+\beta}{2} \right)} \quad (4)$$

gdzie:

$R_m = 590$ MPa - wytrzymałość na rozciąganie,

$J = 1194035,82$ mm⁴ - moment bezwładności,

$L = 2700$ mm - długość listwy,

$P = 20,1$ mm - odległość górnego włókna listwy od osi obojętnej,

β - współczynnik działania karbu.

Wartość współczynnika działania karbu wyznaczona została na podstawie poniższej zależności:

$$\beta = (1 + \eta(\alpha_k - 1))\beta_p \quad (5)$$

gdzie poszczególne współczynniki [5] dla badanej listwy wynoszą odpowiednio:

$$\eta = 0,72,$$

$$\alpha_k = 2,$$

$$\beta_p = 1,5.$$

Ostatecznie współczynnik działania karbu wynosi: $\beta = 3,87$.

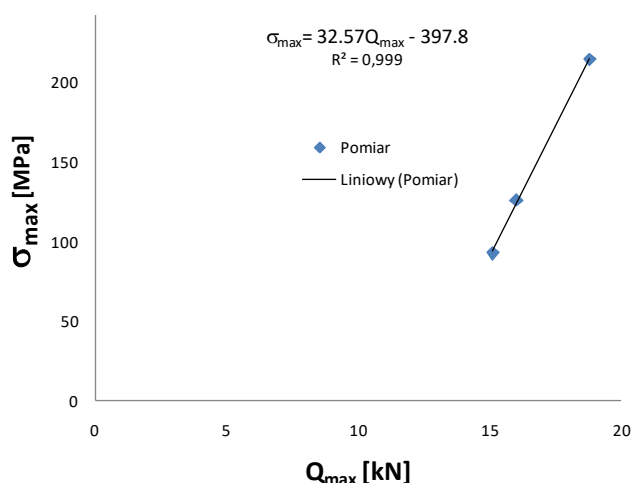
Obliczając wartość siły obciążającej Q zmieniano współczynnik w tak, żeby badania prowadzone były w zakresie wytrzymałości zmęczeniowej nisko- i wysoko-cyklowej. Ponadto, w przeprowadzonych badaniach aplikowane obciążenia były stało- i zmiennie-amplitudowe.

4. Wyniki badań eksperymentalnych

Na podstawie pomiaru naprężeń można stwierdzić, że na górnej powierzchni listwy występuje złożony stan naprężeń, wywołany obecnością licznych koncentatorów. Jak należało przypuszczać naprężenia maksymalne wystąpiły w okolicy mocowania koła napędu noży kosiarki (tensometr 1 i 3 - rys. 8). Spowodowane to jest znaczną zmianą sztywności konstrukcji listwy. Maksymalne naprężenia (tensometr 1 - rys. 8) było około 2-krotnie mniejsze niż granica plastyczności R_e , a ich wartość wzrastała wraz z liczbą cykli i wynosiła maksymalnie 214 MPa. Pomiar naprężeń wykonano tylko dla trzech wartości obciążeń Q (punkty na rys. 11).

Dla pozostałych aplikowanych sił wymuszających, naprężenia $\sigma_{\max}$ określono na podstawie równania prostej (6), otrzymanego z aproksymacji danych eksperymentalnych, co pokazano na rysunku 11.

$$\sigma_{\max} = 32.57Q_{\max} - 397.8 \text{ [MPa]} \quad (6)$$



Rys. 11. Zależność naprężeń $\sigma_{\max}$ od aplikowanej siły $Q_{\max}$

W tabeli 1 podano parametry opisujące poszczególne poziomy obciążenia aż do momentu inicjacji procesu pęknięcia.

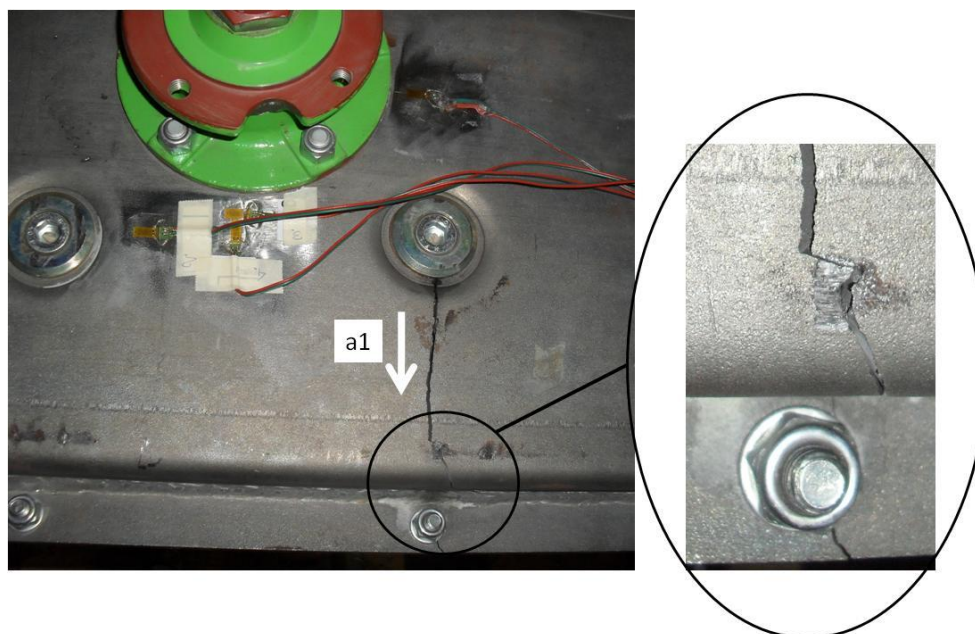
Wartości maksymalnych aplikowanych sił Q , naprężeń $\sigma_{\max}$, współczynników asymetrii i stałości obciążenia R i κ oraz częstotliwości f i liczby cykli N

Tabela 1.

	$Z = w \cdot R_m \in (413 \div 531)$ [MPa]							
	$Q_{\max}$ [kN]	$\sigma_{\max G}$ [MPa]	$\sigma_{\max K}$ [MPa]	$\sigma_{\max D}$ [MPa]	$\kappa = \frac{\sigma_m}{\sigma_a}$	$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$	f [Hz]	N [cykl]
Poziom 1	16	181.8	442.7	125.4	1	0	4	$10 \cdot 10^6$
Poziom 2	15.1	171.6	417.8	92.4	3.9	0.6	4	$10 \cdot 10^6$
Poziom 3	18.8	213.6	520.2	214	1	0	4	$1.2 \cdot 10^6$
	18.8	213.6	520.2	214	1	0	1	57600
	20.4	231.8	564.4	267*	1.2	0.08	1	32400
	21.4	243.2	592.1	299*	1.3	0.12	1	10800
Poziom 4	25.5	289.8	705.5	433*	1.04	0.02	1	10800
	26.5	301.1	733.2	465*	1.12	0.06	1	10800
	27.5	312.5	760.9	497*	1.2	0.09	1	9300

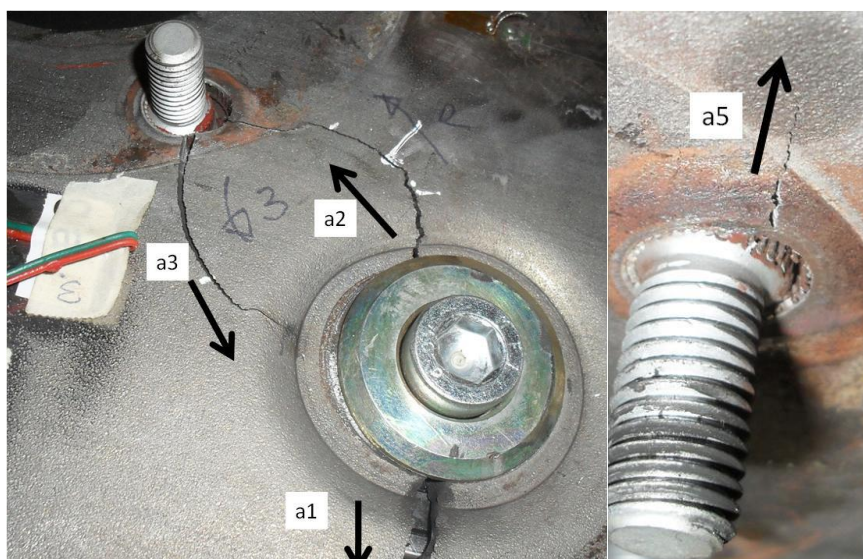
$\sigma_{\max G}$ - naprężenia obliczeniowe bez uwzględnienia lokalnej koncentracji naprężeń obliczone na podstawie zależności (1)
 $\sigma_{\max K}$ - naprężenia obliczeniowe z uwzględnieniem lokalnej koncentracji naprężeń obliczone na podstawie zależności (3)
 $\sigma_{\max D}$ - naprężenia uzyskane z badań eksperymentalnych
 *- wartości uzyskane z równania (6)

Inicjacja procesu pęknięcia nastąpiła przy czwartym poziomie stosowanego programu obciążeń, dla siły $Q_{\max} = 27,5$ kN. Po $N = 9300$ cyklach powstało pierwsze pęknięcie (rys. 12).



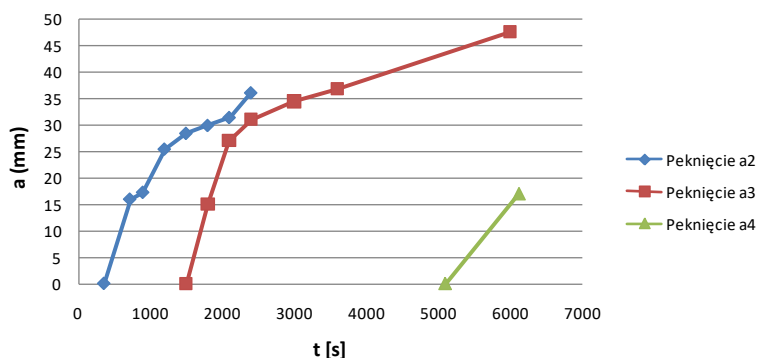
Rys. 12. Umieszczenie pierwszego pęknięcia a_1 z oznaczonym kierunkiem pęknięcia
[źródło: opracowanie własne]

Pęknięcie propagowało od otworu mocującego nóż w stronę brzegu listwy. Prawdopodobnie w konsekwencji tego pojawiły się dwa mniejsze pęknięcia (od otworu na śrubę i z lica spoiny), które połączyły się w całość. Na rysunku 12 (w powiększeniu) widać charakterystyczne „dołamanie” szczelin. Niestety nie zarejestrowano parametrów procesu propagacji tego pęknięcia.



Rys. 13. Umiejscowienie wszystkich pęknięć badanej listwy
[źródło: opracowanie własne]

Następnie, z otworu mocującego nóż, zapoczątkowało się kolejne pęknięcie **a2**, które propagowało w kierunku otworu mocującego koło napędu kosiarki. W trakcie wzrostu szczeliny **a2** pojawiły się kolejno pęknięcia **a3** i **a5**. Umiejscowienie pęknięć pokazano na rysunku 13. Przyrost długości szczelin w czasie przedstawiono na rysunku 14. Na podstawie uzyskanych danych można stwierdzić, że prędkość propagacji wszystkich szczelin była podobna. Widoczne są dwa okresy rozwoju szczeliny. Pierwszy, w początkowej fazie wzrostu szczeliny, propaguje ze znaczną prędkością oraz drugi, w którym nastąpił stabilny przyrost długości szczelin.



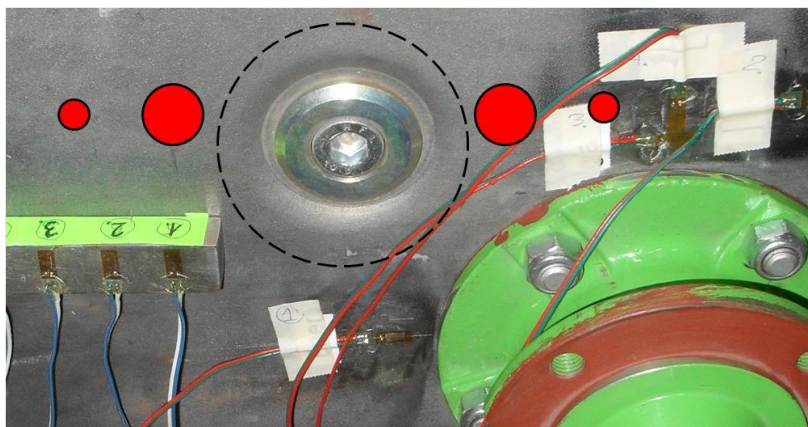
Rys. 14. Przyrost długości szczelin w czasie [źródło: opracowanie własne]

5. Proponowane zmiany konstrukcyjne oraz prognozowanie trwałości listwy

Można przyjąć, że wystąpienie pęknięcia **a1** (rys. 13) wyklucza badane urządzenie z dalszej eksploatacji (wyciek oleju i zniszczenie elementów napędu noży). Z przeprowadzonych badań wynika, że do inicjacji pęknięcia dojdzie przy obciążeniu $Q=20\div25$ kN przy cyklach zbliżonych do cykli odzerowo-tętniających. Wartość ta powinna być podana jako

obciążenie eksploatacyjne. Jest to ważna informacja przy ewentualnych sporach związanych z obsługą gwarancyjną.

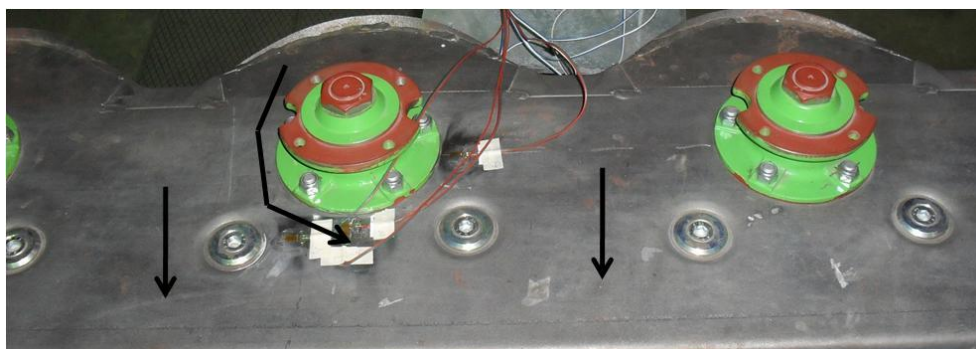
Pęknięcie **a1** zainicjowało się na obrzeżach otworu mocującego nóż. Otwór jest zatem najsłabszym ogniwem konstrukcji. Lokalną koncentrację naprężeń, wywołaną zmianą sztywności, można zmniejszyć stosując karby odciążające w postaci walcowych lub pierścieniowych wytłoczeń, co pokazano na rysunku 15.



Rys.15. Usytuowanie karbów odciążających [źródło: opracowanie własne]

Umieszczenie i cechy geometryczne wytłoczeń mogą być wyznaczone eksperymentalnie lub na podstawie analiz MES.

Ponadto, zmniejszenie oddziaływania serii karbów (otworów) na konstrukcję możliwe byłoby poprzez przesunięcie naprzemiennych otworów mocujących noże czy też przestawienie otworów śrub mocujących koło napędu noży kosiarki (rys. 16).



Rys.16. Proponowane zmiany usytuowania otworów na śruby [źródło: opracowanie własne]

Wyeliminowanie kolejnych badań eksperymentalnych (niszczących) - po zmianach konstrukcyjnych - będzie możliwe dzięki zastosowaniu, zweryfikowanego doświadczalnie, wybranego kryterium umożliwiającego prognozowanie trwałości urządzenia. Dysponując danymi z przeprowadzonych badań, zweryfikowano możliwość wykorzystania kryterium Parisa (7) z poprawką Formana (8) związanego z prędkością pęknięcia.

$$N = \int_{l_0}^{l_k} \frac{1}{c (2\alpha_k \sigma_a \sqrt{\pi l})^m} dl \quad (7)$$

$$N = \int_{l_0}^{l_k} \frac{(1-R)K_{Ic} - (2\alpha_k \sigma_a \sqrt{\pi l})}{c(2\alpha_k \sigma_a \sqrt{\pi l})^m} dl \quad (8)$$

Kryterium to pozwala na określenie liczby cykli N do wystąpienia niekontrolowanego wzrostu pęknięcia przy danym obciążeniu. Stosowanie zależności (8) jest zalecane dla cykli, dla których współczynnik asymetrii jest różny od zera.

We powyższych wzorach początkową długość pęknięcia obliczono z zależności pierwszej natomiast końcową z drugiej:

$$l_0 = \frac{1}{Mk^2 \pi} \left(\frac{\Delta K_{tH}}{0.7 R_m} \right)^2 \quad (9)$$

$$l_k = \frac{K_{Ic}^2}{Mk^2 \pi \sigma_{max}^2} \quad (10)$$

gdzie:

M_k - współczynnik skończoności wymiarów [2],

ΔK_{tH} -progowy współczynnik intensywności naprężeń [2],

K_{Ic} -odporność na pękanie [2],

R_m – wytrzymałość na rozciąganie.

Wartości uzyskane z testowanych hipotez i badań doświadczalnych przedstawiono w tabeli 2, a niezbędne stałe materiałowe zaczerpnięto z literatury [2].

Trwałość eksperymentalna oraz obliczona z testowanych hipotez

Tabela 2.

	Q_{max} [kN]	$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$	l_k [m]	N^* [cykl]	N^{**} [cykl]	N^{***} [cykl]
Poziom 1	16	0	0.024	$10 \cdot 10^6$	$9.8 \cdot 10^6$	$23 \cdot 10^6$
Poziom 2	15.1	0.6	0.041	$10 \cdot 10^6$	$76 \cdot 10^6$	$98 \cdot 10^6$
Poziom 3	18.8	0	0.008	1224000	175309	$3.1 \cdot 10^6$
	18.8	0	0.008	57600	175309	$3.1 \cdot 10^6$
	20.4	0.08	0.005	32400	123208	$1.8 \cdot 10^6$
	21.4	0.12	0.004	10800	103960	$1.3 \cdot 10^6$
Poziom 2	25.5	0.02	0.002	10800	19802	12693
	26.5	0.06	0.0016	10800	18305	100721
	27.5	0.09	0.0001	9300	17083	80518
*-liczba cykli otrzymana z badań eksperymentalnych **-graniczna liczba cykli obliczona na podstawie zależności [9] ***-graniczna liczba cykli obliczona na podstawie zależności [10]						

6. Podsumowanie i wnioski

Naprężenia w badanych węzłach konstrukcyjnych kosiarki charakteryzują się relatywnie małymi wielkościami, co świadczy o „przewymiarowaniu” konstrukcji, spowodowanej prawdopodobnie brakiem uwzględnienia przez projektanta wysokich parametrów zastosowanej stali specjalnej ($R_e = 750 \div 900$ MPa). Wynika to z faktu, iż dotychczas tego typu konstrukcje wykonywano ze stali konstrukcyjnej zwykłej jakości (zazwyczaj S 355).

Badana listwa kosiarki dyskowej wymaga, o ile to możliwe, wprowadzania pewnych zmian konstrukcyjnych, obniżających lokalną koncentrację naprężeń wywołanych obecnością karbów.

Porównując dane eksperymentalne z wynikami otrzymanymi z testowanych hipotez można stwierdzić, że zarówno kryterium Parisa [6] i Formana może być wykorzystane do prognozowania trwałości badanego urządzenia.

Z obydwu testowanych hipotez wynika, że dla przyjętego w hipotezach obciążenia równego obciążeniu aplikowanemu z poziomu 1 i 2, badana listwa przeniesie liczbę cykli zbliżoną do nieograniczonej wytrzymałości. Badania eksperymentalne dla poziomu obciążenia 1 i 2 wykazały, że badana konstrukcja wytrzyma $10 \cdot 10^6$ cykli, zatem przy takim obciążeniu nie powinno dojść do zniszczenia.

Pierwsze pęknięcie wystąpiło przy obciążeniu 27,5 kN po 9300 cyklach. Z testowanych hipotez wynika, że trwałość wynosić powinna około 17000 i 80000 cykli. Różnice są konsekwencją kumulacji uszkodzeń wynikających z historii obciążeń.

Literatura

1. Dyląg Z., Orłowski Z.: Wytrzymałość zmęczeniowa materiałów, Warszawa, WNT, 1962.
2. Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych, Warszawa, PWN, 1991.
3. Mazanek E.: Podstawy konstrukcji maszyn, Częstochowa, WPC, 1996.
4. Mieczkowski G., Molski K.: Współczynnik uwalniania energii jako parametr oceny odporności struktury dwufazowej stal-PMMA na pękanie w złożonym stanie obciążenia, *Acta Mechanica et Automatica*, (2009), Vol.3, nr 2, str.52-54.
5. Niezgodziński M.E., Niezgodziński T.: Wzory, wykresy i tablice wytrzymałościowe, Warszawa, PWN, 1973.
6. Paris P.C., Erdogan F.: A critical analysis of crack propagation laws, trans. ASME, Series D, (1963), Vol. 85, No 3.

Indeks autorów

[Larisa Adorskaja](#)

[Sławomir Badura](#)

[Alfred Carbogno](#)

[Rafał Cieślicki](#)

[Jerzy Czyżowski](#)

[Zygmunt Domagała](#)

[Jerzy Ickiewicz](#)

[Siergiej Iljin](#)

[Inna Iljina](#)

[Swietłana Iljina](#)

[Dominik Jambor](#)

[Tomasz Jasiński](#)

[Paweł Kamiński](#)

[Krzysztof Kędzia](#)

[Łukasz Klimas](#)

[Krzysztof Kotwica](#)

[Leszek Kowal](#)

[Jerzy Kwaśniewski](#)

[Rafał Łabik](#)

[Filip Matachowski](#)

[Paweł Mazurek](#)

[Wojciech Michalski](#)

[Szymon Molski](#)

[Patryk Mołdawski](#)

[Grzegorz Olszyna](#)

[Piotr Osiński](#)

[Zygmunt Paszota](#)

[Marek Płachno](#)

[Krystian Ratuszny](#)

[Maciej Roskosz](#)

[Piotr Ryndak](#)

[Michał Stawowiak](#)

[Michał Stosiak](#)

[Jerzy Tobys](#)

[Krzysztof Turewicz](#)

[Andrzej Tytko](#)

[Mirosław Witoś](#)

[Stanisław Wolny](#)

[Zbigniew Zuski](#)